

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВЕРТИКАЛЬНОЇ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ПРОСТОРОВИМ РУХОМ РОБОЧОГО ОРГАНУ

© Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Гурський В.М., Шпак Я.В., 2006

Наведено шляхи оптимізації конструктивних параметрів вертикальної пружної системи вібраційної машини за величиною напружень, які виникають під час роботи машини. Здійснено розрахунок на міцність пружної системи за оптимальних конструктивних параметрів стрижня та проведено порівняльний аналіз результатів статичного розрахунку комп'ютерного моделювання пружної системи.

The article describes optimization structural parameters of vertical elastic system the vibratory machine conducts after the size of tensions which arise up during work of machine. Computation on durability of the resilient system is carried out at the optimum structural parameters of bar and the comparative analysis of results static calculation by computer model is conducted.

Вступ. Вібраційні машини з електромагнітним приводом, що використовуються у промисловості, повинні мати надійні пружні системи, які визначають умови їхньої резонансної роботи. Серед найпоширеніших металевих пружних систем є плоскі, гратчасті та виті пружини, а також пружні стрижні, що працюють на згин та кручення. Такі пружні системи повинні витримувати значні знакозмінні навантаження, що виникають під час роботи вібраційних машин. Критерієм такої оцінки є напруження, спричинені деформаціями пружних систем.

Вібраційна машина з просторовим рухом робочого органу [1] як вертикальної пружної системи використовує один пружний стрижень, який наділений двома ступенями вільності. Складний рух робочого органу є результатом складної деформації пружного стрижня.

Постановка проблеми. Значення жорсткості пружної системи визначається інерційними параметрами коливальних мас та значеннями її геометричних розмірів. За відомих значень інерційних параметрів механічної коливальної системи можна підібрати такі геометричні розміри пружного елемента, які б задовольняли умову резонансної роботи конструкції за певним резонансним налагодженням z та забезпечували оптимальні значення напружень, що виникають у разі деформацій пружин. Тому і виникає необхідність в оптимальному визначенні конструктивних параметрів пружних систем залежно від напружень, які виникатимуть в процесі роботи вібраційної машини.

Аналіз останніх досліджень. Пружна система у вигляді одного вертикального стрижня використовується у тримасовій вібраційній машині об'ємної обробки [1], параметри жорсткості для якої визначали без оптимального вибору конструктивних параметрів стрижня за величиною напружень, що виникають в ньому.

Постановка задачі. Метою статті є встановлення взаємозв'язку між конструктивними параметрами та напруженнями вертикальної пружної системи у вигляді одного стрижня. Вибір оптимального значення геометричних розмірів стрижня на забезпечення необхідної власної частоти коливань тримасової механічної коливальної системи.

Модель тримасової вібраційної машини з просторовим рухом робочого органу, створеної на основі теорії синфазних коливань. Конструкцію вібраційної машини з просторовим рухом робочого органу (рис. 1) реалізовано за тримасовою схемою, де силове збурення відбувається між проміжною та реактивною масою, з інерційними параметрами відповідно: масами m_2 і m_3 та моментами інерції J_2 та J_3 відносно горизонтальних осей, що проходять через їхні центри мас. Маховик з інерційними параметрами m_1 , J_1 кінематично збурюється від руху проміжної маси через вертикальну пружну систему у вигляді одного стрижня з параметрами жорсткості: c_{1x} – під час лінійного переміщення, $c_{1\varphi}$ – під час повороту на певний кут та c_1 – внаслідок взаємовпливу лінійних переміщень і повороту на певний кут.

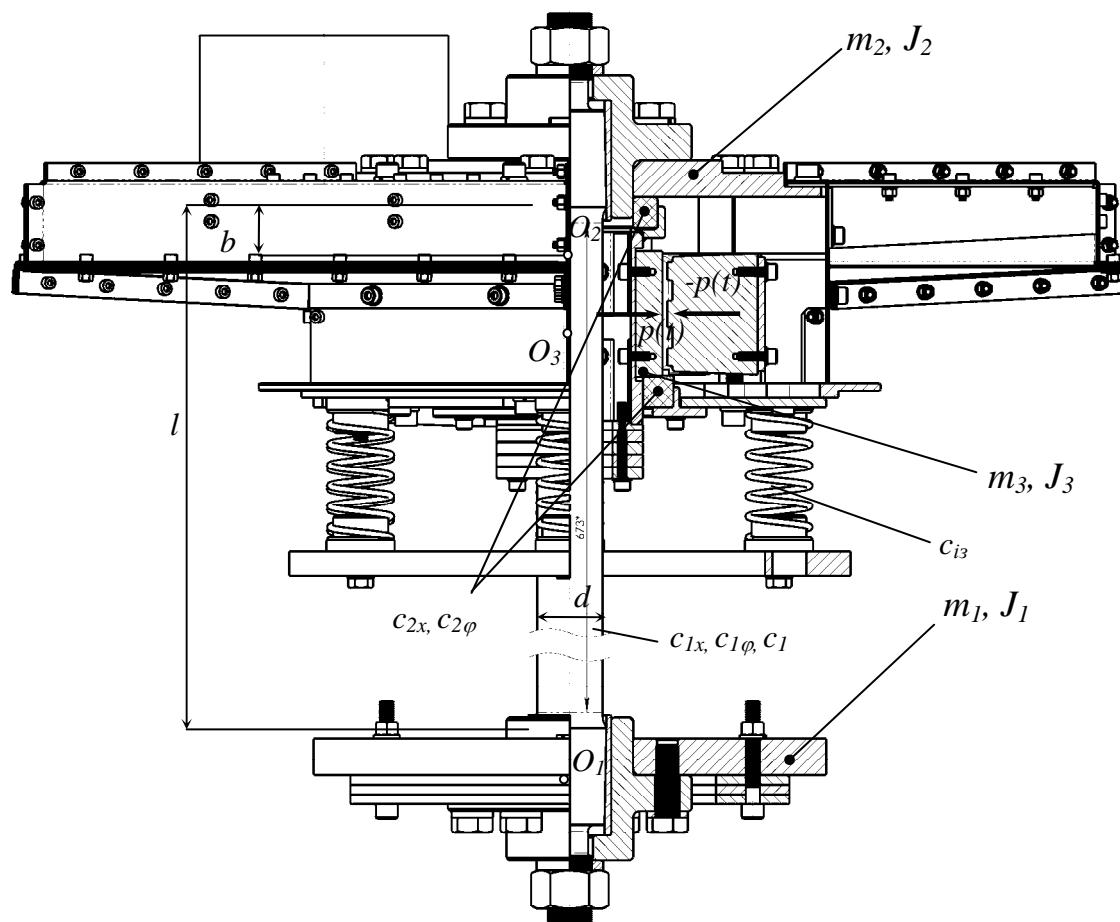


Рис. 1. Тримасова вібраційна машина з просторовим рухом робочого органу

Проміжна і реактивна коливальні маси віброізолювані між собою через гумові пружні кільця із жорсткостями c_{2x} за лінійною та $c_{2\varphi}$ за кутовою координатами. Нехтуючи жорсткостями c_{2x} , $c_{2\varphi}$ гумових кілець, з урахуванням відомих інерційних параметрах m_2 , J_2 та m_1 , J_1 відповідно проміжної коливальної маси та маховика, значення m_3 реактивної коливальної маси розраховують, використовуючи ефект “нульової жорсткості” за [1]:

$$m_3 = \frac{(1-z^2)(m_2 + m_1)m_2}{z^2(m_2 + m_1) - m_2}, \quad (1)$$

де z – резонансне налагодження тримасової механічної коливальної системи вібраційної машини, причому $z = 0.99$.

Крім значень інерційних параметрів m_3, J_3 (де J_3 приймається конструктивно), необхідно визначити параметри жорсткості $c_{Ix}, c_{I\varphi}, c_I$ стрижня. З урахуванням взаємозв'язку значень згинальних жорсткостей пружного стрижня від дії моменту сили та взаємовпливу обох рухів, для конструктивно прийнятого значення довжини стрижня l [1]:

$$c_{I\varphi} = \frac{l^2}{3} c_{Ix}; \quad (2)$$

$$c_I = \frac{2l}{3} c_{Ix}. \quad (3)$$

Використання ефекту «нульової жорсткості» дає можливість розраховувати ці параметри за відповідною двомасовою коливальною системою з чотирма ступенями вільності у разі резонансного налагодження $z = \frac{\omega}{\omega_0}$ (рис. 2), а саме [2]:

$$c_{Ix} = \frac{\left[(4J_2 + J_1)m_1 l^2 + 3J_1(m_1 b^2 + 4J_2) \right] m_2 + 3J_1 m_1 J_2 + \dots \rightarrow \left[\left(9\left(b^2 + \frac{1}{3}l^2\right)^2 m_1^2 + 72\left(bl - \frac{1}{3}l^2 + b^2\right) J_2 m_1 + 144J_2^2 \right) m_2^2 + \left[\begin{array}{l} J_1^2 - \\ + 18\left(\left(-\frac{1}{3}l^2 + b^2\right) m_1 + 4J_2\right) m_1 m_2 J_2 + 9J_2^2 m_2^2 \end{array} \right] \right]}{8l \cdot \left[\left(-\frac{1}{2}bl^2 m_1 + (J_1 + b^2 m_1 + J_2)l - \frac{3}{2}J_1 b\right) m_2 + \left(J_2 + \frac{1}{4}J_1\right) l m_1 \right]} \cdot \left(\frac{\omega}{z}\right)^2. \quad (4)$$

Для конструктивно заданої довжини стрижня l його діаметр d , що забезпечує задане резонансне налагодження z , визначають так:

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot c_{Ix} \cdot l^3}{3 \pi E k_3}}, \quad (5)$$

де значення c_{Ix} розраховано за формулою (4). Значення коефіцієнта защемлення k_3 можна прийняти, базуючись на [3].

Оптимізація жорсткості вертикальної пружної системи двомасової коливальної системи з чотирма ступенями вільності. Двомасова коливальна система з чотирма ступенями вільності (рис. 2) дає можливість оптимізувати лінійну жорсткості c_{Ix} стрижня за формулою (4). Використовуючи коливальну систему з інерційними параметрами $m_1 = 41,91 \text{ кг}$, $J_1 = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $m_2 = 116,67 \text{ кг}$, $J_2 = 3,59 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та $b = 0,037 \text{ м}$ будемо залежність лінійної жорсткості стрижня c_{Ix} від його довжини l (рис. 3) на забезпечення власної частоти коливань $\omega_0 = \frac{\omega}{z}$. За цією залежністю можна спостерігати мінімальне та постійне значення лінійної жорсткості стрижня у разі згину c_{Ix} на довжині стрижня $l = 0,6 \dots 0,7 \text{ м}$. Попередньо приймаємо довжину стрижня $l = 0,7 \text{ м}$. Така довжина пружного стрижня для колової частоти вимушених коливань $\omega = 125,66 \text{ с}^{-1}$ ($\nu = 20 \text{ Гц}$) та $z = 0,99$ визначає значення діаметра d визначеного за формулою (5) при $k_3 = 0,8$ $d = 0,0537 \text{ м}$. Для таких параметрів двомасової коливальної системи її перша власна колова частота коливань становитиме: $\omega_{01} = 126,93 \text{ с}^{-1}$ або $\nu_{01} = 20,2 \text{ Гц}$. Значення амплітуд коливань

за лінійними та кутовими координатами при $P = 300 \text{ Н}$ і $M = 15,366 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (рис. 4, 5) становлять $x_1 = -0,0062 \text{ м}$, $x_2 = 0,002 \text{ м}$, $\varphi_1 = 0,006 \text{ рад}$, $\varphi_2 = 0,022 \text{ рад}$.

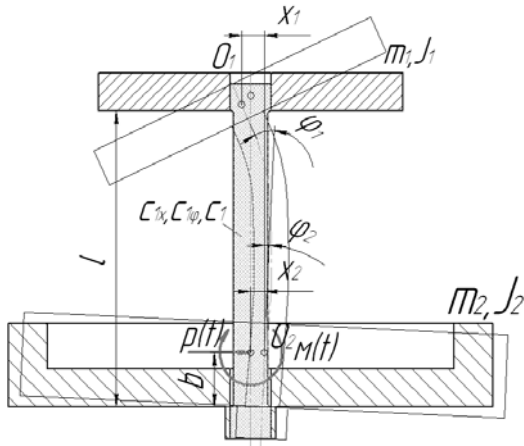


Рис. 2. Динамічна схема двомасової коливальної системи з чотирма ступенями вільності

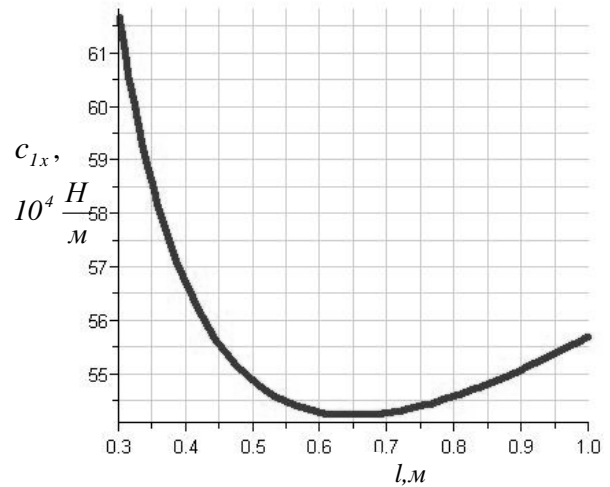


Рис. 3. Залежність лінійної жорсткості стрижня від його довжини

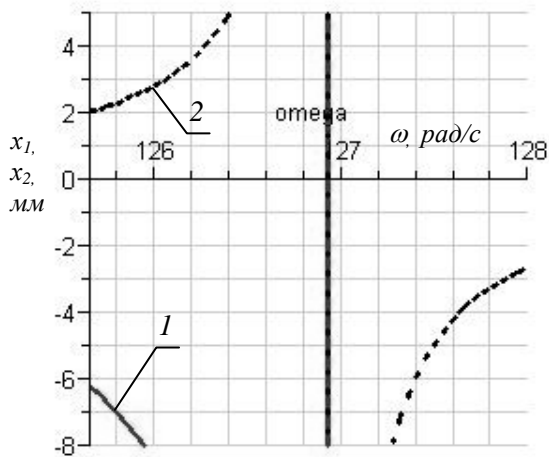


Рис. 4. АЧХ двомасової коливальної системи за лінійними координатами x_1 (1) та x_2 (2)

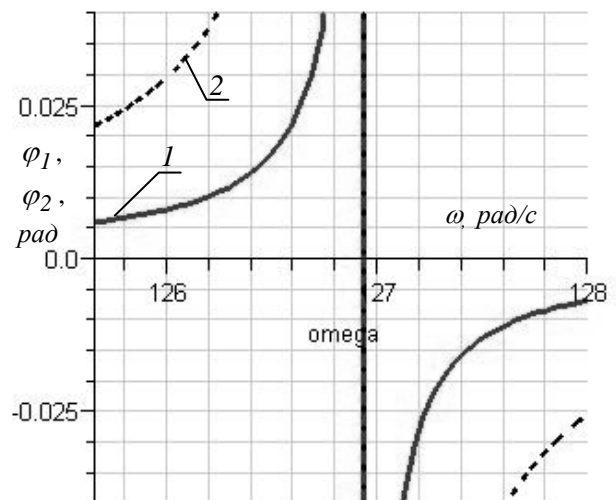


Рис. 5. АЧХ двомасової коливальної системи за кутовими координатами φ_1 (1) та φ_2 (2)

Оптимізація довжини стрижня за величиною напружень, що виникають під час його деформації. Розрахунок на міцність оптимізованого пружного стрижня. Вибір матеріалу пружної системи визначає її довговічність при циклічних навантаженнях. Особливості пружинних сталей відомі [3]. Одним із найвідповідальніших етапів виготовлення пружинних елементів є термооброблення. Типова технологія виготовлення пружин передбачає такий режим термічної обробки: гартування–нагрівання при температурі $850 - 900 \text{ }^\circ\text{C}$ протягом 20 хв , охолодження в маслі; відпуск–нагрівання при температурі $400 - 420 \text{ }^\circ\text{C}$ протягом 45 хв , охолодження на повітрі. Для запобігання поверхні металу від знеуглецювання при проведенні термічного оброблення використовують різноманітні методи: покриття рідким склом, графітовою обмазкою, нагрівання металу в захисній атмосфері.

Механічні властивості та режими термооброблення для можливих марок пружинних сталей, що є придатними для вертикальної пружної системи у вигляді одного стрижня, розміри заготовки для якого становлять $\varnothing 60 \times 1020$ мм, наведені в табл. 1. Для марки сталі 60С2ХФА границя витривалості при циклічних навантаженнях на згин становить $[\sigma_{-1}] = 400$ МПа.

Таблиця 1

Механічні властивості матеріалу стрижня

Марка сталі	Стан	E , МПа	G , МПа	ρ , кг/м ³	σ_B , МПа	σ_T , МПа	ψ , %	δ , %	Твердість
60С2ХФА	гартування 880 °С (масло), відпуск 500 °С (повітря)	191000	78000	7680	1640	1540	35	10	45–49 HRC ₃
60С2А	гартування ізотерм. 870 °С (розплав солей), відпуск 320 °С (повітря)	212000	82000	7680	1770	1570	50	12	47–50 HRC ₃
60С2ХА	гартування ізотерм. 870 °С (розплав солей), відпуск 320 °С (повітря)	196000	78000	7680	1920	1760	45	8	–

Відповідно, значення коефіцієнта запасу міцності становить $n = \frac{\sigma_T}{[\sigma_{-1}]} = 3,85$.

Розглянемо розрахункову схему навантаження роботи вертикального пружного стрижня, що зазнає поперечного згину в площині дії сили (рис. 6). Нижній кінець стрижня защемлений в точці B , а до верхнього кінця в точці A прикладаються зусилля в горизонтальному напрямку P_A та згинальний момент M_A .

Значення зусилля та моменту, що діють у точці A [2]:

$$\begin{aligned} P_A &= c_{1x} \cdot (x_2 - \varphi_2 \cdot b); \\ M_A &= c_{1\phi} \cdot \varphi_2. \end{aligned} \quad (6)$$

Небезпечними ділянками в стрижні будуть крайні (ліва та права) точки перерізу в місці закріплення (точка B), умову міцності для яких запишемо так:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{32 \cdot [c_{1x} \cdot l \cdot (x_2 - \varphi_2 \cdot b) + c_{1\phi} \cdot \varphi_2]}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma_{-1}]. \quad (7)$$

Використавши співвідношення (2) та (5), отримаємо вираз залежності напружень у стрижні від його довжини:

$$\sigma_{\max} = \frac{\sqrt{2} \cdot 3^{3/4} \cdot k_3^{3/4} \cdot E^{3/4} \cdot c_{1x}^{1/4} \cdot \left[x_2 - \varphi_2 \cdot \left(b - \frac{l}{3} \right) \right]}{\pi^{1/4} \cdot l^{5/4}}, \quad (8)$$

або скоротивши $\sigma_{\max} = 2,421 \cdot \sqrt[4]{\frac{k_3^3 \cdot E^3 \cdot c_{1x}}{l^5}} \cdot \left[x_2 - \varphi_2 \cdot \left(b - \frac{l}{3} \right) \right]$, де значення жорсткості c_{1x} оптимізоване згідно з рис. 3.

Для параметрів цієї двомасової коливальної системи та стрижня, виготовленого зі сталі 60С2ХФА, залежність напруження від довжини стрижня графічно зображено на рис. 7. Ця залежність підтверджує оптимальний характер жорсткості стрижня при його довжині $l = 0,6 \dots 0,7 \text{ м}$, забезпечуючи при цьому максимальні напруження до 250 МПа . При $l = 0,7 \text{ м}$ величина $\sigma_{\text{max}} = 226,657 \text{ МПа} < [\sigma_{-1}] = 400 \text{ МПа}$.

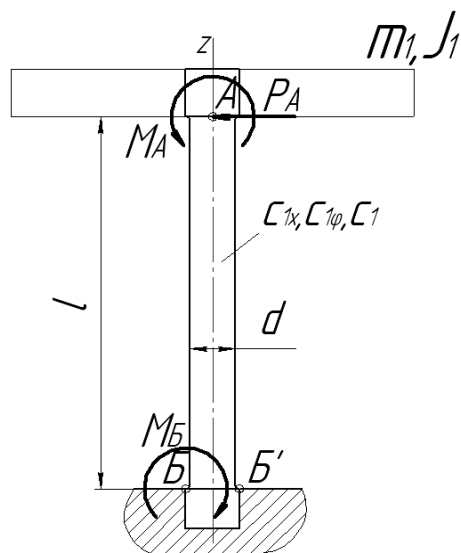


Рис. 6. Схема навантаження стрижня

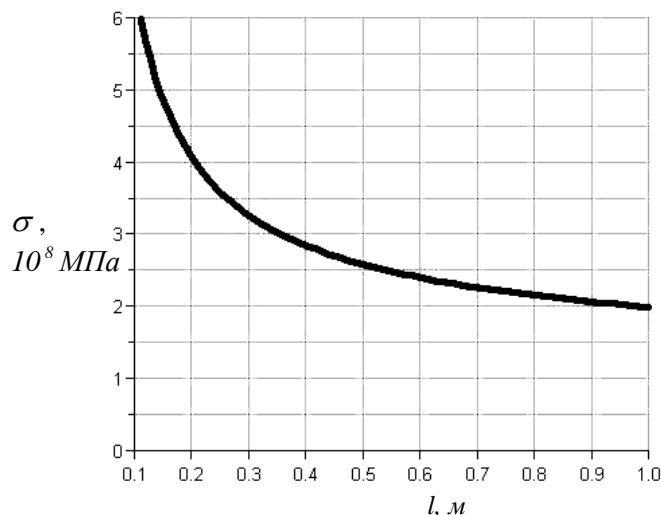


Рис. 7. Залежність напруження в стрижні від його довжини

Розрахунок напружень з використанням методу скінченних елементів статичним аналізом у програмному забезпеченні *CosmosWorks*, що працює в оболонці *SolidWorks 2006*.

Використання комп'ютерної моделі пружного стрижня дає змогу здійснювати його розрахунок на міцність статичним навантаженням, що в реальності відповідає динамічним навантаженням на пружну систему під час роботи вібраційної машини. Здійснювати такий розрахунок можна як за величиною переміщення верхнього кінця стрижня відносно нижнього або за величиною зусилля, яке з формули (8) становить $4922,29 \text{ Н}$.

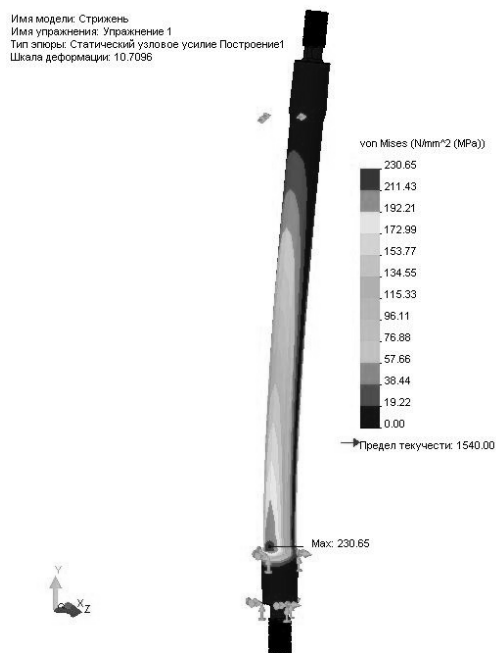


Рис. 8. Статичний аналіз стрижня за переміщенням верхнього кінця

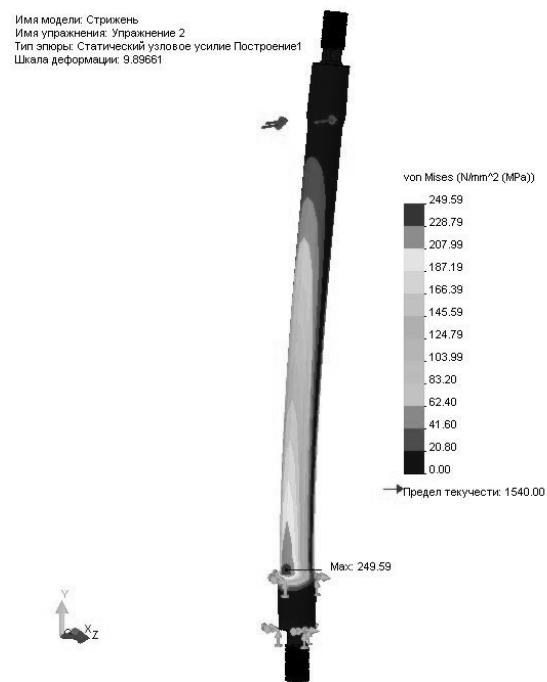


Рис. 9. Статичний аналіз стрижня за зусиллям

Имя модели: Стрижень
Имя упражнения: Упражнение 1
Тип сетки: Сетка на твердом теле

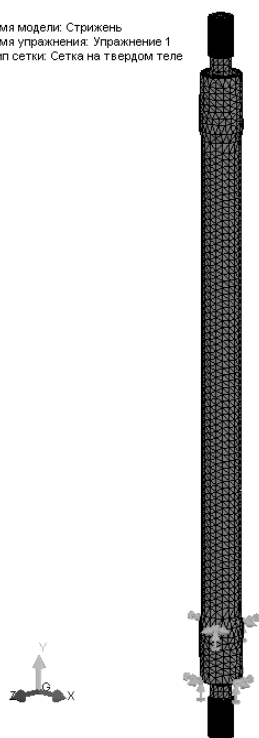


Рис. 10. Стрижень, розбитий на кінцеві елементи

Имя модели: Стрижень
Имя упражнения: Упражнение 2
Тип элора: Проверка проектирования Построение1
Критерий: Максимальное усилие von Mises
Распределение запаса прочности: Мин. коэффициент запаса прочности = 6.2

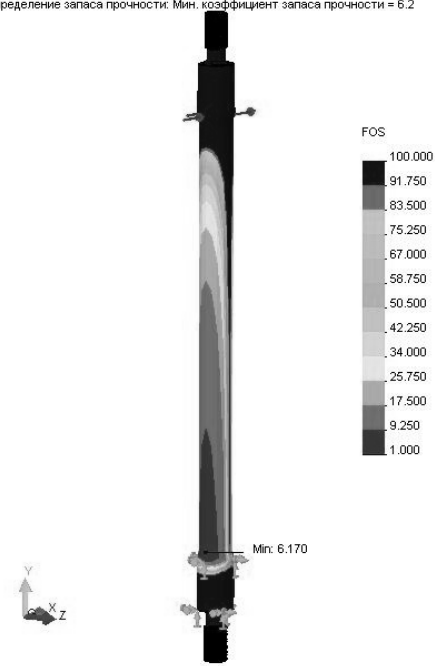


Рис. 11. Розподілення коефіцієнта запаса міцності

Для наступних параметрів розбиття стрижня на кінцеві елементи на рис. 10: $Global\ Size = 9,528\ мм$; $Tolerance = 0,476\ мм$; $31110\ elements$; $50274\ corner\ nodes$; $148761\ D.O.F.$, отримано результати розрахунку на рис. 8 та рис. 9, де максимальне значення напружень становить відповідно $\sigma_{max} = 230,65\ МПа$ та $\sigma_{max} = 249,59\ МПа$. Зміну коефіцієнта запаса міцності за навантаження його зусиллям зображено на епюрі рис. 11.

Висновок. Описано методику розрахунку та оптимізованого вибору конструктивних параметрів пружної системи вібраційної машини з просторовим рухом робочого органу. Оптимізація довжини пружного стрижня базується на розрахунку на міцність. Проведене порівняння результатів аналітичних розрахунків із результатами статичного аналізу шляхом комп'ютерного моделювання у програмному забезпеченні *CosmosWorks* для *SolidWorks 2006* підтвердило достовірність виведених аналітичних виразів та правильність оптимізованого вибору довжини стрижня.

1. Гаврильченко О. В., Ланець О. С., Гурський В. М. Дослідження синфазного руху коливальних мас в резонансній торовій вібраційній машині об'ємної обробки // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб.* – Львів: Нац. ун-т “Львівська політехніка”, 2005. – Вип. 39. – С. 59–67. 2. Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Гурський В.М, Шпак Я.В. Методика розрахунку вертикальної пружної системи вібраційної машини об'ємної обробки з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб.* – Львів: Нац. ун-т “Львівська політехніка”, 2006. – Вип. 40. 3. *Элементы конструкций вибрационных транспортно-технологических машин* / В.Н. Потураев, Ю.Н. Хажинский и др.; Под ред. В.Н. Потураева. – К.: Наукова думка, 1984.