

Рисунок 4 — Експериментальне дослідження моменту в приводі

на нього накладається змінна складова, викликана вільними коливаннями системи привода. Після повного з'єднання обох півмуфт ШМП наростання моменту в приводі визначається характеристикою приводного двигуна. Змінна складова моменту створена вільними коливаннями всього підйомного комплексу визначальними серед яких є коливання талевої системи з колоною труб. Одержані теоретичні результати підтверджуються експериментальними дослідженнями (рис. 4), виконаними в роботі [3].

### Література

- 1 Комаров М.С. – Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.
- 2 Мирзаджанзаде А.Х., Керимов З.Г., Копейкис М.Г. Теория колебаний в нефтепромысловом деле. – Баку: Маариф, 1976. – 363 с.
- 3 Сотников О.А., Иткинс М.Я., Камышников А.И. Экспериментальное определение нагрузок в трансмиссии буровой установки БУ-75 Бр // РНТС: Машины и нефтяное оборудование. – 1975. – № 4. – С.5-7.

УДК 622.24

## МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙ ВІБРОСИТ МЕТОДОМ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

*Б.В.Конеї, В.Б.Конеї*

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(03422) 42353  
e-mail: [koneyb@nung.edu.ua](mailto:koneyb@nung.edu.ua)

*Рассматривается моделирование вибраций вибросит методом конечных элементов, которые подлежат износу и выходу из строя при очистке растворов в процессе бурения скважин. Определенные частоты и формы собственных колебаний традиционного вибросита и вибросита с гофрированной сеткой.*

*The design of vibrations of shale shakers by the method of finite elements which are subject to the wear and failures during the cleaning of solutions in the process of the drilling of oil wells is examined in this article. The frequencies and forms of proper vibrations of traditional shale shakers and shale shakers with the 3D screen are obtained.*

Очистка бурового розчину віброситами є однією з найбільш економічних [1,2]. Однак при експлуатації вібросит нерідко виникають різноманітні ускладнення серед яких потрібно виділити такі:

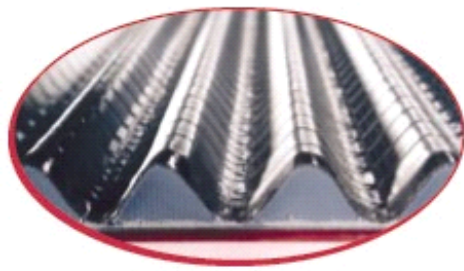
1. Забруднення сітки шламом.
2. Руйнування полотна сітки внаслідок змінних навантажень.
3. Низька продуктивність вібросита.

В результаті аналізу сучасних конструкцій вібросит нами встановлено, що на сьогодні ши-

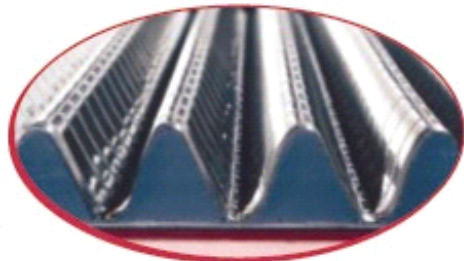
рокого розповсюдження в світі набувають конструкції гофрованих тривимірних полотен (рис.1).

Такі вібросита випускає американська фірма DERRICK EQUIPMENT.

Завдяки конструкторським рішенням значно підвищується ефективність роботи вібросита (збільшується продуктивність до 70%), а отже і ступінь очищення бурового розчину від породи (залишаються частинки менше 43 мкм). Це досягається завдяки збільшенню робочої площі вібросита.



PYRAMID™ SCREEN (PMD™)



PYRAMID™ PLUS SCREEN (PMD+™)

Рисунок 1 — Тривимірна гофрована сітка вібросита

Процес роботи такого вібросита продемонстрований на рис. 2.

На основі існуючих конструкцій нами накреслині шляхи для вдосконалення вібросит, які експлуатуються в нашій країні.

В роботі були поставлені завдання, які можна вирішити за допомогою скінченно-елементної моделі вібросита:

виявити частоти і форми власних коливань традиційного вібросита та вібросита з гофрованою сіткою;

визначити амплітудно-частотні характеристики вібросит.

На основі аналізу цих даних дати рекомендації, щодо вибору оптимальних частот коливань вібросит з точки зору ефективного переміщення твердих часток по полотну та мінімальних амплітуд напружень в полотні.

В програмному середовищі Ansys® розроблено скінченно-елементні моделі традиційного вібросита з плоскою поверхнею сітки та вібросита з гофрованою сіткою. Вважається, що застосування гофрованої сітки збільшує її міцність та площу очистки. Разом з тим збільшується жорсткість сітки і змінюються значення власних частот. Тому при заміні плоскої сітки гофрованою на віброситі з конкретною частотою коливань потрібно враховувати зміну форми коливань полотна.

Поверхня сітки (рис. 3, а) та віброрами складається з елементів Ansys типу SHELL93 – оболонка з шістьма ступенями вільності в кожному вузлі (переміщення в напрямку x, y, z і повороти навколо осей x, y, z).

Товщина оболонки моделі сітки  $h=1$  мм, а віброрами 10 мм. Товщина реальної сітки з отворами може бути визначена за формулою

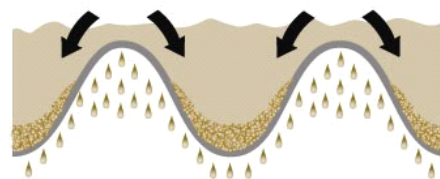
$$h_c = hS / (S - S_{\Sigma \text{отв}}),$$

де: S – площа сітки,

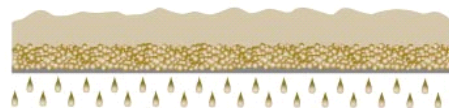
$S_{\Sigma \text{отв}}$  – сумарна площа отворів.



ENHANCED PERMEABILITY



PYRAMID SCREEN (PMD™)  
Gravity forces solids into troughs.



FLAT SCREEN (PWP™)  
Solids form continuous bed impeding fluid throughput.

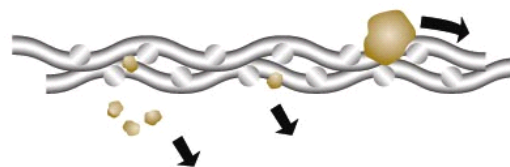
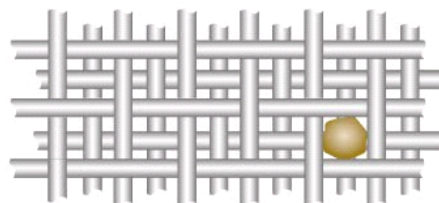
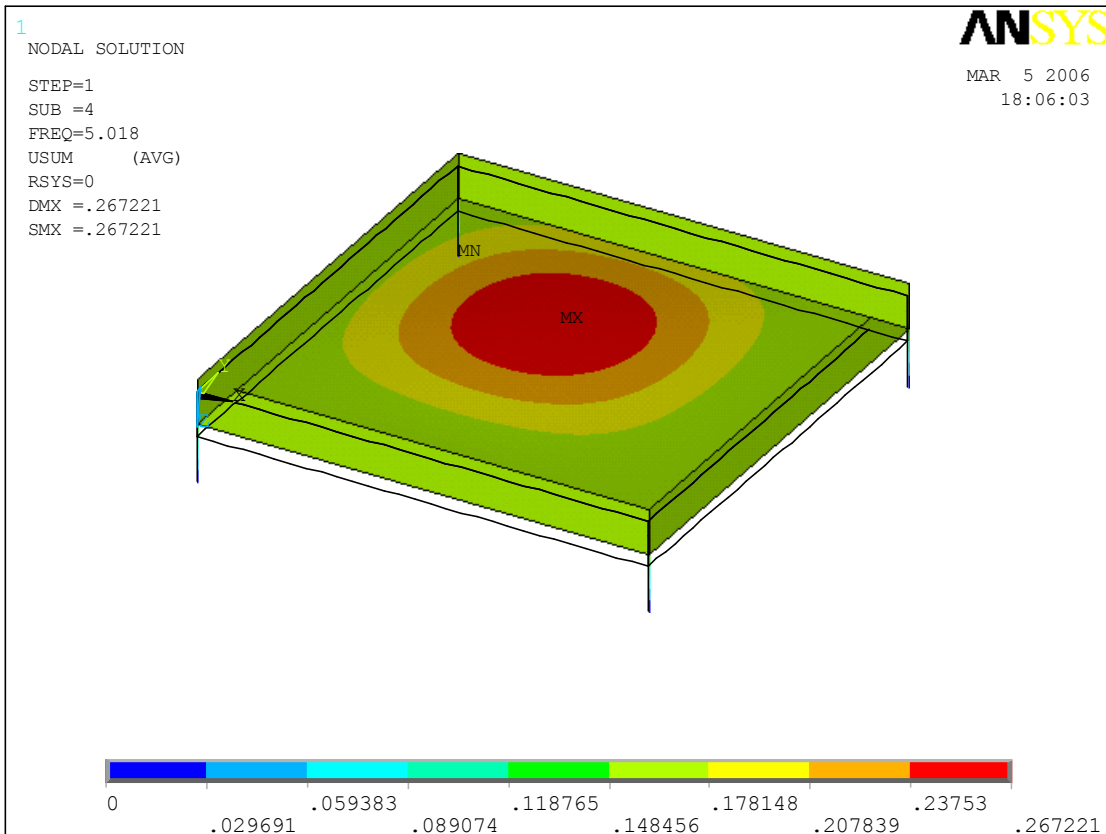


Рисунок 2 — Процес роботи вібросита з гофрованою сіткою

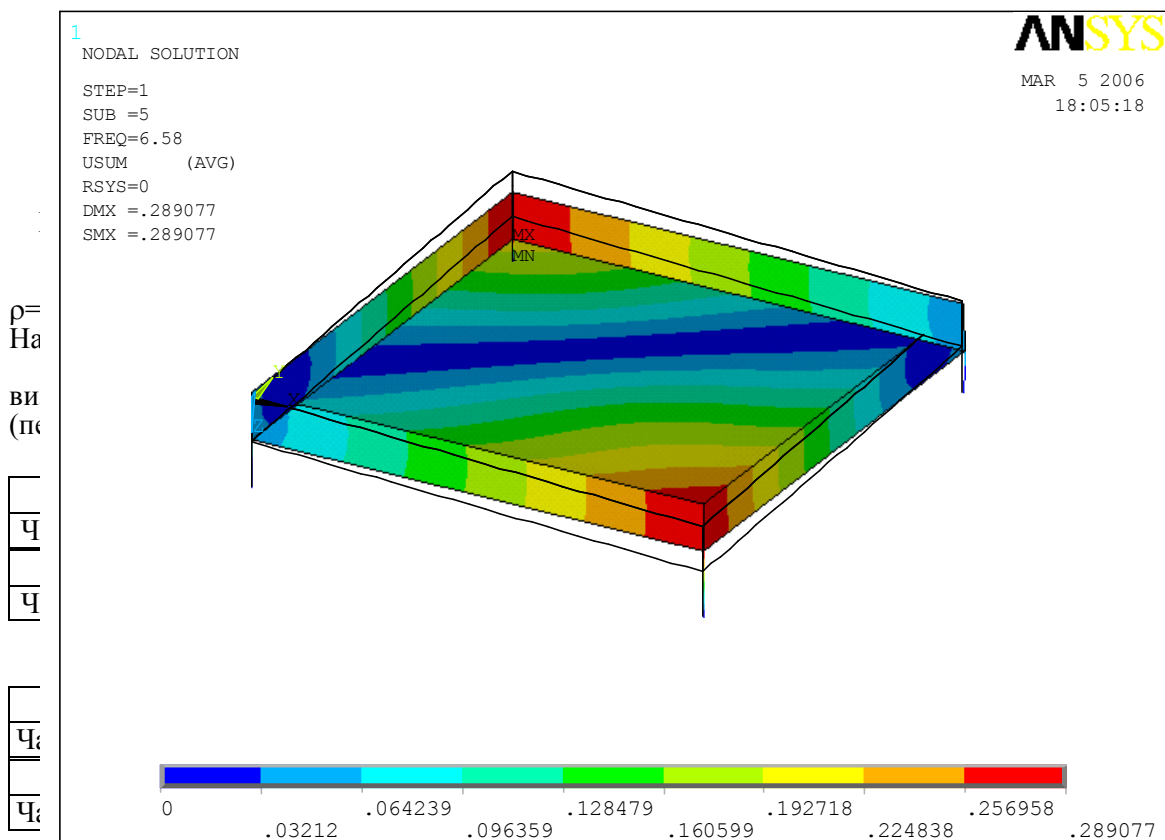
Розміри сітки 1×1 м. Віброрама установлена на чотирьох пружинах (елемент Ansys типу COMBIN14) жорсткістю  $k=10000$  Н/м.

Гофрована сітка (рис. 3, б) складається з перегинів радіусом 25 мм з кроком 100 мм.

Матеріал сітки і віброрами – сталь з модулем пружності  $E=2,1 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>, густиною



а



б)

$\rho =$   
На

ви  
(пс

Ч  
Ч

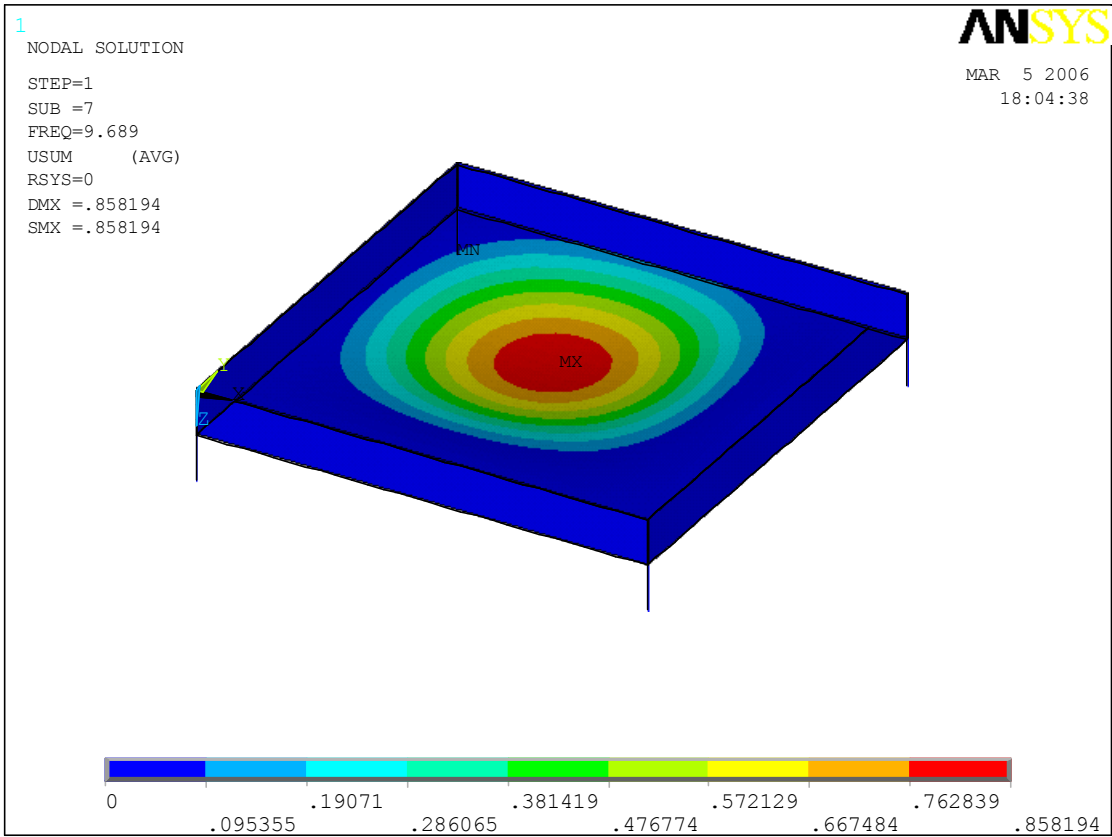
Ч<sub>і</sub>  
Ч<sub>і</sub>

оли-  
роз-  
йну-  
яких  
до-  
ора-  
ци та  
ість-  
ика-  
вим  
оли-  
тою

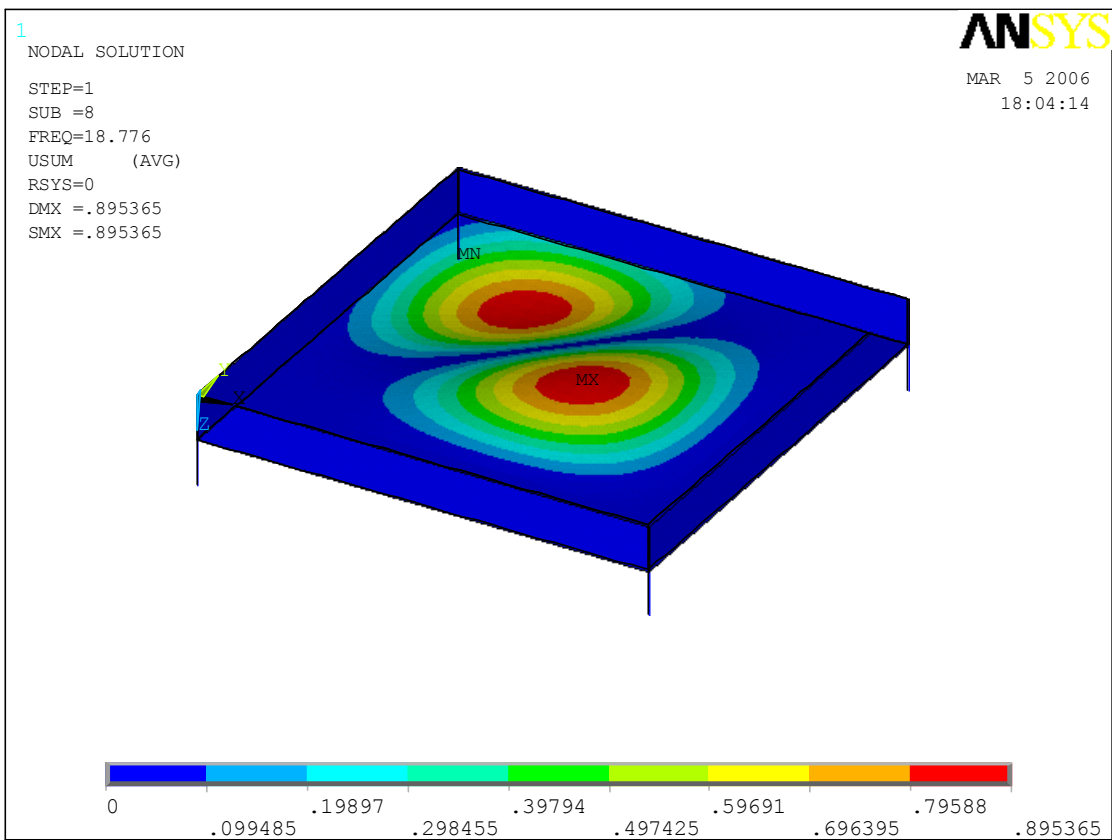
сіт-  
істо-  
істо-  
ки в  
віч-  
най-  
огах  
 $\Gamma$ ц

переміщення (м) віорсит при коливаннях з ре-  
зонансними частотами. Контурними лініями  
показано положення віборами до деформації.

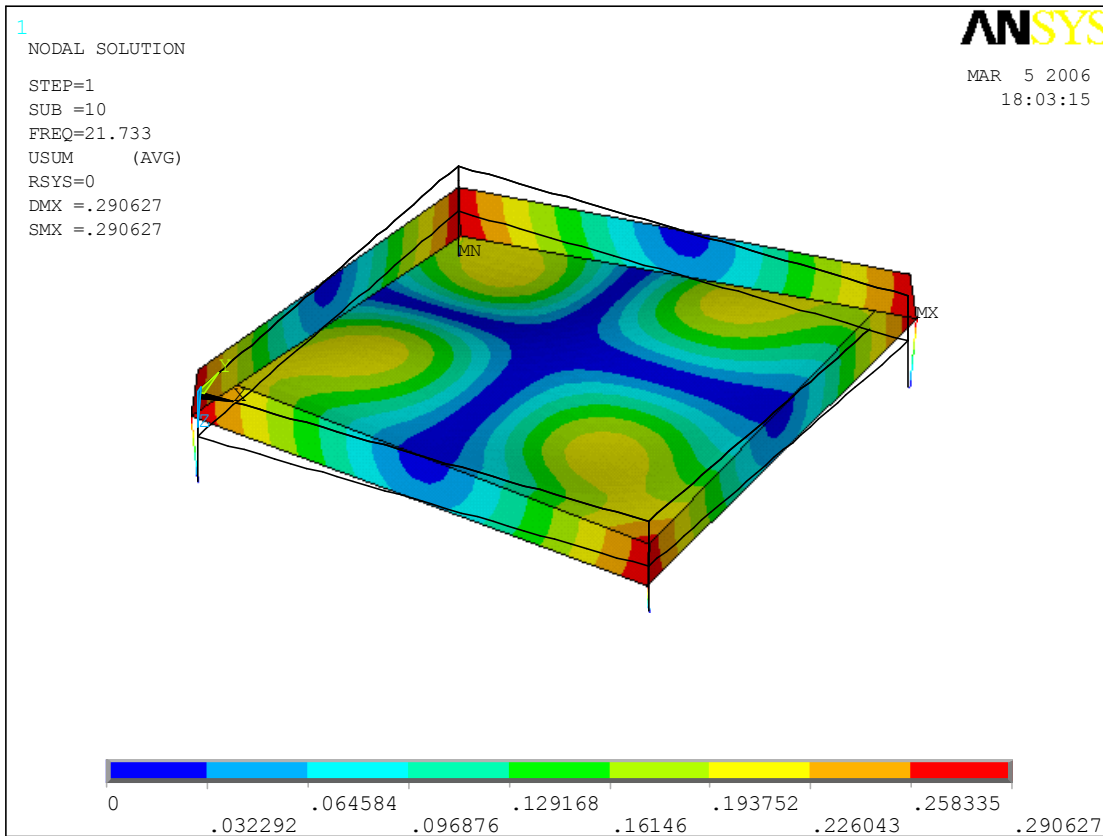
переважно зумовлює тільки деформацію пружин і найкраще сприяє руху частинок по сітці.



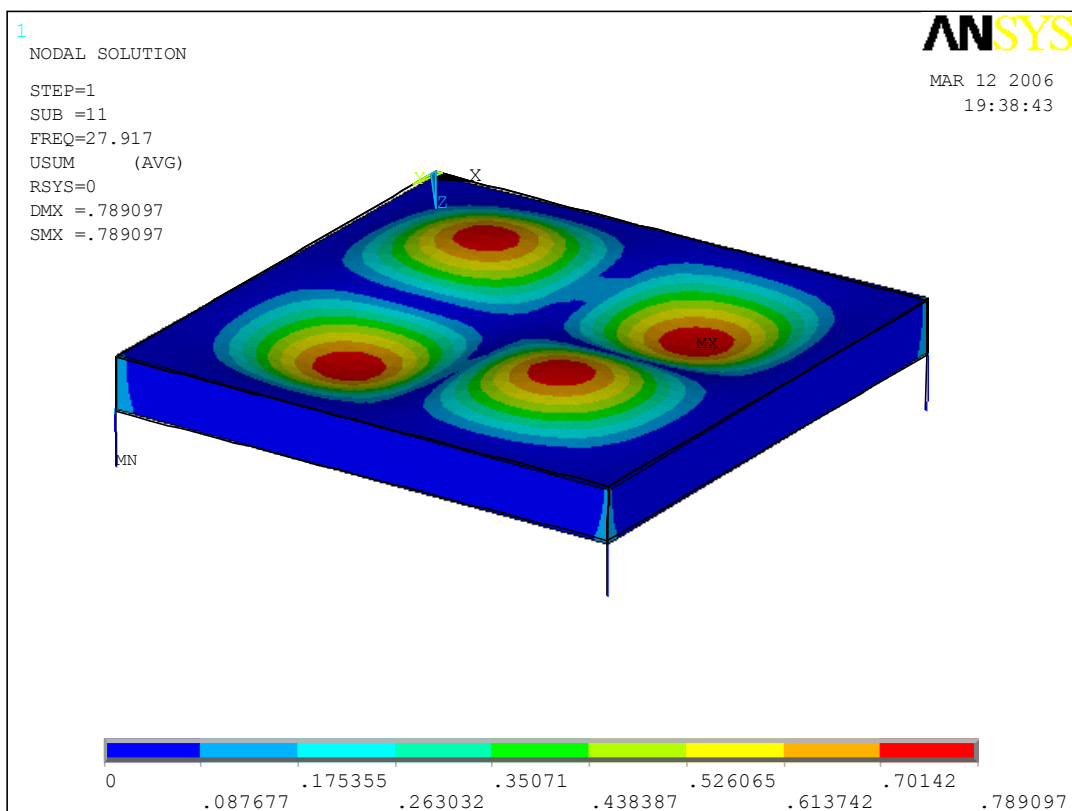
B



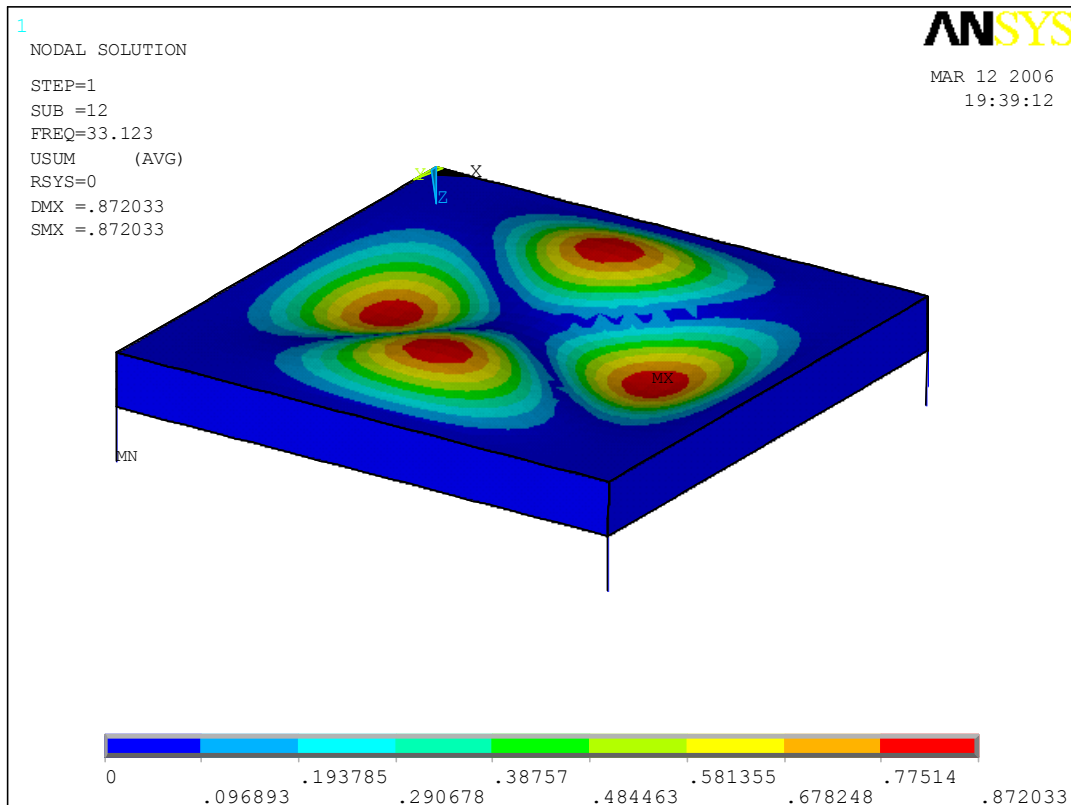
Г



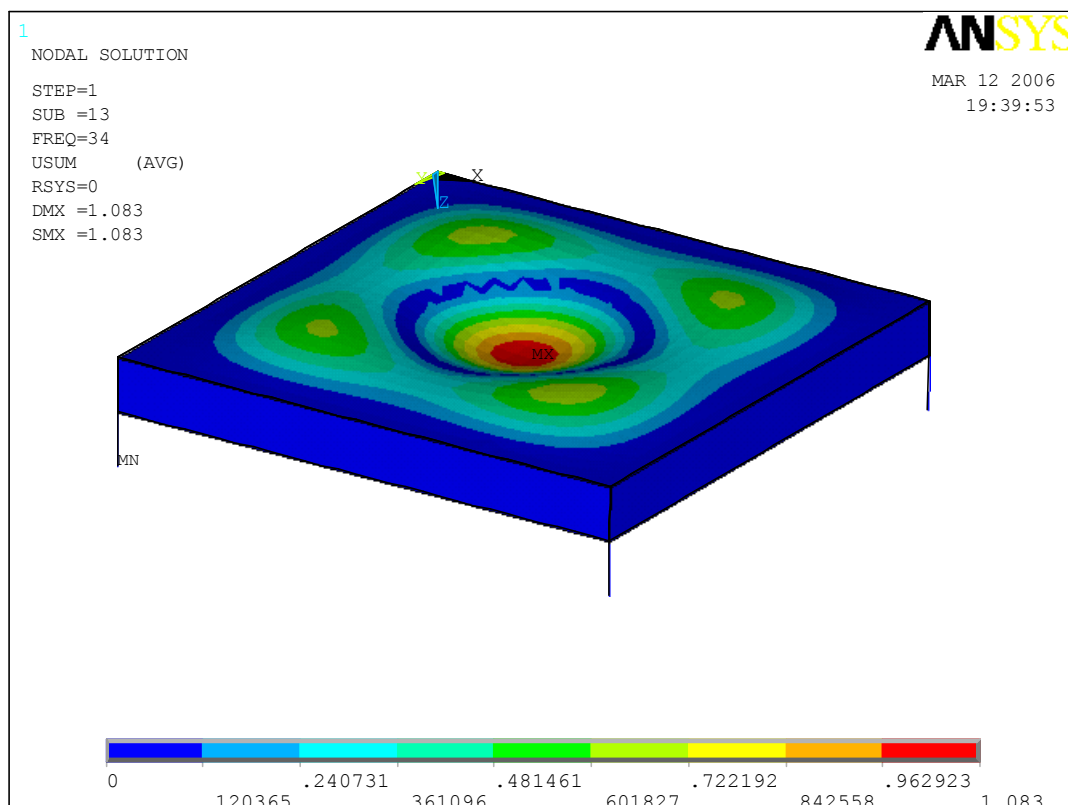
Д



e



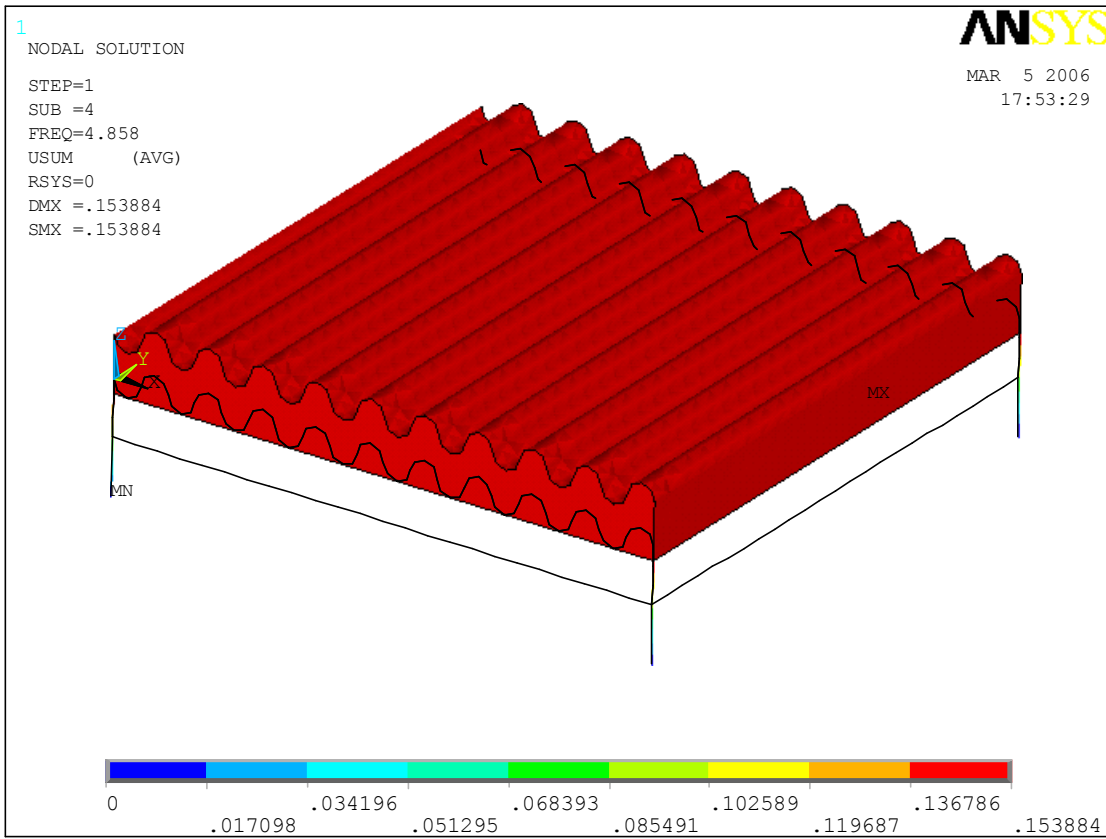
Ж



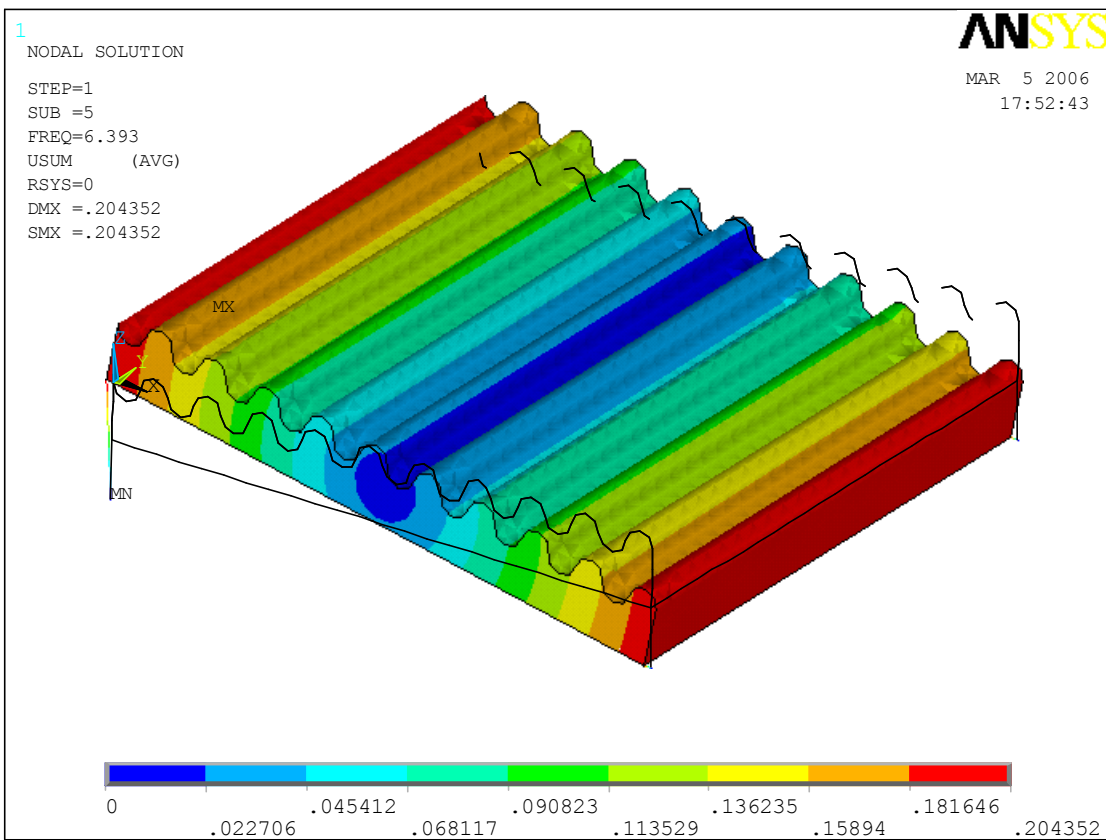
З

Рисунок 4 – Форми власних коливань (сумарні переміщення, м) вібростита з плоскою сіткою:  
а-, б-, в-, г-, д-, е-, ж-, з-

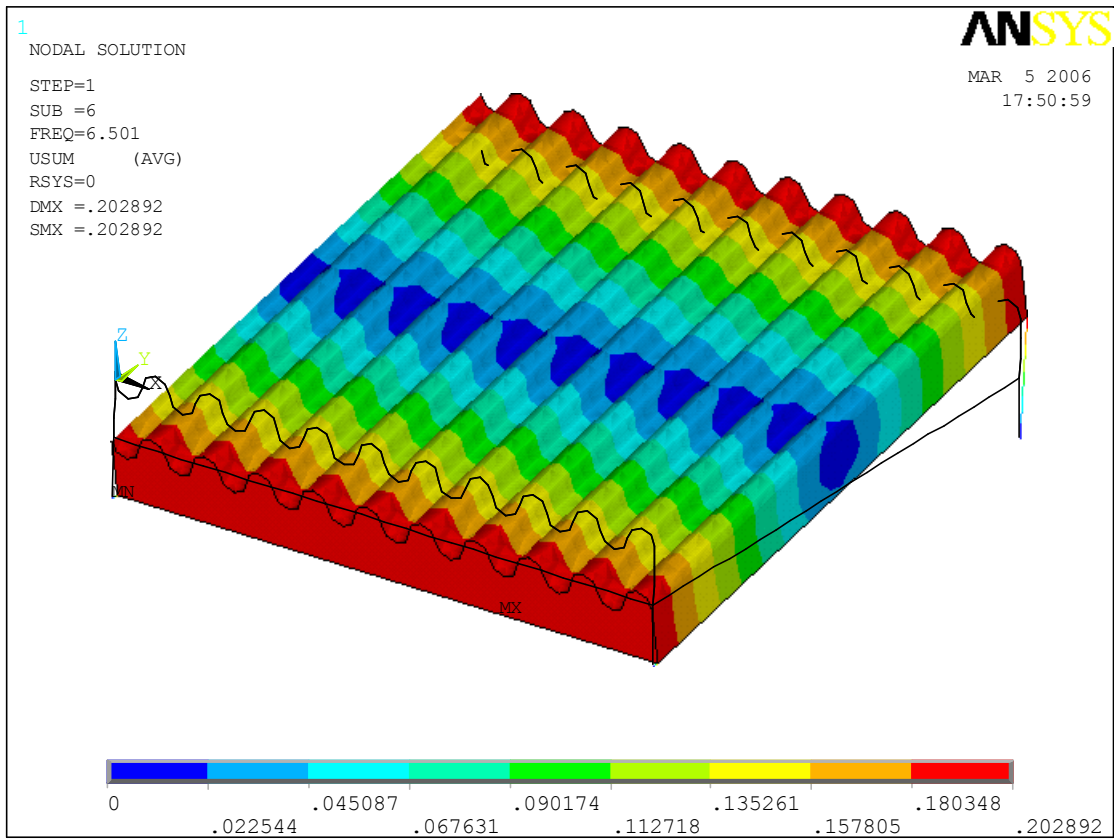




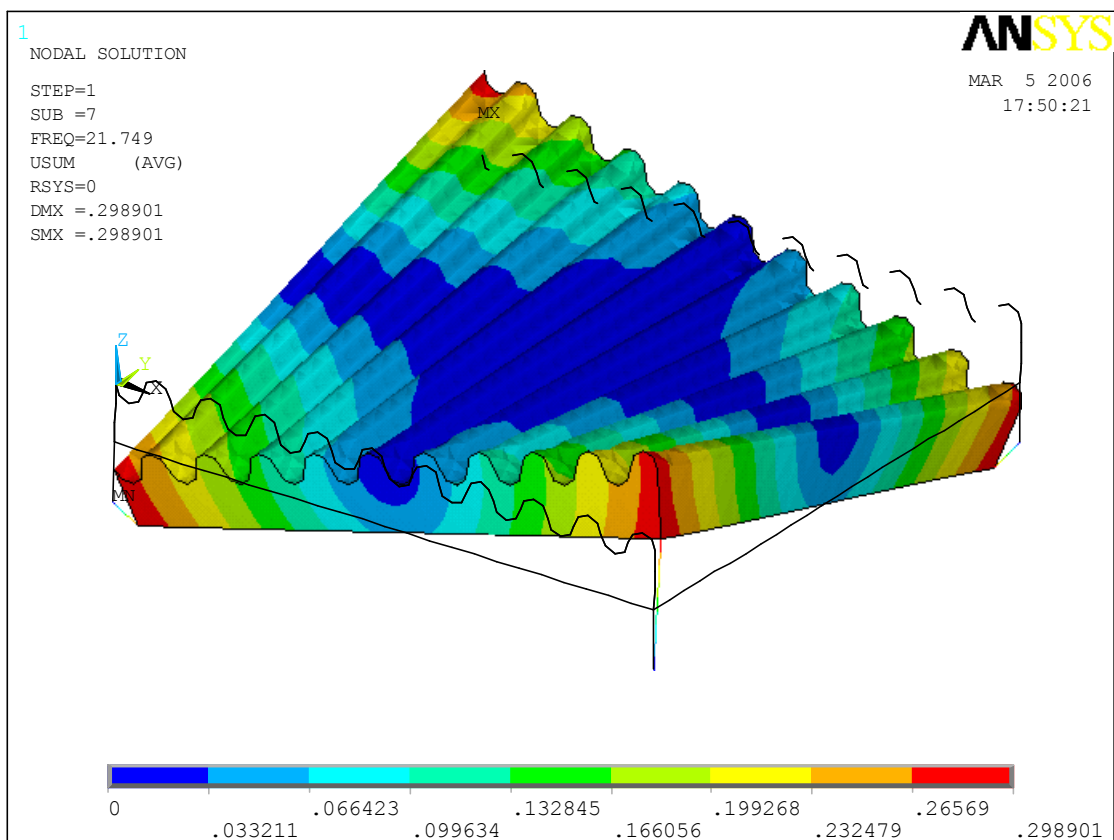
a



б

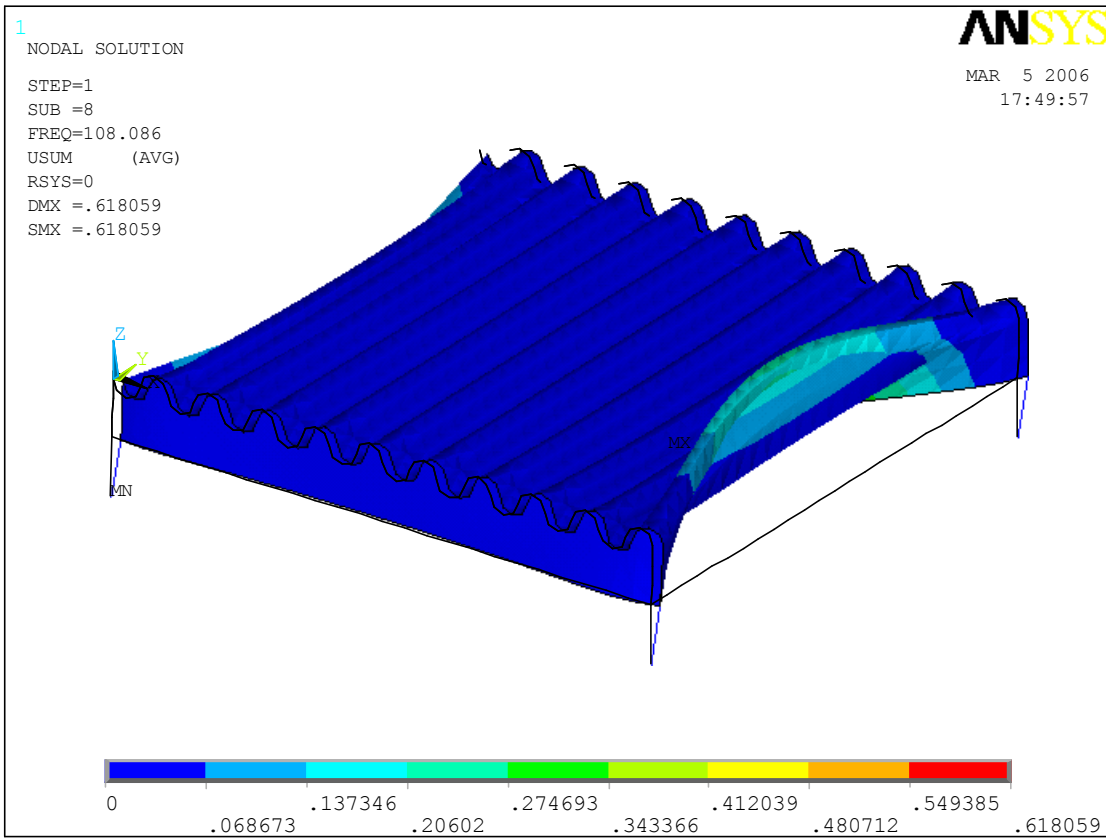


В

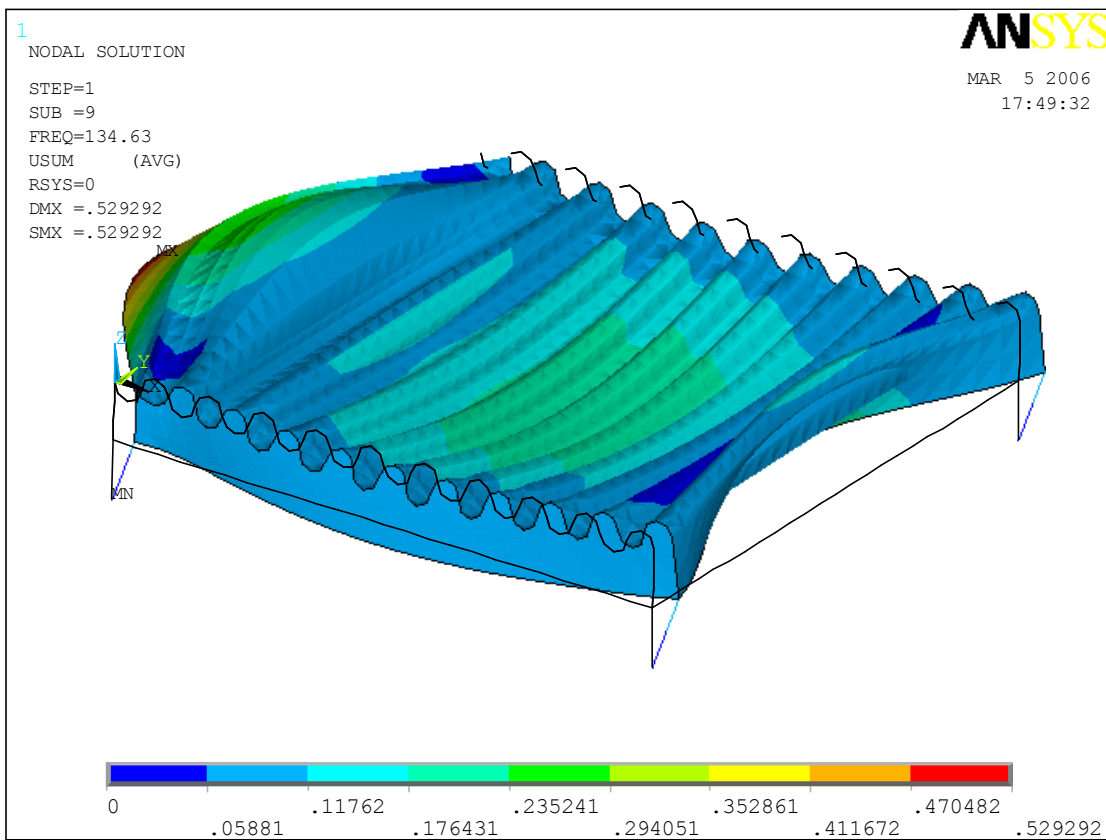


Г

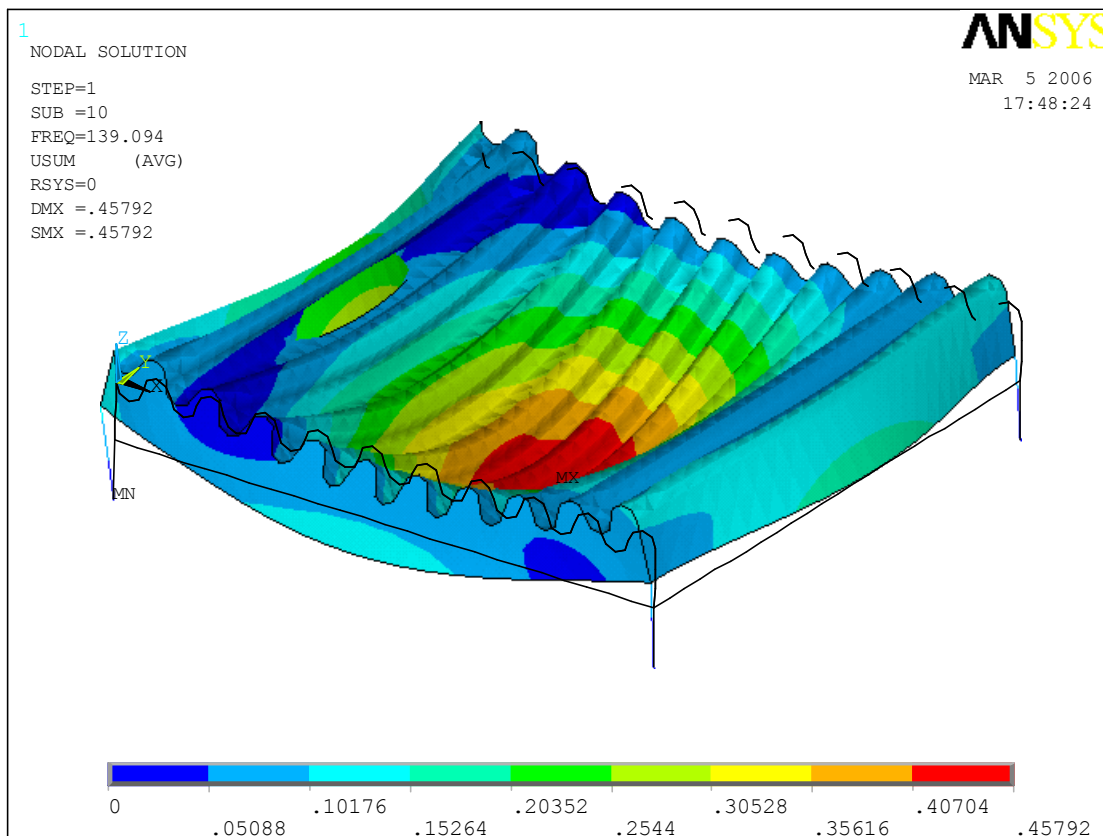




Д



е



Ж

Рисунок 5 – Форми власних коливань (сумарні переміщення, м) вібросита з плоскою сіткою: а-, б-, в-, г-, д-, е-, ж-

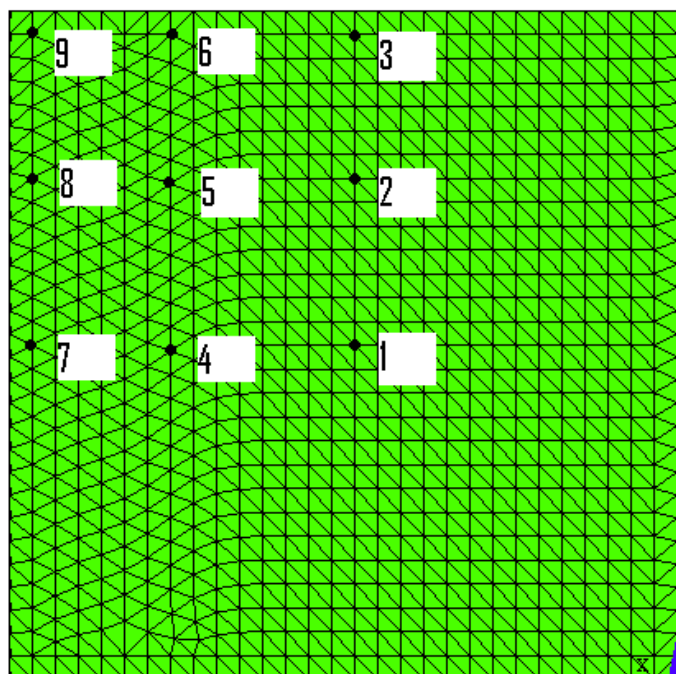
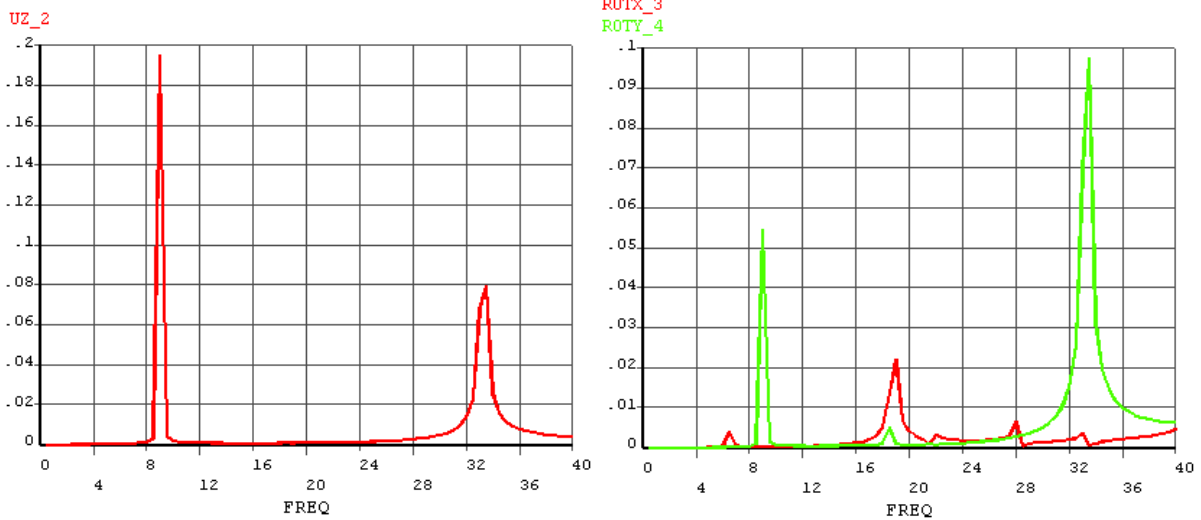


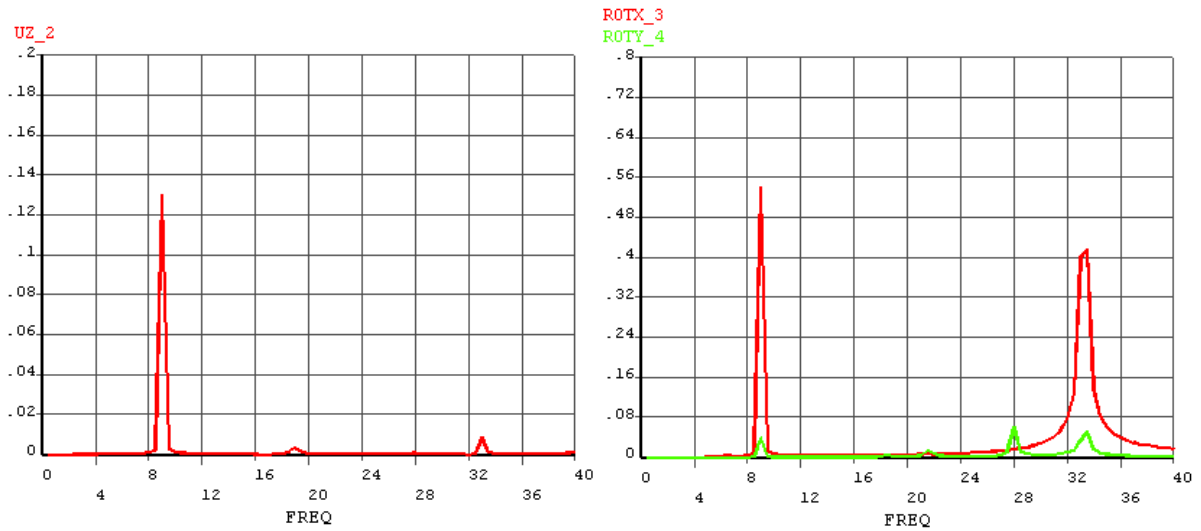
Рисунок 6 – Сітка скінчено-елементного аналізу полотна вібросита

Однак робота вібросита при резонансних частотах може швидко зруйнувати сітку. Тому потрібно дотримуватись колорезонансних частот

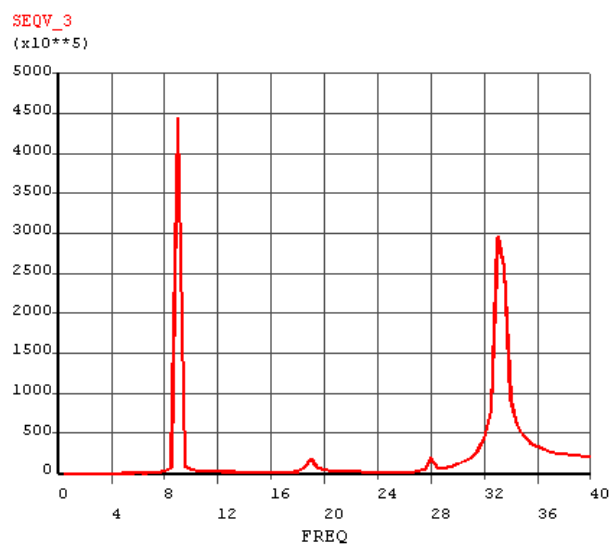
або передбачити автоматичну періодичну зміну частоти коливання віброрами в заданому діапазоні.



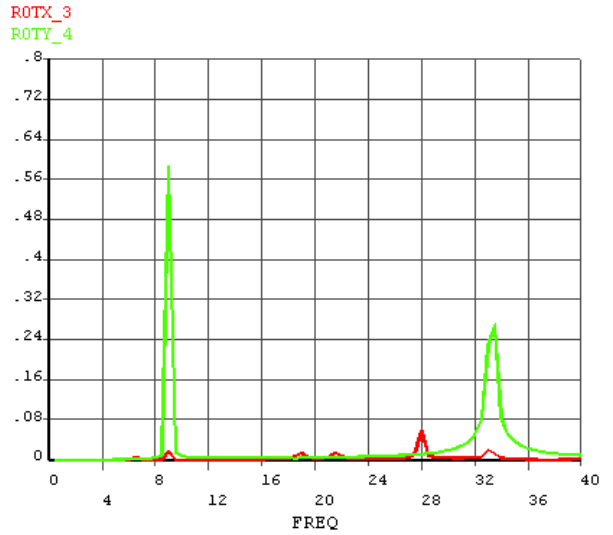
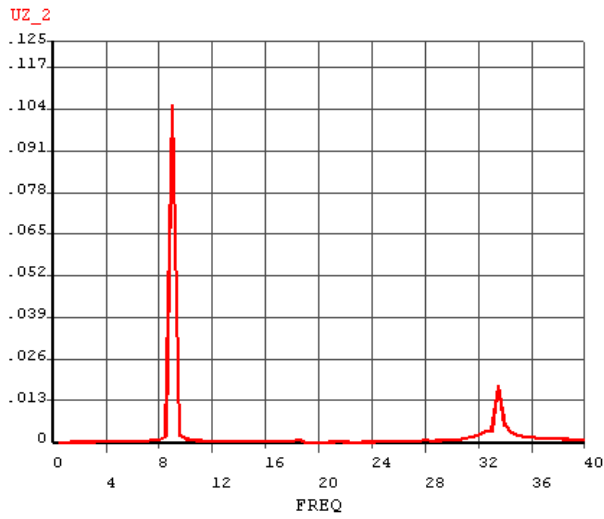
1 (829)



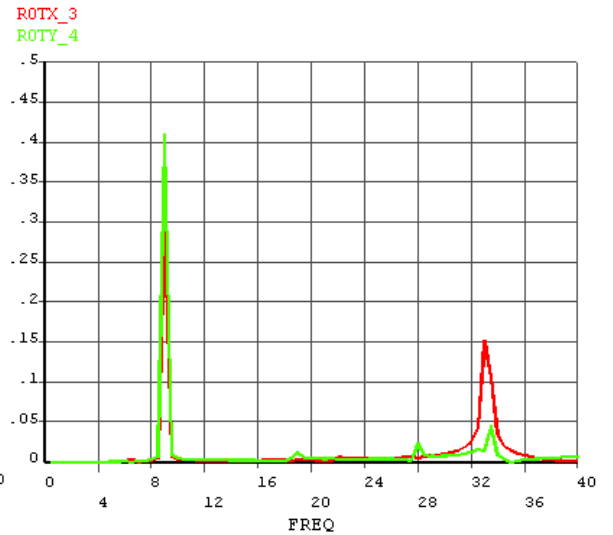
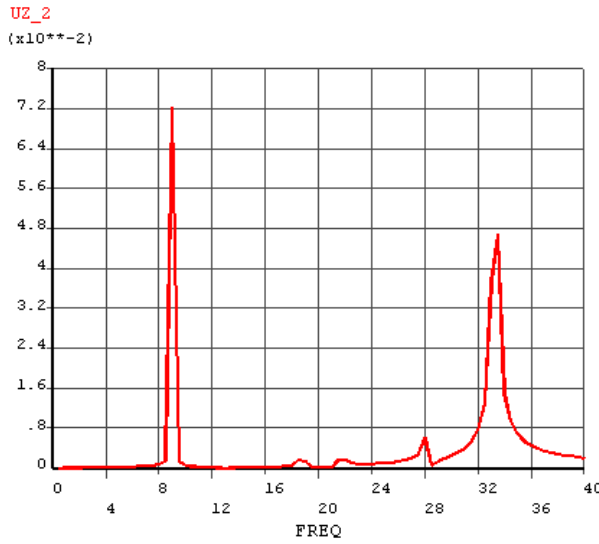
2 (835)



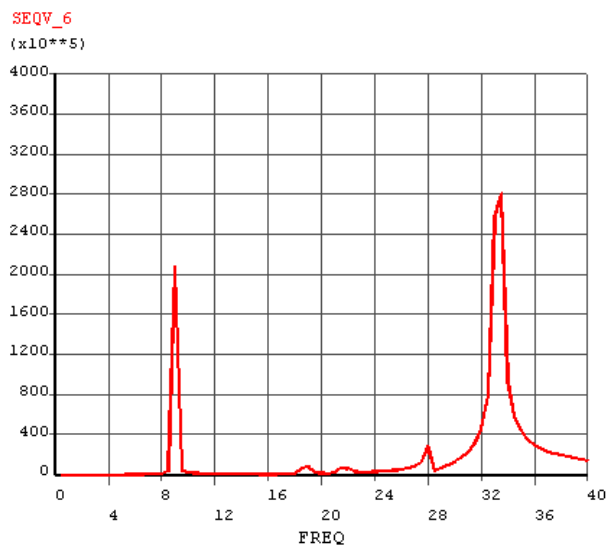
3 (842)



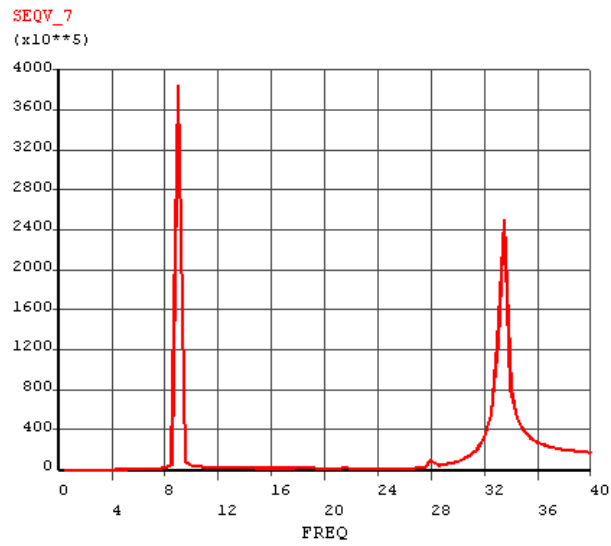
4 (1045)



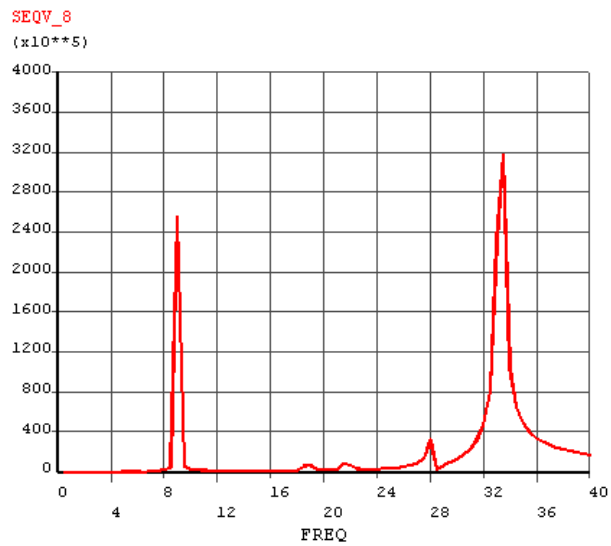
5 (1051)



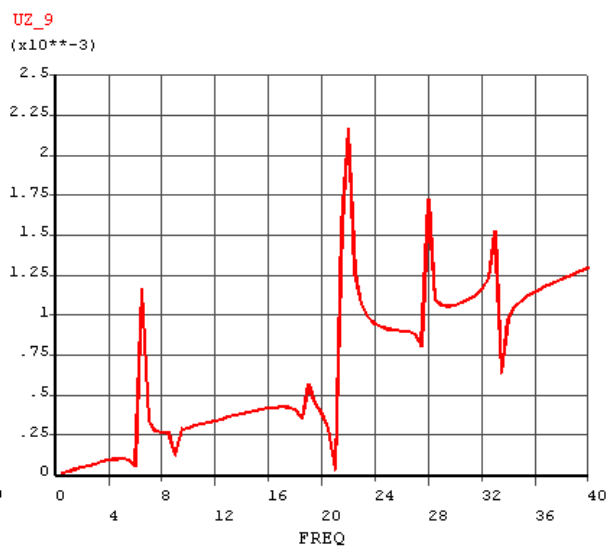
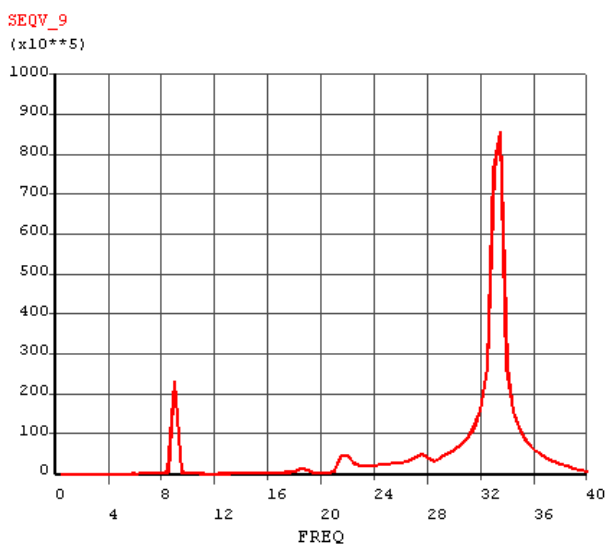
6 (1058)



7 (1207)

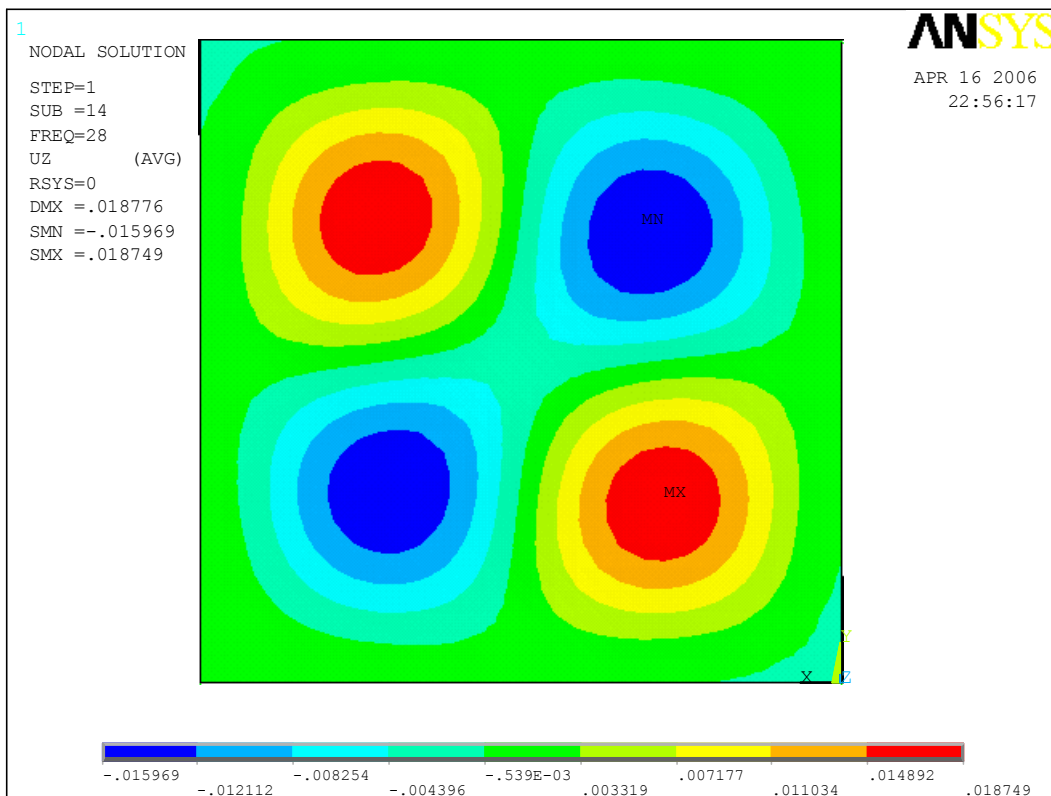


8 (1213)

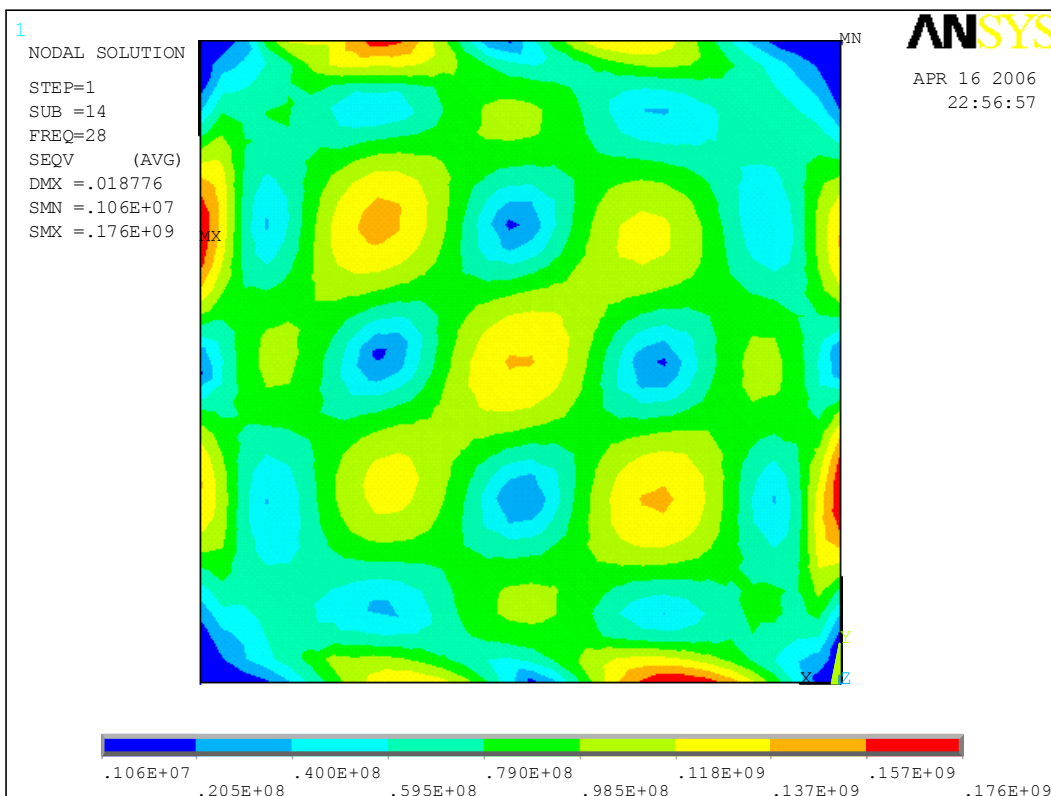


9 (1220)

Рисунок 7 – Амплітудно-частотні характеристики вібратора з плоскою сіткою



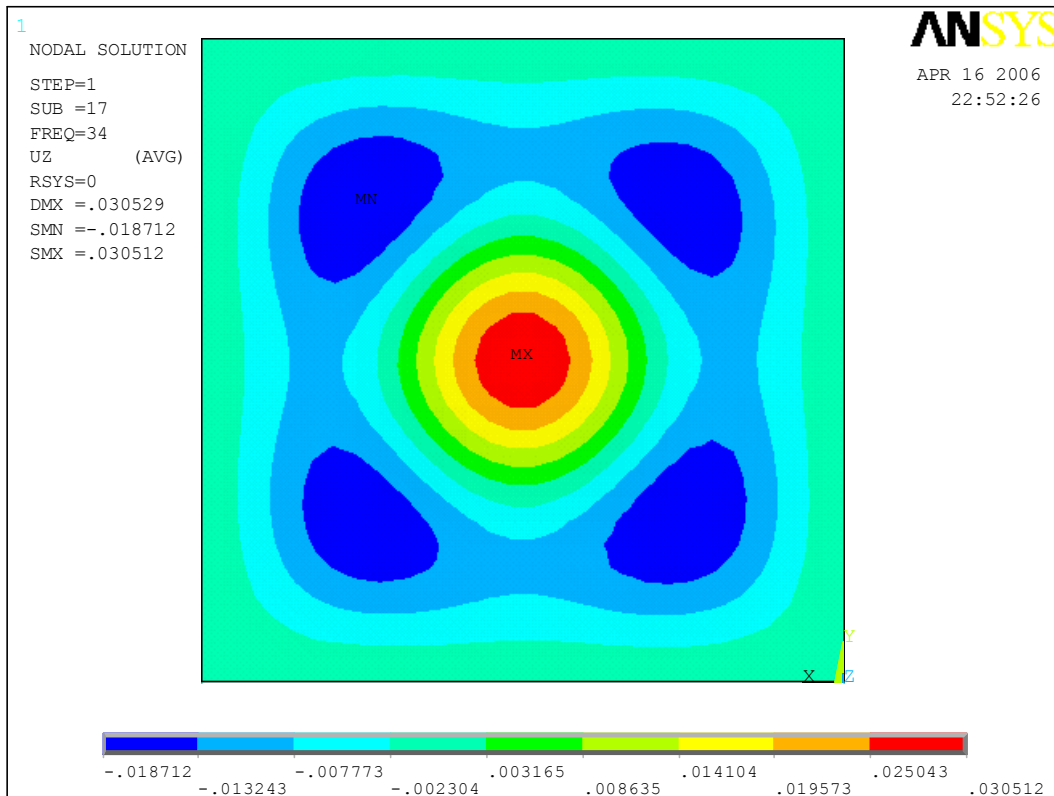
a)



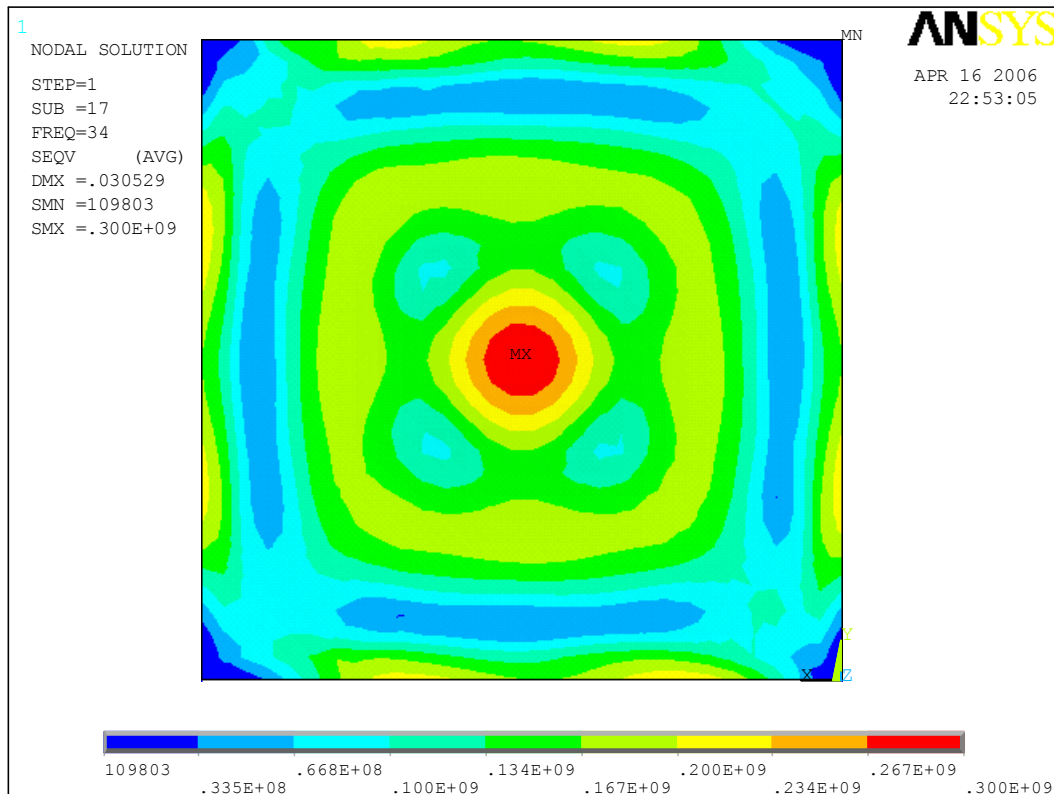
б)

Рисунок 8 – Амплітуди деформацій  $U_z$ , м (а) та еквівалентних напружень за критерієм Мізеса-Губера, Па (б) вібрисита з плоскою сіткою при частоті 28 Гц





a)



б)

Рисунок 9 – Амплітуди деформацій  $U_z$ , м (а) та еквівалентних напружень за критерієм Мізеса-Губера, Па (б) вібрисита з плоскою сіткою при частоті 34 Гц

Більшість вібросит працює при частотах 20-40 Гц. Тому потрібно підібрати жорсткість пружин та товщину сітки такими, щоб найбільш оптимальні форми власних коливань попадали в частоти цього діапазону. Слід врахувати також те, що натяг сітки підвищує значення власних частот.

Виконано гармонійний аналіз вібросита з плоскою сіткою. Вібросито навантажується періодичними деформаціями в напрямку осей Y і Z величиною 1 мм. Амплітудно-частотні характеристики будувались для 9 точок сітки (рис.6). Діапазон досліджуваних частот 0..40 Гц. Досліджувались такі величини: амплітуди переміщень по осі Z (UZ), поворотів навколо осей X (ROTX) і Y (ROTY) та еквівалентних напружень за критерієм Мізеса-Губера (SEQV) (рис.7-9).

Аналіз цих характеристик дасть змогу вибрати найбільш раціональні частоти з точки зору продуктивності вібросита та міцності сітки.

### Література

1. Резниченко И.Н. Приготовление, обработка и очистка буровых растворов. – М.: Недра, 1982. – 230 с.
2. Копей Б.В. Параметричний ряд циркуляційних систем мобільних установок для буріння і капітального ремонту свердловин // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. – 2005. – № 3(12). – С. 56-66.

УДК 622.242

## ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ БУРОВИХ УСТАНОВОК МЕТОДОМ АНАЛІЗУ ЗМІНИ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ КОЛІНЧАТОГО ВАЛА

С.І.Криштона

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(03422) 42351  
e-mail: [retes@mail.ru](mailto:retes@mail.ru)

*Представлено исследование одного из перспективных направлений повышения надежности дизельных двигателей, которые эксплуатируются в составе силового привода буровых установок, методом оценки действительного состояния двигателя по изменению угловой скорости вращения коленчатого вала при постоянном режиме его работы. Доказана актуальность проведения работы в области повышения надежности дизельных двигателей буровых установок. Проведено теоретическое исследование зависимости изменения угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя при постоянном режиме его работы от параметров дизельного двигателя. Проанализировано влияние состояния систем дизельного двигателя на изменение угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя при постоянном режиме его работы. Сформулированы выводы и указаны направления последующих исследований.*

*The research of one of perspective directions of rise of reliability of diesel drives is represented, which are exploited in structure of a power drive of drill units, method of a rating of the real status of a drive on change of an angular velocity of rotating of a crankshaft at the constant mode of its operation. The urgency of conducting of operation is demonstrated in the field of rise of reliability of diesel drives of drilling units. The idealized research of dependence of change of an angular velocity of rotating of a crankshaft of a drive is held at the constant mode of its operation from parameters of a diesel drive. Influencing a status of systems of a diesel drive on change of an angular velocity of rotating of a crankshaft of a drive is parsed at the constant mode of its operation. The outputs are formulated and the directions of the subsequent researches are indicated.*

Надійність дизельних двигунів, які експлуатуються в сьогодні в Україні у складі силових приводів бурових установок, є невисокою. Середній термін служби нових дизельних двигунів бурових установок не перевищує 4500 мотогодин [1]. Аналіз наробітків дизельних двигунів В2-450 АВ-С3 між двома капітальними ремонтами на Калуській НГРЕ за період 1989-1992 рр. засвідчив, що мінімальний наробіток між капітальними ремонтами становив 820 мотогодин, а середній – 2631 мотогодину [1].

Надійність довготривалого використання дизельних двигунів бурових установок, що експлуатуються у важких умовах значних динамічних навантажень, залежить від технічного стану їх окремих систем. Підвищення надійності експлуатації дизельних двигунів бурових установок можливе на основі своєчасного виявлення дефектів систем двигуна за рахунок проведення постійного контролю за роботою двигуна.

Існуючі сьогодні методи контролю [2, 3] за роботою дизельних двигунів бурових устано-