

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
"КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ
ІНСТИТУТ



КАФЕДРА ДИНАМІКИ І
МІЦНОСТІ МАШИН ТА ОПОРУ
МАТЕРІАЛІВ



ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ

загальноуніверситетської науково-технічної конференції
молодих вчених та студентів,
присвяченої дню Науки

СЕКЦІЯ
"МАШИНОБУДУВАННЯ"

ПІДСЕКЦІЯ
"ДИНАМІКА І МІЦНІСТЬ МАШИН"

2015р.



Тези доповідей загальноуніверситетської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція "Машинобудування", підсекція "Динаміка і міцність машин" / Укладач Сидоренко Ю.М. – К: НТУУ "КПІ", 2015. – 80с.

В збірці наведено тези доповідей загальноуніверситетської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки (секція "Машинобудування", підсекція "Динаміка і міцність машин").

Укладач: Сидоренко Юрій Михайлович, к.т.н., доцент кафедри динаміки і міцності машин та опору матеріалів НТУУ "КПІ"

За редакцією авторів

Підписано до друку 03.04.2015р. Формат 60х90/16.Папір офсетний. Друк – різнографія.
Наклад 100 прим.
НТУУ "КПІ", ММІ

ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ РЕДУКТОРА ПРИВОДУ ТУНЕЛЬНОГО ЕСКАЛАТОРА, ЯК СКЛАДНОЇ МЕХАНІЧНОЇ КОЛИВНОЇ СИСТЕМИ

Одним з основних джерел коливань в приводі є зубчасті передачі. Робота приводу тунельних ескалаторів метрополітену характеризується дією значних динамічних навантажень. Внаслідок цього в редукторі приводу відбувається спотворення форми робочих поверхонь зубчастих зачеплень (напливи, відшарування, сколи, тощо) і, відповідно, порушення нормальних умов роботи, що супроводжується виникненням вимушених коливань (вібрацій).

Для виключення ще більшого погіршення роботи приводу необхідно гарантовано забезпечити неможливість виникнення локальних резонансів, що потребує знання величин частот власних коливань редуктора.

Таким чином задача визначення власних частот коливань редуктора приводу тунельного ескалатора є актуальною, оскільки результати її розв'язку складають основу вирішення важливої науково-практичної проблеми забезпечення безаварійної роботи ескалаторів метрополітену.

Оскільки редуктор приводу тунельного ескалатора має чотири ступені, то при розробці динамічної моделі його необхідно розглядати як механічну коливну систему, яка складається з чотирьох підсистем. Кожна з підсистем, відповідно до кінематичної схеми, складається з вала, встановленого в корпусі на опори кочення та зубчастих коліс. При цьому вали I, II, III ступенів виконані у вигляді валів-шестерень з додатково закріпленими зубчастими колесами. Вал IV ступеня виконано гладким із закріпленням на ньому зубчастим колесом.

Вали розглядаються як пружні стержні, що складаються з декількох ділянок з розподіленою масою. Конструктивно між собою підсистеми контактують зубчастими зачепленнями. Схема роз'єднання механічної коливальної системи редуктор представлена на рис. 1.

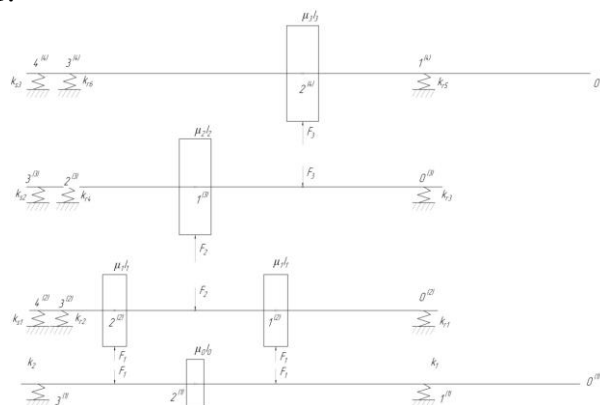


Рис. 1. Схема роз'єднання механічної коливальної системи редуктор

Підсистеми розглядаються як пружні стержні, що складаються з декількох ділянок з розподіленою масою. Між собою підсистеми з'єднуються зубчастими зачепленнями з відповідними силами в зачепленні.

Для складання рівнянь рівноваги в точках роз'єднання підсистем використовується метод динамічних податливостей. Динамічні податливості підсистем,

визначаються з використанням методу початкових параметрів в матричній формі (методу перехідних матриць).

Загальна матриця j -ї підсистеми описується виразом:

$$P_j = \prod_{\substack{i=1,2,\dots \\ j=1,2,\dots}} P_{ji}$$

Загальна матриця i -ї ділянки j -ї підсистеми описується виразом:

$$P_{ji} = G_i^j \cdot R_i^j \cdot U_i^j$$

де U_i^j, G_i^j, R_i^j - перехідні матриці ділянки, які визначають форму врахування маси ділянки й можливу наявність в її i -му перетині зосередженого вантажу та опори, j -ї підсистеми.

В нашому випадку загальні матриці підсистем будуть мати вигляд:

$$\begin{aligned} P_1 &= P_{11} \cdot P_{12} \cdot P_{13} = R_3^1 \cdot U_3^1 \cdot G_2^1 \cdot U_2^1 \cdot R_1^1 \cdot U_1^1; \\ P_2 &= P_{21} \cdot P_{22} \cdot P_{23} \cdot P_{24} = R_4^2 \cdot U_4^2 \cdot R_3^2 \cdot U_3^2 \cdot G_2^2 \cdot U_2^2 \cdot G_1^2 \cdot U_1^2 \cdot R_0^2; \\ P_3 &= P_{31} \cdot P_{32} \cdot P_{33} \cdot P_{34} = R_4^3 \cdot U_4^3 \cdot R_3^3 \cdot U_3^3 \cdot G_2^3 \cdot U_2^3 \cdot G_1^3 \cdot U_1^3 \cdot R_0^3; \\ P_4 &= P_{41} \cdot P_{42} \cdot P_{43} \cdot P_{44} = R_4^4 \cdot U_4^4 \cdot R_3^4 \cdot U_3^4 \cdot G_2^4 \cdot U_2^4 \cdot R_1^4 \cdot U_1^4. \end{aligned}$$

Власні частоти стержня визначаються з умови $\det P_i = 0$

$$a_{31} \cdot a_{42} - a_{41} \cdot a_{32} = 0, \text{ де } a_{ij}, - \text{ елементи матриці } P_i.$$

Розрахунок власних частот було проведено з використанням реальних конструктивних характеристик редуктора приводу тунельного ескалятора.

УДК 539.3

Совгир К.Г., студ.; Боронко О.О., д.т.н., проф.

ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ АВТОМОБІЛЯ

В даній роботі визначаються власні коливання легкового автомобіля (рис. 1).

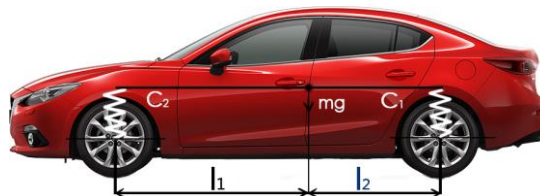


Рис. 1. Схема автомобіля

Корпус автомобіля масою m з'єднаний з колесами ресорами, які мають жорсткість відповідно c_1 та c_2 . Відстань від центра маси до підвісок дорівнює l_1 та l_2 .

В якості узагальнених координат обираємо вертикальне переміщення центра ваги корпусу y та кут його повороту φ (рис. 2).

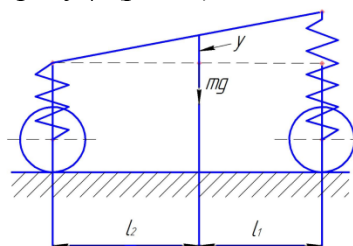


Рис. 2. Розрахункова схема автомобіля

Вважаємо, що момент інерції маси корпусу відносно центральної осі дорівнює I . Нехтуючи пружністю шин за допомогою рівнянь Лагранжа II роду складемо диференціальне рівняння малих вільних коливань корпусу автомобіля в повздовжній площині.

Складемо вирази для потенціальної та кінетичної енергій:

$$\Pi = \frac{1}{2}c_1(y + \varphi l_1) + \frac{1}{2}c_2(y - \varphi l_2) \quad (1)$$

$$T = \frac{1}{2}m\dot{y}^2 + \frac{1}{2}I\dot{\varphi}^2 \quad (2)$$

Тоді з урахуванням рівняння Лагранжа II роду отримаємо:

$$m\ddot{y} + c_1(y + \varphi l_1) + c_2(y - \varphi l_2) = 0 \quad (3)$$

$$I\ddot{\varphi} + c_1 l_1(y + \varphi l_1) - c_2 l_2(y - \varphi l_2) = 0$$

Введемо позначення:

$$C_{11} = \frac{(c_1 + c_2)}{m}; C_{12} = \frac{(c_1 l_1 - c_2 l_2)}{m}$$

$$C_{21} = \frac{(c_1 l_1 - c_2 l_2)}{I}; C_{22} = \frac{(c_1 l_1^2 - c_2 l_2^2)}{I} \quad (4)$$

Тоді з урахуванням (4) система набуває вигляду

$$\begin{cases} \ddot{y} + c_{11}y + c_{12}\varphi = 0 \\ \ddot{\varphi} + c_{21}y + c_{22}\varphi = 0 \end{cases}$$

Шукаємо розв'язок у вигляді:

$$y = U \cos \omega t; \varphi = \Phi \cos \omega t$$

Тоді отримаємо вираз для двох власних частот:

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{(c_{11} + c_{22})}{2} \mp \sqrt{\left[\frac{(c_{11} - c_{22})}{2}\right]^2 + c_{12}c_{21}}}$$

Візьмемо наступні вхідні дані:

$$m = 2 \cdot 10^3 \text{ кг}; c_1 = 300 \frac{\text{кН}}{\text{м}}; c_2 = 350 \frac{\text{кН}}{\text{м}}; l_1 = 1,5 \text{ м}; l_2 = 2 \text{ м}; I = 400 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$\text{Тоді } \omega_1 = 17.58 \text{ с}^{-1} \quad \omega_2 = 72.14 \text{ с}^{-1}$$

УДК 539.3

Боюка О.Ю., студ.; Боронко О.О., д.т.н., проф.

КЛАСИЧНИЙ ФЛАТЕР. ЗНАХОДЖЕННЯ КРИТИЧНОЇ ШВИДКОСТІ

Тонка абсолютно жорстка дюралюмінієва прямокутна пластинка масою m закріплена на чотирьох пружинах, поміщається в повітряний потік (рис. 1). Залежність швидкості, кута повороту θ і підйомною силою задана:

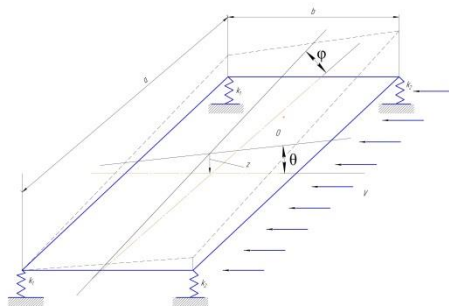


Рис. 1. Прямокутна дюралюмінієва пластинка

$$F_1 = \frac{dc_z ab}{d\theta^2} \rho v^2 \theta$$

де F_1 - піднімальна сила, прикладена в точці O .

Точка O знаходиться на відстані $l/4$ від передньої кромки пластини; $\rho = 1,23 \text{ кг/м}^3$ - густина повітря; c_z - коефіцієнт підйомної сили, вважається $\frac{dc_z}{d\theta} = 3$. Дані жорсткості пластини $k_1 = 0,2 \text{ кН/м}$, $k_2 = 0,15 \text{ кН/м}$, $a = 40 \text{ см}$, $b = 20 \text{ см}$, $\rho_{пл} = 2800 \text{ кг/м}^3$, $J_y = \frac{mb^2}{12}$.

Пластинка має три степені свободи: вертикальне переміщення по осі z і два кутових φ і θ .

Поворот пластинки на кут θ приводить до появи кута атаки відносно потоку повітря. При цьому виникає аеродинамічна підйомальна сила. Крім того, вертикальне переміщення пластинки створює пружні сили в пружинах. Їх рівнодійна дорівнює:

$$F = -k_1(z - \theta b/2 + \varphi a/2) - k_1(z - \theta b/2 - \varphi a/2) - k_2(z + \theta b/2 + \varphi a/2) - k_2(z + \theta b/2 - \varphi a/2)$$

Моменти сил пружності відносно центральних осей x і y :

$$M_x = -k_1 \varphi a^2 - k_2 \varphi a^2$$

$$M_y = 2k_1(z - \theta b/2)b - 2k_2(z + \theta b/2)b$$

Диференціальні рівняння руху пластинки мають вигляд:

$$m\ddot{z} + 2(k_1 + k_2)z + (k_1 + k_2)\theta b - \frac{dc_z}{d\theta} \frac{\rho v^2}{2} ab \theta = 0 \quad (1)$$

$$J_y \ddot{\theta} + \frac{1}{2}(k_1 + k_2)b^2 \theta + (k_2 - k_1)bz - \frac{dc_z}{d\theta} \frac{ab}{2} \rho v^2 \frac{1}{4} \theta = 0 \quad (2)$$

$$J_x \ddot{\varphi} + \frac{a^2}{4}(k_1 + k_2)\varphi = 0 \quad (3)$$

Рівняння (3) не залежить від рівняння (1) і (2), тому дві частоти вільних коливань пластини знаходяться із рівняння (1) і (2) (вважаючи $z = Ae^{pt}$, $\theta = Be^{pt}$):

$$\begin{vmatrix} \frac{2(k_1 + k_2)}{m} + p^2; & \frac{(k_1 + k_2)}{m} b - \frac{dc_z}{d\theta} \frac{\rho v^2}{2m} ab \\ -\frac{(k_1 + k_2)}{J_y}; & \frac{(k_1 + k_2)}{2J_y} b^2 + p^2 - F_{10} \frac{b}{4J_y} \end{vmatrix} = 0$$

Після складання характеристичного рівняння, де

$$F_{10} = \frac{dc_z}{d\theta} \frac{ab}{4} \rho v^2, \quad F_{10} = 3 \cdot \frac{0,4 \cdot 0,2}{4} \cdot 1,23 v^2 = 0,07 v^2$$

а, із рівняння (3)

$$p^2 = -b^2(k_1 + k_2)/(4J_y), \quad p^2 = -0,4^2 \cdot 10^3 \cdot (0,2 + 0,15)/4 \cdot 0,007 = -200$$

знайдемо швидкість v :

$$\begin{aligned} & (-200)^2 - 200 \cdot \left[\frac{2 \cdot 10^3 \cdot (0,2 + 0,15)}{2,24} - 0,07 v^2 \frac{0,2}{4 \cdot 0,007} + \left(\frac{10^3 \cdot (0,2 + 0,15)}{2} \right) \frac{0,2^2}{0,007} \right] + \frac{10^3 \cdot (0,2 + 0,15) \cdot 0,2^2}{2,24 \cdot 0,007} + \\ & + \left(\frac{0,2 \cdot 10^3 - 0,15 \cdot 10^3}{0,007} \cdot 0,2 - 3 \cdot \frac{1,23 \cdot v^2}{2 \cdot 0,007} \cdot 0,2 \cdot 0,4 \right) \cdot \frac{10^3 \cdot (0,2 - 0,15) \cdot 0,2}{0,007} - \frac{2(0,2 + 0,15) \cdot 10^3}{2,24} \cdot 0,07 v^2 \frac{0,2}{4} \cdot \frac{1}{0,007} = 0 \\ & v^2 = 25,31; \quad v = 5,03 \text{ м/с} \end{aligned}$$

Необхідною умовою від'ємності дійсних частин коренів характеристичного рівняння є відмінність від нуля його коефіцієнтів (для бікватратного рівняння ця умова є також достатньою):

$$\begin{aligned} -F_{10} \frac{b}{4J_y} + \frac{2(k_1 + k_2)}{m} + \frac{(k_1 + k_2)}{2} \frac{b^2}{J_y} &> 0 \\ \frac{(k_1 + k_2)^2 b^2}{mJ_y} + \left[\frac{(k_1 - k_2)}{m} - \frac{dc_z}{d\theta} \frac{\rho v^2}{2m} a \right] \frac{(k_1 + k_2)}{J_y} \frac{b^2}{J_y} - \frac{2(k_1 + k_2)}{m} F_{10} \frac{1}{4J_y} &> 0 \end{aligned} \quad (4)$$

УДК 539.3

Тетьора С.В., студ.; Боронко О.О., д. т. н., проф.

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ЗНАЧЕНЬ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ПРИ ЗГИННИХ КОЛИВАННЯХ БАЛКИ ТИМОШЕНКА З ТЕХНІЧНОЮ ТЕОРІЄЮ

Як відомо, для коротких балок при обчисленні високих частот, коли довжина хвилі деформації порівняння за поперечними розмірами балки, технічна теорія згинних коливань, яка не враховує зсув і інерцію повороту перерізів, дає значні похибки (збільшення частот).

В даній роботі розглядаються згинні коливання шарнірно опертої балки та визначаються власні частоти за технічною теорією та за теорією С.П. Тимошенка.

Академік С.П. Тимошенко запропонував враховувати інерцію повороту перерізів і зсув. Задача розглядається в геометричному та фізично лінійному формулюванні. Припускається також правильність гіпотези плоских перерізів. Проте плоскі перерізи, залишаючись плоскими, вже не будуть перпендикулярними до зігнутої осі балки, а додатково під впливом зсуву повертаються на деякий кут. Процес коливань балки Тимошенка визначається двома функціями:

$$W = W(x, t); \quad \theta = \theta(x, t),$$

де W – прогин, θ – повний кут повороту перерізу балки.

Їх можна знайти з системи рівнянь вимушених коливань пружної балки Тимошенка:

$$\begin{cases} \rho F \ddot{W} - kGF \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} - \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) = q(x, t) \\ EI \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + kGF \left(\frac{\partial W}{\partial x} - \theta \right) - I_m \ddot{\theta} = 0, \end{cases}$$

де ρ – щільність матеріалу балки, F – площа поперечного перерізу, k – коефіцієнт форми перерізу, G – модуль зсуву, E – модуль Юнга, I – осьовий момент інерції перерізу.

Розв'язки даної системи рівнянь матимуть наступний вигляд:

$$W = A_n \sin \frac{\pi n}{L} x \cos(\omega_n t - \varphi_n); \quad \theta = B_n \cos \frac{\pi n}{L} x \cos(\omega_n t - \varphi_n).$$

Із частотного рівняння знаходять для того самого числа півхвиль n дві власні частоти $\omega_n^{(1)}$ та $\omega_n^{(2)}$, що відповідають першому та другому типу коливань. Частоти другого спектра за величиною значно більші від частот першого спектра і порівнянні з ними при більших n . Тому на практиці визначають тільки кілька нижчих частот першого спектра і порівнюють з частотами, що одержані за допомогою технічної теорії. Це дає можливість оцінити вплив зсуву та інерції обертання. Внаслідок зсуву та інерції обертання власні частоти коливань балки зменшуються і тим більше, чим вищий номер

n частоти. В якості прикладу розглядається балка довжиною $L = 1$ м та поперечним перерізом $b \times h = 50 \times 100$ мм. В таблиці 1 наведено порівняльний аналіз значень власних частот за двома теоріями.

Таблиця 1. Порівняльний аналіз значень власних частот за двома теоріями

№	Технічна	Тимошенко	Похибка, %
1	1436	1420,088708	-1,12
2	5744	5501,846344	-4,40
3	12924	11804,41337	-9,48
4	22976	19811,58325	-15,97
5	35900	29065,76837	-23,51
6	51696	39213,30364	-31,83
7	70364	49997,97352	-40,73
8	91904	61238,74455	-50,07
9	116316	72808,19874	-59,76
10	143600	84616,05114	-69,71
11	173756	96597,59251	-79,88
12	206784	108705,8379	-90,22
13	242684	120906,2306	-100,72
14	281456	133173,0519	-111,35
15	323100	145486,9618	-122,08
16	367616	157833,29	-132,91
17	415004	170200,8314	-143,83
18	465264	182580,9848	-154,83
19	518396	194967,1275	-165,89
20	574400	207354,1549	-177,01

21	633276	219738,1379	-188,20
22	695024	232116,0635	-199,43
23	759644	244485,6382	-210,71
24	827136	256845,1358	-222,04
25	897500	269193,279	-233,40
26	970736	281529,1474	-244,81
27	1046844	293852,104	-256,25
28	1125824	306161,7379	-267,72
29	1207676	318457,8173	-279,23
30	1292400	330740,2533	-290,76
31	1379996	343009,0692	-302,32
32	1470464	355264,3771	-313,91
33	1563804	367506,3582	-325,52
34	1660016	379735,2469	-337,15
35	1759100	391951,318	-348,81
36	1861056	404154,8767	-360,48
37	1965884	416346,2495	-372,18
38	2073584	428525,7779	-383,89
39	2184156	440693,8128	-395,62
40	2297600	452850,7097	-407,36

Висновки з таблиці 1: як бачимо, якщо перша частота зменшується тільки на 1%, то п'ята – майже на 24%. Тому технічну теорію можна використовувати для визначення перших трьох частот. Також були розглянуті різні за довжиною та розмірами поперечного перерізу балки. За результатами розрахунків можна зробити висновок про те, що теорія Тимошенка справедлива лише для довгих та тонких балок.

УДК 539.3

Фоменко А.С., студ.; Боронко О.О., д.т.н., проф.

РОЗРАХУНОК ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ БАЛКИ З ТРЬОМА СТЕПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ З УРАХУВАННЯМ СИМЕТРІЇ

Розглянемо балку з трьома степенями вільності (рис. 1). Для знаходження власних частот необхідно скласти три рівняння рівноваги звідки визначаються власні частоти, але для балки з симетрією цю задачу можна спростити [1]. Знайдемо її власні частоти та амплітудно-частотні характеристики. Для систем, які мають три і більше степенів вільності це є трудомісткий процес, тому в такому випадку враховують симетрію. Урахування симетрії значно спрощує розрахунок. В таких системах форми власних коливань поділяються на симетричні (рис. 2) та косиметричні (рис. 3) відносно цієї площини. Для зменшення розрахунків та пониження степені характеристичного рівняння треба розглядати ці види коливань окремо.

Дана система симетрична, тому варто розглядати симетричні та косиметричні амплітудно-частотні характеристики. Розглянемо кожний випадок окремо.

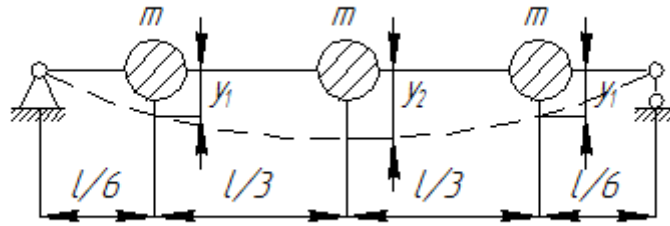


Рис. 1. Розрахункова схема

Симетричні коливання

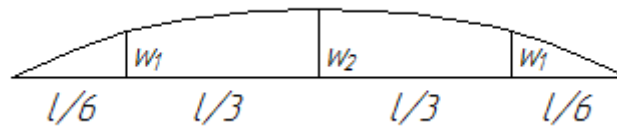


Рис. 2. Симетричні коливання

Рівняння динамічної рівноваги системи матимуть вигляд:

$$\begin{cases} w_1 = -m_1 \delta_{11} \ddot{w}_1 - m_2 \delta_{12} \ddot{w}_2 - m_3 \delta_{13} \ddot{w}_3 \\ w_2 = m_1 \delta_{21} \ddot{w}_1 - m_2 \delta_{22} \ddot{w}_3 \end{cases}$$

Рішення шукаємо у вигляді $w_i = W_i \sin \omega t$, та прирівнюємо $\det = 0$ і враховуючи значення переміщень:

$$\delta_{11} = \delta_{33} = \frac{25l^3}{36 \cdot 36 \cdot 3EI}, \quad \delta_{22} = \frac{l^3}{48EI}, \quad \delta_{12} = \delta_{21} = \frac{13l^3}{36 \cdot 36EI}, \quad \delta_{13} = \delta_{31} = \frac{13l^3}{36 \cdot 36 \cdot 3EI}, \quad \delta_{23} = \delta_{32} = \frac{13l^3}{48EI}.$$

$$\begin{aligned} 360z^2 - 133z + 1 &= 0 \\ \det \begin{vmatrix} 42z - 1 & 39z \\ 78z & 81z - 1 \end{vmatrix} &= 0; \quad z_1 = 0.0076 \quad \omega_1^2 = 29.879 \\ z_2 &= 0.3617 \quad \omega_3^2 = 1406.289 \end{aligned}$$

Кососиметричні коливання

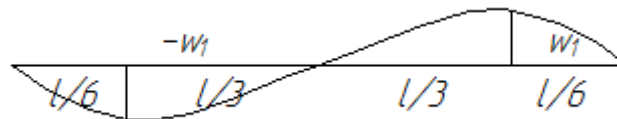


Рис. 3. Кососиметричні коливання

$$\begin{cases} w_1 = m_1 \delta_{11} \ddot{w}_1 - m_3 \delta_{13} \ddot{w}_1 \\ w_2 = 0 \end{cases}$$

Звідси отримаємо: $\omega_2 = 486 \frac{EI}{ml^3}$

Метод Донкерлі

$$\frac{1}{\omega^2} = \frac{1}{\omega_1'^2} + \frac{1}{\omega_2'^2} + \frac{1}{\omega_3'^2}; \quad \omega_1^2 = 29.679 \frac{EI}{ml^3}$$

Метод Релея

$$\omega_1^2 = \frac{\int_0^L EI (W'')^2 dx}{\int_0^L \rho F W^2 dx + m W^2 \left(\frac{l}{6} \right) + m W^2 \left(\frac{l}{2} \right) + m W^2 \left(\frac{5l}{6} \right)}$$

$$W = \sin \frac{\pi x}{l}; W'' = -\left(\frac{\pi}{l} \right)^2 \sin \frac{\pi x}{l}; \omega_1^2 = \frac{\pi^4 EI}{2l^3 \left(\rho F \frac{l}{2} + \frac{3}{2} m \right)}$$

Без урахування маси балки: $\omega_1^2 = \frac{\pi^4 EI}{3ml^3} = 32.469 \frac{EI}{ml^3}$

Аналізуючи проведену роботу, можна прийти до наступних висновків:

1. Розрахунок даної системи з урахуванням симетрії значно спрощується, тобто степінь характеристичного рівняння зменшується з шостої до четвертої.
2. В результаті проробленої роботи були знайдені власні частоти симетричних та косиметричних коливань даної системи.
3. Був проведений порівняльний аналіз з методами Донкерлі та Релея.

Література: Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968.

УДК 539.3

Лук'яненко К.М., студ.; Боронко О.О., проф.

КІНЕМАТИЧНЕ ЗБУДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ СИСТЕМИ З ДВОМА СТЕПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ

При роботі в складських приміщеннях при русі транспорту за рахунок нерівності плит виникає кінематичне збудження коливання стелажів.

Метою даної роботи є теоретичні дослідження коливань механічної системи стелажної конструкції яка показана на рис. 1 при кінематичному збудженні коливань.

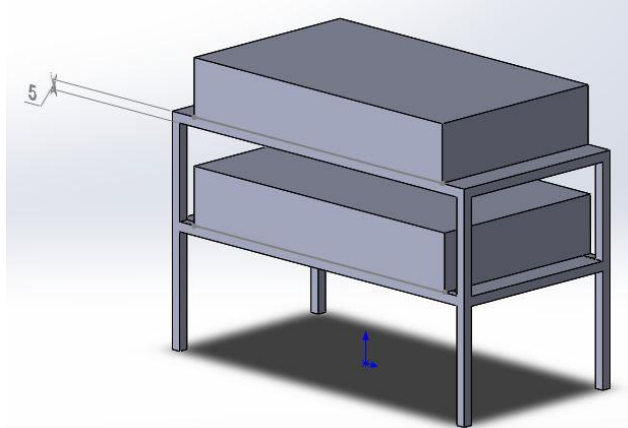


Рис. 1. Зразок стелажної конструкції

Необхідно знайти силу P_2 та амплітуду A_1 параметричних коливань системи з двома степенями вільності.

Стелаж зроблений з двох плит висота $h = 5\text{мм}$, довжина $a = 2\text{м}$, ширина $b = 1\text{м}$, стелаж навантажений двома масами $m_1 = m_2 = m = 80\text{кг}$, $k = 5130\text{ кН/м}$.

Розрахункова система представлена на рис. 2.

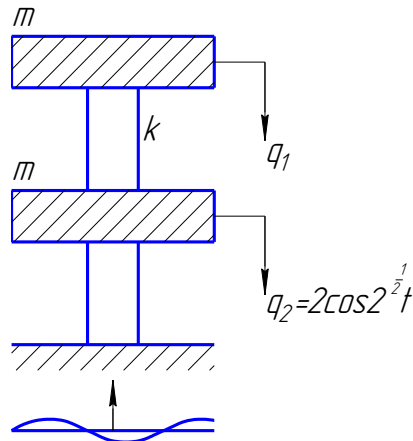


Рис. 2. Розрахункова схема

Рівняння вимушених коливань системи в матричному вигляді має вигляд:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ P_2 \end{Bmatrix} 2 \cos \sqrt{2}t; \quad q_1 = A_1 \cos \sqrt{2}t; \quad q_2 = A_2 \cos \sqrt{2}t = 2 \cos \sqrt{2}t;$$

Кінцеві рівняння для визначення P_2 та A_1 приймуть вигляд:

$$A_1 = \frac{k}{\Delta(\omega^2)} P_2; \quad A_2 = \frac{k - \omega^2 m}{\Delta(\omega^2)} P_2 \Rightarrow P_2 = \frac{A_2 \Delta(\omega^2)}{k - \omega^2 m} = \frac{A_2 [(2k - \omega^2 m)(k - \omega^2 m) - k^2]}{k - \omega^2 m};$$

З урахуванням числових даних, маємо:

$$P_2 = \frac{2 \cdot [(2 \cdot 5130 - 2 \cdot 80 \cdot 10^{-3})(5130 - 2 \cdot 80 \cdot 10^{-3}) - 5130^2]}{5130 - 2 \cdot 80 \cdot 10^{-3}} = 15390 \text{ Н};$$

Тоді

$$A_1 = \frac{5130}{(2 \cdot 5130 - 2 \cdot 80 \cdot 10^{-3})(5130 - 2 \cdot 80 \cdot 10^{-3}) - 5130^2} 15390 = 3 \text{ мм.}$$

УДК 539.3

Фепа В. В., студ.; Боронко О. О., д.т.н., проф.

УМОВА АНТИРЕЗОНАНСУ ДЛЯ СИСТЕМИ З ДВОМА СТЕПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ

У зв'язку з необхідністю отримання отворів з підвищеною точністю у деталях, для яких важлива відсутність радіального биття, існує потреба додатково визначати амплітуду збурюючої сили і умову антирезонансу.

У даній роботі описані результати проведених розрахунків для вертикально-свердильного станка, який було замінено еквівалентною розрахунковою схемою з двома степенями вільності.

В розрахунках використовували вирази для потенціальної і кінетичної енергій, а також рівняння Лагранжа II-го роду. [1]

Розрахунок проводився для вертикально-свердильного станка типу JET JDP – 10L, що зображений на рис. 1.



Рис. 1. Вертикально свердильний станок типу JET JDP – 10L

Для проведення розрахунків і визначення всіх необхідних параметрів перейшли до розрахункової схеми системи з двома степенями вільності (рис. 2). Для якої: $m_1 = 15\text{кг}$, $m_2 = 10\text{кг}$, $P = 150\text{Н}$, $n = 1250\text{об/хв}$, $l = 0,3\text{м}$, $E = 2,1 \cdot 10^5\text{ МПа}$, $F = 1,9 \cdot 10^{-3}\text{ м}^2$.

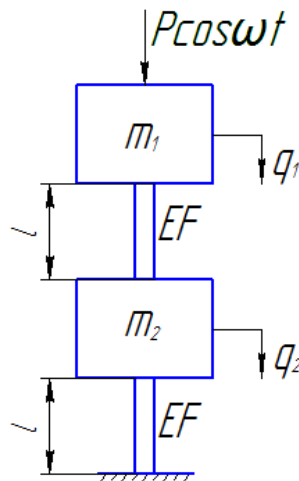


Рис. 2. Еквівалентна система з двома степенями вільності

Після розрахунків отримані значення амплітуд: $A_1 = 1,796 \cdot 10^{-7}\text{ м}$; $A_2 = 2,774 \cdot 10^{-7}\text{ м}$.

Умова антирезонансу: $n_2^2 = \frac{c}{m_2} = 3,8 \cdot 10^7\text{ с}^{-2}$.

Література:

1. Теорія коливань та стійкості руху: зб. завдань до курс. проектув. та практ. занять: для студ. напряму підготовки 6.050501 "Прикладна механіка" / А.Є. Бабенко, М.І. Бобир, О.О. Боронко, С.І. Трубочев. – К.: Гамма-Принт, 2010. – 172 с.

Якименко Р.В., студ.; Шукаєв С.М., д.т.н., проф.; Рудаков К.М., д.т.н., проф.

РОЗРОБКА СПРОЩЕНОГО АЛГОРИТМУ ЧИСЕЛЬНОГО РОЗРАХУНКУ НА МІЦНІСТЬ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ФАКТОРІВ

Розвиток сучасної техніки, зокрема, у авіаційній та космічній галузях, потребує використання нових типів матеріалів, які б відповідали вимогам часу. Такими матеріалами є полімерні композиційні матеріали (ПКМ). Використання ПКМ дозволяє значно знизити вагу літальних апаратів і в багатьох випадках підвищити міцність деталей та вузлів. Однак, застосування нових матеріалів потребує розв'язання нових задач. Однією з яких є задача механічного з'єднання елементів з ПКМ.

Міцність болтових з'єднань ПКМ залежить від конструктивно-технологічних параметрів цих з'єднань, наприклад, від матеріалів і товщини деталей, що з'єднуються, від характеру посадки болтів в отвори, від точності отворів і т.д. Поряд з натурними і лабораторними дослідженнями з'єднань з ПКМ у даний час значна увага приділяється розвитку чисельних розрахунків, в тому числі, на міцність, основою яких є розрахунки напружено-деформованого стану (НДС) елементів з'єднання.

В роботах [1-3] розглянуто питання розрахунків болтових з'єднань з елементами із полімерного композиційного матеріалу (ПКМ) для різних комбінацій технологічних факторів, таких як посадка болта в отвір та момент на ключі під час затягування. Розрахунки виконували в постановці, максимально наближеній до реальної ситуації. Для цього використовували тривимірну геометричну і скінчено-елементну модель, задача розв'язувалася як пружна контактна, з урахуванням силового навантаження, величин зазору/натягу в отворах, моменту затягування, тертя в з'єднанні. ПКМ моделювали як 3D-ортотропний матеріал. Розрахунки проводили на програмному комплексі FEMAP / NX NASTRAN, версія 10.2.0.

Дана робота є продовженням циклу попередніх робіт. Метою даної роботи є спрощення алгоритму чисельного розрахунку на міцність болтового з'єднання конструкційних елементів з ПКМ, який враховує вплив конструктивно-технологічних факторів, зокрема, момент на ключі, зазор в посадці, тип з'єднання.

Спрощений формульний розрахунок болта [4] проводиться з урахуванням зусилля попереднього натягу болта N_{nz} , що визначається через момент на ключі за наближеною формулою

$$M_{кл} \approx (0.15...0.2)N_{nz}d, \quad (1)$$

де d – зовнішній діаметр різьби. З урахуванням запасу міцності, при роботі болтового з'єднання на розтяг (болта) повинна виконуватися умова

$$M_{кл} \leq (0.04...0.07)\sigma_T d^3, \quad (2)$$

де σ_T – границя текучості матеріалу.

Однак більш точні розрахунки виконуються безпосередньо на скінченно-елементній моделі болтового з'єднання. Але в скінченно-елементній моделі неможливо задати попереднє зусилля затягування болтового з'єднання власне силою. У вище наведених роботах [1-3] для цього використовували алгоритм "закручування гайки", тобто наближення гайки до голівки болта на деяку величину Δ , мм. Величина переміщення визначається з наступної формули

$$\Delta = N_{nz} / k_{nz}, \quad (3)$$

де $k_{пз}$ – коефіцієнт, який визначають з додаткових розрахунків за відсутності осьового зусилля. При цьому ретельного описували геометрію різьби, що потребує значного часу від проєктувальника на етапі підготовки моделі і додаткового машинного часу під час проведення розрахунків. Щоб спростити скінченно-елементну модель, запропоновано змінити розрахункову модель шляхом заміни болта на заклепку (рис. 1). Це потребує корегування значення величини Δ для отримання того ж попереднього зусилля $N_{пз}$, оскільки зміниться значення $k_{пз}$. Встановлення співвідношень між "новими" та "старими" значеннями Δ та $k_{пз}$ і є основною задачею дослідження. Для цього потрібно виконати розрахунки на обох моделях рис.1 при варіюванні величин зусилля $N_{пз}$.

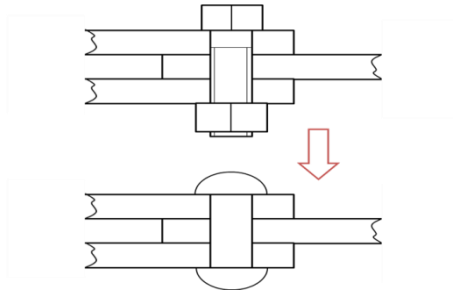


Рис. 1. Розрахункова модель

В результаті цього спрощення буде обґрунтована спрощена модель, що не враховує побудову різьби болта (гайки), а також оцінена її точність. Це суттєво спростить алгоритм розрахунку болтового з'єднання.

Література:

1. *Моделирование болтовых соединений, содержащих детали из ПКМ, в среде FEMAP/NASTRAN* / Кривов Г.А., Матвиенко В.А., Рудько А.Н. и др. // Технологические системы. – К.: УкрНИИАТ, 2013. – №1. – С. 90 – 102.
2. Рудаков К.Н., Шукаев С.Н. *Моделирование болтовых соединений из ПКМ в программном комплексе FEMAP/NX NASTRAN* // Вісник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут», сер. Машинобудування №67, 2013. – С. 199 – 206.
3. Шукаев С.Н., Рудаков К.Н., Корнев П.А. *Влияние технологических факторов на прочность болтовых соединений из композиционных материалов* // Наукові вісті НТУУ "КПІ", 2013. – №5(91). – С. 93-97.
4. *Расчет на прочность деталей машин: Справочник* / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

УДК 539.3

Бугайчук В.Ю., студ.; Рудаков К.М., д.т.н., проф.

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДОЛОГІЇ ОЦІНКИ ГРАНИЧНОГО СТАНУ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ В УМОВАХ КОМБІНОВАНОГО БАГАТОЦИКЛОВОГО АСИМЕТРИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Введення. Деталі й вузли багатьох машинобудівних конструкцій в реальних умовах експлуатації можуть піддаватися вельми широкому спектру різномірних навантажень, зокрема, спільному впливу циклічного згину та статичного розтягування, циклічного згину та статичного кручення, циклічного кручення і статичного згину. У

зв'язку з цим серед проблем, пов'язаних з визначенням несучої здатності елементів конструкцій, досить актуальним є завдання оцінки граничного стану використаних матеріалів при спільному впливі циклічних і статичних навантажень. Граничний стан матеріалів стосовно до цих умов навантаження оцінюється за результатами експериментальних досліджень.

На основі експериментальної інформації в літературі запропоновано ряд залежностей, що дозволяють оцінювати і прогнозувати граничний стан конструкційних матеріалів в таких умовах навантаження. Але більшість залежностей мають певні обмеження.

В роботі досліджено новий підхід до оцінки граничного стану конструкційних матеріалів для випадків одноосного асиметричного навантаження, коли цикл навантаження включає статичну і циклічну компоненту одного виду. На його основі експериментально обґрунтовано існування єдиної граничної діаграми, інваріантної числу циклів до руйнування, що задається статичною трансцендентною функцією, показник ступеня якої відображає чутливість матеріалу до асиметричного навантаження, та запропоновані моделі, що дозволяють здійснювати оцінку і прогнозувати граничний стан матеріалів з використанням обмеженої експериментальної інформації. Цей метод апробований на вирішенні задач розрахунку втомної міцності металевих матеріалів, не орієнтованих полімерів і шаруватих пластиків.

Запропонований підхід використовується для побудови моделей граничного стану стосовно до поєднання різнорідних статичних і циклічних навантажень і вирішення завдань оцінки і прогнозування граничного стану в цих умовах навантаження.

Результати. Аналіз численних експериментальних даних, що характеризують граничний стан конструкційних матеріалів в умовах комбінованого навантаження, свідчить про те, що форма граничних діаграм може бути різною, що підтверджують також графіки на рис.1. У цих умовах жодна з відомих емпіричних залежностей, що описують граничний стан конструкційних матеріалів і включає досить обмежену інформацію про їх властивості, не може вважатися універсальною. Кожна з них задовільно описує результати випробувань конкретного матеріалу в апіорі заданих умовах.

Запропонований підхід до побудови діаграм граничних напружень в цих умовах забезпечує адекватний опис експериментальних даних. Він має певну гнучкість, яка визначається постановкою додаткового базового експерименту, за результатами якого розраховуються коефіцієнти λ і ξ , визначають форму діаграм граничних напружень.

Зіставлення результатів розрахунку з численними запозиченими експериментальними даними з оцінкою ступеня точності узгодження розрахункових і експериментальних даних показало, що величина максимальної відносної похибки δ не перевищує в середньому 10%.

Розраховані і побудовані діаграми граничних напружень в координатах для конструкційних сталей 45, 40Х і алюмінієвого сплаву Д16Т (рис.1).

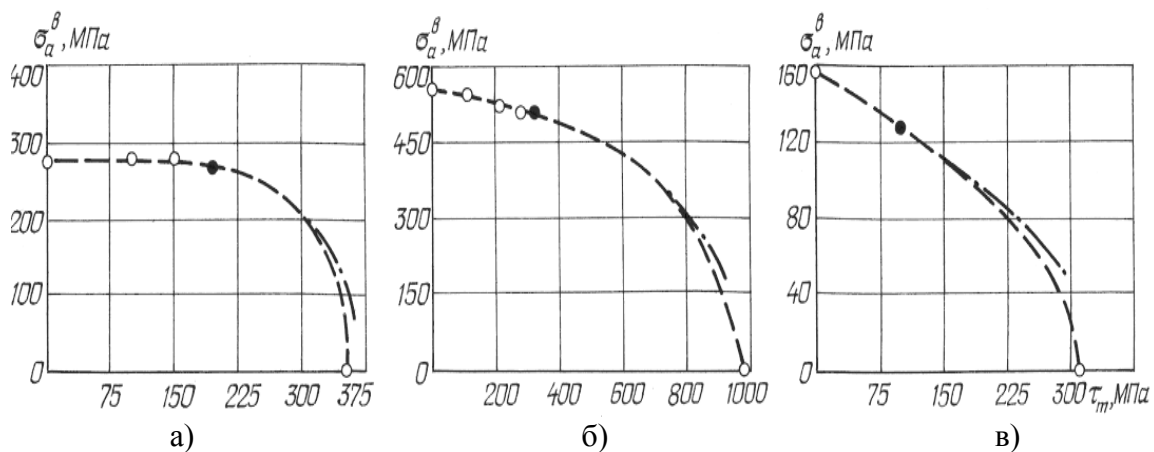


Рис. 1. Діаграми граничних амплітуд напружень сталей 45 (а), 40Х (б) і алюмінієвого сплаву Д16Т для умов циклічного згину зі статичним крученням для сталей і алюмінієвого сплаву Д16Т зіставлені з експериментальними даними, запозиченими з зарубіжних джерел. Розрахунки і зіставлення з експериментом виконані для довговічності $n_R = 2 \cdot 10^7$ циклів з використанням рівнянь (1) (штрихові лінії) і (2) (штрих пунктирні лінії)

Для випадку малопластичних та пластичних матеріалів відповідно:

$$\sigma_a^b = \sigma_n^b \left[1 - \frac{2}{\pi} \left(\frac{\tau_m}{\tau_B} \right)^\xi - \frac{1}{3\pi} \left(\frac{\tau_m}{\tau_B} \right)^{3\xi} \right] \quad (1)$$

$$\sigma_a^b = \sigma_n^b \left[1 - \frac{2}{\pi} \left(\frac{\tau_m}{\tau_B} \right)^\xi \right] \quad (2)$$

В таблиці наведені значення меж короткочасної міцності σ_B , τ_B , текучості $\sigma_{0,2}$, межі витривалості σ_a^b при вигині і коефіцієнтів λ і ξ , використаних у розрахунках діаграм.

Таблиця 1. Значення механічних характеристик досліджених сталей алюмінієвого сплаву і коефіцієнти чутливості їх до навантаження статичним крученням

Матеріал	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	τ_B , МПа	σ_{-1}^b , МПа	λ	ξ
Сталь 45	638	390	350	275	0,04	6,13
Сталь 40Х	1206	1113	986	553	0,53	1,97
Д16Т	430	360	310	157	1,62	1,07

Висновок. Розрахунок втомної довговічності, оцінка та прогнозування граничного стану стосовно до навантаження циклічної та статичної компонентами здійснюються на основі загальновідомих підходів і залежностей. У більшості випадків вони застосовні лише в окремих випадках – для конкретного поєднання компонентів комбінованого навантаження, і поширення їх на інші випадки може призвести до суттєвих помилок.

Досліджений у цій роботі підхід до вирішення завдання оцінки граничного стану стосовно до комбінованого навантаження базується на існуванні єдиної граничної діаграми, інваріантної кількості циклів навантаження.

ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ОДНОЗРІЗНОГО БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ФАКТОРІВ

Перед розробниками авіаційної техніки стоїть глобальне завдання, щодо інтегрованого застосування інформаційних технологій на всіх етапах життєвого циклу виробів авіаційної техніки. Цю задачу неможливо вирішити без оптимізації проведення розрахунків, спрямованих на забезпечення міцності, оскільки варіантів розрахунків може бути нескінченно багато.

Оптимізація передбачає формалізацію проблем, виявлення значущих чинників, побудова планів проведення розрахунків і регресійних моделей, їх реалізацію, аналіз і документування результатів у формі, що дозволяє будувати експрес-оцінки і проводити обмін даними в автоматизованих системах.

Дана робота є продовженням циклу попередніх робіт авторів [1, 2]. Метою роботи є проведення числових розрахунків болтового з'єднання пакета, що включає елементи з ПКМ, із врахуванням таких технологічних факторів, як момент на ключі та зазор у посадці, відповідно до плану повного факторного експерименту, а також створення регресійної моделі впливу факторів на рівень еквівалентних напружень. Це дасть можливість аналізувати вплив технологічних факторів на міцність болтових з'єднань, не проводячи складних чисельних розрахунків у повному обсязі.

У роботі розглядалось однозрізне болтове з'єднання композитних пластин з титановою пластиною (рис. 1).

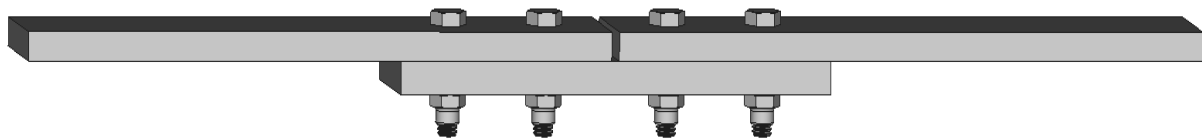


Рис. 1. Модель однозрізного болтового з'єднання

Величини конструктивно-технологічних факторів, які враховувалися при проведенні чисельних розрахунків, представлені в табл. 1.

Таблиця 1. Фактори та їх величини, які впливають на болтове з'єднання

Фактори	Рівні		Розмірність
Посадка болта, δ	0	40	мкм
Момент затяжки гайки, $M_{кл}$	2	6	Нм
Розтягуюча сила, P	6	14	кН

Тестовий розрахунок на програмному комплексі FEMAP / NX NASTRAN (версія 10.2.0) показав, що найбільш навантаженим являється болт, в якому є 2 небезпечні області (рис. 2).

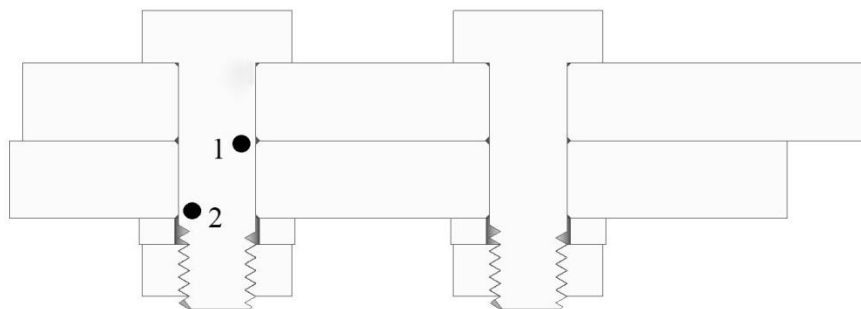


Рис. 2. Небезпечні області в болті

Чисельні розрахунки виконували для зазначених областей відповідно до плану повного факторного експерименту $2^3//8$: три фактори на двох рівнях – всього вісім комбінацій. За функцію відгуку було обрано максимальне еквівалентне напруження за Мізесом у МПа (табл. 2).

Після проведення чисельних розрахунків для небезпечних точок за методом найменших квадратів та відкидання незначущих доданків отримали наступні рівняння регресії:

$$\hat{y}_1 = 632 + 90x_1 + 34x_2 + 219x_3 + 52x_1x_3 + 29x_1x_2x_3 \quad (1)$$

$$\hat{y}_2 = 679 - 102x_1 + 101x_2 + 130x_3 - 32x_2x_3 - 39x_1x_3$$

Значення функції відгуку, які були отримані у розрахунках та за рівняннями (1) розміщені у таблиці 2.

Таблиця 2. Порівняння значень функції відгуку, отриманих у розрахунках та за рівняннями (1)

Номер досліджу	δ , мм	$M_{\text{кль}}$, кНм	P , кН	Y_1 , МПа	Y_2 , МПа	$\hat{y}_1$, МПа	$\frac{ Y_1 - \hat{y}_1 }{Y_1} \cdot 100\%$	$\hat{y}_2$, МПа	$\frac{ Y_2 - \hat{y}_2 }{Y_2} \cdot 100\%$
1	0	2	6	300	500	312	3,84	479	4,20
2	0	2	14	686	893	704	2,55	881	1,34
3	0	6	6	450	722	438	2,74	745	3,19
4	0	6	14	734	1009	714	2,80	1019	0,99
5	40	2	6	463	331	446	3,81	353	6,65
6	40	2	14	944	589	930	1,51	599	1,69
7	40	6	6	437	642	456	4,16	619	3,58
8	40	6	14	1044	749	1056	1,13	737	1,60

Висновки. Одержані регресійні моделі у межах факторного простору дають змогу достовірно оцінити вплив характеру посадки болта в отворі та моменту на ключі під час затягування на максимальне еквівалентне напруження у з'єднанні, за яким у подальшому проводять розрахунки на статичну і циклічну міцність.

Література:

1. Рудаков К.Н., Шукаев С.Н. *Моделирование болтовых соединений из ПКМ в программном комплексе FEMAP/NX NASTRAN* // Вісник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут», сер. Машинобудування №67, 2013. – С. 199 – 206.
2. Шукаев С.Н., Рудаков К.Н., Корнев П.А. *Вплив технологічних факторів на міцність болтових з'єднань з композиційних матеріалів* // Наукові вісті НТУУ "КПІ", 2013. – №5(91). – С. 93-97.

ПРО ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РОЗШАРУВАННЯ ПКМ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ В ЗОНІ ОТВОРІВ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ

В статті [1] розроблена і реалізована в програмному комплексі FEMAP/Nastran 3D-модель розрахунку напружено-деформованого стану болтового з'єднання "титан-ПКМ-титан". Вона розглядає ПКМ як суцільний 3D-ортотропний матеріал; враховує величини натягу/засуви при установці болтів в отвори, попереднього затягування болтів, зміни температури елементів з'єднання, тертя в з'єднанні, наявність припустимих відхилень виконання отворів у ПКМ, контактний характер взаємодій між елементами з'єднання. Кінцевою метою таких розрахунків є кількісна оцінка впливу декількох технологічних факторів на статичну й циклічну міцність з'єднання.

При цьому була врахована проблема обмежених ресурсів ПЕОМ, що не дозволяє знаходити НДС елементів з'єднання з великою точністю: застосовували [1-4] наближену модель ПКМ, а саме використовували усереднені механічні (пружні) характеристики пластини з ПКМ, отримані відповідно до теорії "ефективного модуля" [5].

Залишилися не дослідженими декілька питань, зокрема, про вплив розшарування ПКМ на характеристики НДС у зоні отворів.

Для моделювання розшарування ПКМ потрібно, по-перше, розглядати всі шари ПКМ, а по-друге, створювати такі скінченно-елементні сітки, що містять в потрібних місцях "розшарування" у вигляді вбудованих додаткових поверхонь, які розділяють скінченні елементи суміжних шарів ПКМ.

Була побудована багатофакторна регресійна модель та план чисельних розрахунків з метою дослідження впливу геометрії, розмірів та місця розташування характерних варіантів розшарування ПКМ, які отримані з літературного огляду, на характеристики напружено-деформованого стану в зоні отворів болтових з'єднань. Моделювання запропоновано провести для однозрізних дворядних зразків болтових з'єднань з ПКМ.

Функцією відгуку вважаємо еквівалентне напруження, яке фігурує в лівих частинах критеріїв, що застосовують для ПКМ. Зокрема, для критерію Ямада [6] це комбінація з напружень стиску та зсуву, обчислених не на поверхнях отворів, а на деякій глибині (під поверхнею).

Література:

1. Рудаков К.Н., Шукаев С.Н. Моделирование болтовых соединений из ПКМ в программном комплексе FEMAP/NX Nastran // Вісник НТУУ «КПІ» сер. Машинобудування, 2013. – № 67. – С. 199-206.
2. Gordon Kelly. Quasi-static strength and fatigue life of hybrid (bonded/bolted) composite single-lap joints. Composite Structures, 2006. – 72. – s. 119–129
3. Gordon Kelly, Stefan Hallström. Bearing strength of carbon fibre/epoxy laminates: effects of bolt-hole clearance. – Composites. Part B: Engineering, 2004. – 35. – s. 331-343
4. Johan Ekh, Joakim Schön, Gunnar Melin. Secondary bending in multi fastener, composite-to-aluminium single shear lap joints. – Composites. Part B: Engineering, 2005. – 36. – s. 195-208.
5. Межслойные эффекты в композитных материалах // Под ред. Н. Пейгано / Пер. с англ. – М.: Мир, 1993. – 346 с.

6. Broughton W.R., Crocker L.E., Gower M.R.L. Design Requirements for Bonded and Bolted Composite Structures // NPL Report MATC (A) 65, 2002. – 50 s.

УДК 539.3

Михайленко О.П., студ.; Рудаков К.М., д.т.н., проф.

ПРО ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВІДКОЛІВ ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ ПКМ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ В ЗОНІ ОТВОРІВ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ

В статті [1] розроблена і реалізована в програмному комплексі FEMAP/Nastran 3D-модель розрахунку напружено-деформованого стану болтового з'єднання "титан-ПКМ-титан". Вона розглядає ПКМ як суцільний 3D-ортотропний матеріал; враховує величини натягу/завору при установці болтів в отвори, попереднього затягування болтів, зміни температури елементів з'єднання, тертя в з'єднанні, наявність припустимих відхилень виконання отворів у ПКМ, контактний характер взаємодій між елементами з'єднання. Кінцевою метою таких розрахунків є кількісна оцінка впливу декількох технологічних факторів на статичну й циклічну міцність з'єднання.

При цьому була врахована проблема обмежених ресурсів ПЕОМ, що не дозволяє знаходити НДС елементів з'єднання з великою точністю: застосовували [1-4] наближену модель ПКМ, а саме використовували усереднені механічні (пружні) характеристики пластини з ПКМ, отримані відповідно до теорії "ефективного модуля" [5].

Залишилися не дослідженими декілька питань, зокрема, про вплив відколів поверхневих шарів ПКМ на характеристики НДС у зоні отворів. Відомо, що такі відколи виникають на входах та виходах отворів дуже часто на фінішних операціях, коли вже дуже небажано або навіть неможливо відбраковувати деталі з відколами.

Для моделювання відколів в ПКМ потрібно, по-перше, розглядати всі шари ПКМ, а по-друге, створювати такі скінченно-елементні сітки, що містять у кромках отворів характерні дефекти у вигляді відсутності частини поверхневих шарів.

Була побудована багатофакторна регресійна модель та план чисельних розрахунків з метою дослідження впливу геометрії, розмірів та місця розташування характерних варіантів відколів ПКМ, які отримані з літературного огляду, на характеристики напружено-деформованого стану в зоні отворів болтових з'єднань. Моделювання запропоновано провести для однозрізних дворядних зразків болтових з'єднань з ПКМ.

Функцією відгуку вважаємо еквівалентне напруження, яке фігурує в лівих частинах критеріїв, що застосовують для ПКМ. Зокрема, для критерію Ямада [6] це комбінація з напружень стиску та зсуву, обчислених не на поверхнях отворів, а на деякій глибині (під поверхнею).

Література:

1. Рудаков К.Н., Шукаев С.Н. Моделирование болтовых соединений из ПКМ в программном комплексе FEMAP/NX Nastran // Вісник НТУУ «КПІ» сер. Машинобудування, 2013. – № 67. – С. 199-206.
2. Gordon Kelly. Quasi-static strength and fatigue life of hybrid (bonded/bolted) composite single-lap joints. Composite Structures, 2006. – 72. – s. 119–129
3. Gordon Kelly, Stefan Hallström. Bearing strength of carbon fibre/epoxy laminates: effects of bolt-hole clearance. – Composites. Part B: Engineering, 2004. – 35. – s. 331-343.

4. Johan Ekh, Joakim Schön, Gunnar Melin. Secondary bending in multi fastener, composite-to-aluminium single shear lap joints. – Composites. Part B: Engineering, 2005. – 36. – s. 195-208.

5. Межслойные эффекты в композитных материалах // Под ред. Н. Пейгано / Пер. с англ. – М.: Мир, 1993. – 346 с.

Broughton W.R., Crocker L.E., Gower M.R.L. Design Requirements for Bonded and Bolted Composite Structures // NPL Report MATC (A) 65, 2002. – 50 s.

УДК 539.3

Шандура А.С., студ.; Рудаков К.М., д.т.н., проф.

ПРО ЗАСТОСУВАННЯ ЗМІШАНИХ 3D МОДЕЛЕЙ ПКМ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ

На сьогоднішній день техніка набирає все більших темпів розвитку. У людства змінюються пріоритети, і це суттєво впливає на промисловість. Такі сучасні галузі, як авіаційна та космічна, потребують використання нових матеріалів, нових методів розрахунку і збільшення економічності при розробці нових апаратів. Велику популярність з кожним роком здобувають так звані полімерні композиційні матеріали (ПКМ). Але їх використання збільшує кількість задач, поставлених перед розробниками. Пов'язано це з тим, що ПКМ мають неоднорідну структуру, для якої виникнення дефектів при механічній обробці є нормальним явищем.

Найпоширенішим типом з'єднання деталей з ПКМ є болтове з'єднання. Але для нього відсутній універсальний методичний апарат для визначення міцності та довговічності. А це призводить до великих затрат при виконанні натурних експериментів, тому доцільно використовувати тривимірне скінченно-елементне моделювання, яке дозволяє зменшити натурний експеримент.

На основі існуючих методів і публікацій було прийнято рішення використовувати 3D моделі розрахунків напружено-деформованого стану болтових з'єднань в програмному комплексі FEMAP/Nastran. В цьому середовищі можна розглядати ПКМ як 3D-ортотропний шаруватий матеріал; враховувати величини натягу/завору при установці болтів в отвори, попереднє затягування болтів, зміни температури елементів з'єднання, тертя в з'єднанні, наявність припустимих відхилень виконання отворів у ПКМ, контактний характер взаємодій між елементами з'єднання. Кінцевою метою таких розрахунків є кількісна оцінка впливу декількох технологічних факторів на статичну й циклічну міцність з'єднання.

При 3D моделюванні болтових з'єднань з ПКМ виникає проблема обмежених ресурсів ПЕОМ, що затрудняє знаходження характеристик НДС елементів з'єднання з необхідною точністю. Було запропоновано при моделюванні болтових з'єднань створювати змішані 3D моделі ПКМ. А саме: в зонах отворів створювати 3D скінченно-елементні моделі ПКМ для кожного шару ПКМ, а на деякій відстані – переходити до усередненого моделювання ПКМ. Дуже важливим та не дослідженим питанням є величина мінімального та оптимального розміру зони більш точного моделювання ПКМ при забезпеченні потрібної точності розрахунків.

В результаті 3D моделювання в середовищі FEMAP/Nastran однозрізного дворядного болтового з'єднання "титан - ПКМ" було зроблено такі висновки:

- пошарове моделювання ПКМ дає можливість більш детально розглянути розподіл напружень в пластині в зоні отвору.

- найбільші напруження в зонах отвору виникають не на поверхні отворів, а на деякій глибині (під поверхнею).
- в залежності від попереднього зазору в посадці болта в отвір маємо різну картину розподілу напружень.

Тому необхідним є створення рекомендацій щодо вибору мінімальних та оптимальних зон більш точного моделювання ПКМ з урахуванням впливу конструктивно-технологічних факторів. Це дозволить створити певну методику розрахунків та довідкові матеріали, які є необхідними в різних галузях промисловості, зокрема в авіабудуванні.

УДК 539.22, 539.32

Ясінська М.А., студ.; Заразовський М.М., к.т.н. с.н.с.

ОЦІНКА ПРОГНОЗУЮЧОЇ ЗДАТНОСТІ МІКРОМЕХАНІЧНИХ МЕТОДИК РОЗРАХУНКУ ЖОРСТКОСТІ, МІЦНОСТІ ТА КОЕФІЦІЄНТІВ ПУАСОНА ОДНОСПРЯМОВАНИХ КОМПОЗИТИВ

Прогрес сучасної науки і техніки в значній мірі залежить від успіхів у створенні нових і, зокрема, композиційних матеріалів. Виготовлені з них деталі машин і механізмів знижують затрати на матеріали і енергоємність конструкцій, підвищують надійність і довговічність виробів, сприяють їх здешевленню. Переваги композицій найбільш яскраво проявляються в авіаційній і космічній техніці, для яких визначальним є поєднання високої міцності із низькою масою конструкції.

На сьогоднішній день найбільшого поширення серед композицій набули шаруваті полімерні склопластики і вуглепластики з симетричними відносно їх серединної поверхні схемами укладки шарів, що відносяться до класу ортотропних тіл. Такі матеріали утворені послідовним укладанням деякої кількості різноорієнтованих моношарів, кожен із яких характеризується своїм, в загальному випадку відмінним від інших, набором термомеханічних характеристик. До переваг таких композитів можна віднести корозійну стійкість, здатність гасити вібрації, спрямовану тепло- і електропровідність, добру механічну оброблюваність, звуконепроникність, тощо.

Властивості композиційного матеріалу, як гетерогенного тіла, визначаються властивостями компонентів, що входять до його складу, їх співвідношенням, характером взаємодії на границях розділу матриця-волокно, технологією виготовлення.

Процеси деформування одоспрямованих композиційних матеріалів добре описуються лінійною теорією пружності ортотропного тіла [1].

Деформаційні властивості односпрямованих композицій в рамках плоскої задачі теорії пружності характеризуються 3-ма константами пружності (модуль Юнга в напрямку армування E_1 , модуль Юнга в трансверсальному напрямку E_2 , модуль зсуву в площині армування G_{12} , де 1 і 2 напрямки армування і трансверсальний напрямки відповідно), двома коефіцієнтами Пуассона (ν_{12} і ν_{21} , що пов'язані співвідношенням $E_1 \cdot \nu_{21} = E_2 \cdot \nu_{12}$) та двома коефіцієнтами термічного розширення (α_1 , α_2). Для ортотропних композицій приймається припущення про рівність модулів Юнга при розтязі і стиску та модулів зсуву при зміні напрямку напружень. Їх міцність характеризується п'ятьма параметрами: σ_1^+ , σ_1^- , σ_2^+ , σ_2^- і $\tilde{\sigma}_{12}$ ("+" – міцність при розтязі, "-" – при стиску).

Одним із найбільш розроблених розділів механіки композиційних матеріалів слід вважати розділ по визначенню ефективних механічних характеристик композитів, виходячи із властивостей його складових [2].

У даній роботі проаналізовані можливості аналітичних мікромеханічних методик прогнозування термомеханічних характеристик односпрямованих композицій. В якості модельних матеріалів обрані три типові вуглепластики ЛУ-3/ЭД-20, AS4/3501-6, T300/BSL914C і два склопластики (E-glass 21xK43 Gevetex) / (LY556/HT907/DY063 ероху), (Silenka E-Glass 1200 tex) / (MY750/HY917/DY063 ероху). Параметри ЛУ-3/ЭД-20 приведені в [3], решти – в [4].

Для прогнозування констант E_1 , E_2 , G_{12} і ν_{12} використані інженерне "правило суміші" та моделі Кільчинського-Розена, Хашіна-Розена і Ваніна [3].

В результаті аналізу отримано, що всі моделі приводять до ідентичних оцінок E_1 , причому точність прогнозування для склопластика складає $0,5 \div 5\%$, для вуглепластиків – $1,2 \div 10\%$.

Добра кореляція спостерігається і для коефіцієнту Пуассона – похибка складає $6 \div 15\%$. При цьому найбільша точність спостерігається для правила суміші, $6,6 \div 7\%$, найгірша – для моделі Кільчинського-Розена. Модель Ваніна для всіх досліджуваних матеріалів недооцінює ν_{12} приблизно на 10% .

Прогноз модуля зсуву в площині армування по правилу суміші призводить до недооцінок $40 \div 50\%$ в порівнянні з експериментом. Моделі Кільчинського-Розена і Ваніна дають недооцінку $20 \div 30\%$, модель Хашіна-Розена – $8 \div 20\%$.

Найбільш розрізнена картина спостерігається при прогнозуванні E_2 . Для вуглепластиків найкращу кореляцію дає правило суміші ($7 \div 17\%$), в той час як для обох склопластиків ця модель призводить до найбільших похибок – недооцінка більше ніж 50% . Найбільш коректні прогнози E_2 для склопластиків отримані по моделі Кільчинського-Розена (недооцінка $\approx 22\%$), в той час як для вуглепластиків дана модель переоцінює E_2 більш ніж в двічі!

Отримані вище результати можуть бути корисними для виробників скло- та вуглепластиків, оскільки дають рекомендації щодо вибору моделей прогнозування констант пружності композиту ще на стадії його проектування.

Аналіз моделей розрахунку параметрів σ_1^+ , σ_1^- , σ_2^+ , σ_2^- і $\tilde{\sigma}_{12}$ показав, що прогнозувати міцність односпрямованих композицій з достатньою точністю можна лише при розтягу в напрямку армування (переоцінка міцності складає $1,2 \div 20\%$). Дещо гірша картина із міцністю при зсуві – похибка від -7% до 50% . Стосовно σ_1^- , σ_2^+ , σ_2^- – розрахунки дають незадовільні результати. Найбільша відмінність між прогнозом і експериментом складає 400% (σ_1^- , (E-glass 21xK43 ...)).

Існуючі аналітичні методики прогнозування коефіцієнтів термічного розширення волокнистих композицій характеризуються великими похибками, особливо для α_2 . В якості грубої оцінки α_1 можна користуватися правилом суміші.

Таким чином, з урахуванням сучасного рівня розвитку мікромеханіки волокнистих композицій, для отримання достовірних значень характеристик міцності σ_1^- , σ_2^+ , σ_2^- , $\tilde{\sigma}_{12}$ і коефіцієнтів термічного розширення α_1 , α_2 необхідно залучати експериментальні методи досліджень.

Література:

1. Фудзии Т., Дзако М. Механика композиционных материалов / Пер. с англ. Под ред. В.И. Бурлаева. – Москва: Мир, 1982. – 232 с.
2. Композиционные материалы. Справочник / Под. общ. ред. В.В. Васильева и Ю.М. Тарнопольского. – Москва: Машиностроение, 1990. – 512 с.
3. Кучер М.К. Заразовський М.М. Оцінка мікромеханічних моделей прогнозування ефективних констант пружності волокнистих композитів // Вісник НТУУ "КПІ" Машинобудування. – 2010. – Вип. 58. – С. 24 – 29.

4. Soden P.D., Hinton M. J., Kaddour A.S. Lamina Properties, Lay-Up Configurations and Loading Conditions for a Range of Fibre-Reinforced Composite Laminates // Composites Science and Technology. – 1998. Vol. 58, № 7. – pp. 1011 – 1022.

УДК 621

Нагородна Г.П., студ.; Яхно Б.О. к.т.н, доц.

ВПЛИВ ЗОНИ ТЕРМІЧНОГО ВПЛИВУ У ЗВАРНОМУ З'ЄДНАННІ НА РОЗПОДІЛ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ ТА ДЕФОРМАЦІЙ

Зварні з'єднання є одними з найбільш поширених типів з'єднань у машинобудуванні. Контроль їх якості та технічного стану є однією з ключових задач діагностування та оцінки технічного стану конструкцій трубопровідних систем, елементів енергетичного обладнання, будівельних конструкцій тощо.

Під час процесу зварювання в зоні зварного з'єднання відбувається зміна механічних властивостей. Це чітко відслідковується за зміною твердості, в деяких випадках, навіть, може утворюватись ділянка знеміцнення, показана на рис.1 згідно даних [1]. В роботах [2, 3] наведено залежності для оцінки границь міцності і текучості за параметром твердості, що дало можливість визначити ці механічні властивості (рис. 2).

В даній роботі була проведена спроба визначення, за допомогою ПК Abaqus 6.11 Student Edition, залишкових напружень та пластичної деформації, причиною виникнення яких являється температура і анізотропія пластичних властивосте матеріалу в зоні зварного з'єднання. Результати розрахунку показані на рис. 2.

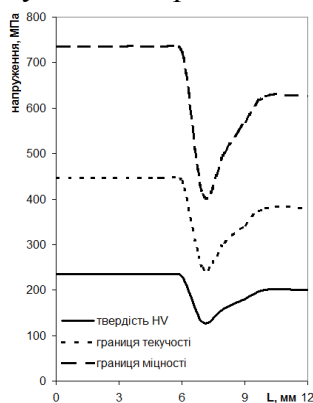


Рис. 1. Розподіл механічних властивостей в зоні шва з ділянкою знеміцнення

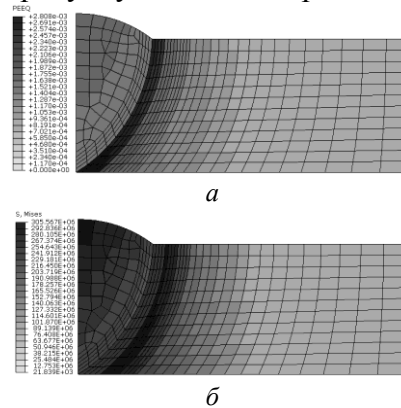


Рис. 2. Розподіл еквівалентної пластичної деформації (а) та залишкових напружень (б) в зоні зварного шва

З рис. 2 можна бачити, що саме в зоні максимальної деградації механічних властивостей виникають максимальні пластичні деформації, при цьому зона максимальних залишкових напружень з нею не співпадає. Відбувається різкий перепад пластичних властивостей матеріалу і залишкових напружень, при цьому залишкові напруження діють на більш крихкий матеріал. Дане спостереження може бути одним із чинників зародження мікротріщин на границі пластичної і твердої зон.

Література:

1. Махненко В.И. Ресурс безопасной эксплуатации сварных соединений и узлов современных конструкций. К. Наукова думка. – 2006. – 618с.
2. DIN 50150-2000 Testing of metallic materials - Conversion of hardness values. – 2000 – 52р.

3. Шилин В.М. Определение твердости металлов. Метод. указания к лаб. работе по дисциплине «Технология конструкционных материалов»: Н. Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет. – 2009. – 10с.

УДК 621

Баклицький С.Б., студ.; Яхно Б.О. к.т.н. доц.

РОЗРАХУНОК ДЕФЕКТІВ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ ABAQUS STUDENT EDITION

В сучасний час зварні з'єднання є одними з найбільш розповсюджених типів з'єднань у машинобудуванні. Контроль їх якості та технічного стану є однією з ключових завдань діагностування та оцінки технічного стану магістральних трубопроводів, енергетичного обладнання, будівельних конструкцій тощо.

Згідно ДСТУ-Н Б В.2.3-21: 2008 при визначенні залишкової міцності магістральних трубопроводів дефекти зварних з'єднань поділяються на поверхневі, підповерхневі, наскрізні, непровари, пори, включення, підрізи. Їх схематизують як еліптичні, напівеліптичні, наскрізні прямокутні тріщини в осьовому і окружному напрямку. Класифікація дефектів в залежності від ступеня їх небезпеки здійснюється згідно двокрітеріального підходу, який враховує як крихке так і в'язке руйнування конструкції. Для цього необхідно знати такі характеристики тріщиностійкості, як коефіцієнт інтенсивності напружень K_I (описує крихку складову) і так звані "відповідні" напруження S_r (описують в'язку складову). Найбільш точні результати, при розрахунку вище зазначених величин, можна одержати при розрахунку методом скінченних елементів, що реалізований в ПК ABAQUS STUDENT EDITION.

Знаходження характеристик тріщиностійкості в ПК ABAQUS реалізовано за допомогою процедур визначення контурних інтегралів і введенням нового типу скінченних елементів - XFEM. При цьому використання XFEM значно спрощує вимоги до сітки кінцевих елементів одночасно збільшуючи збіжність результатів розрахунку.

Визначення "відповідні" напружень проходить ітераційно, вимагає розгляду розрахункової задачі в пружно-пластичній постановці з постійною модифікацією діаграми деформування матеріалу.

В роботі розглянуто поведінку дефекту (тріщини) у зварному з'єднанні, при різних рівнях розтягуючи напружень. Розрахункова схема дефекту показана на рис.1. Розтягуючі напруження змінювались в діапазоні від 80 до 186 МПа.

На рис. 2 наведено класифікацію дефекту, в залежності від рівня напружень. З рисунку чітко видно перехід дефекту із категорії "незначний" до категорії «критичний».

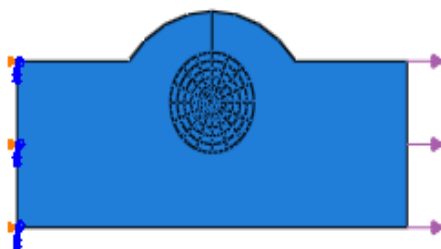


Рис. 1. Розрахункова модель

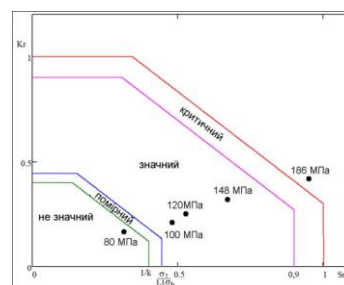


Рис. 2. Діаграма опору руйнування

Запропоновано (на базі державного стандарту) рекомендації щодо подальшого технічного супроводу та ремонту даного виду дефекту.

ВПЛИВ ЦИКЛІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ПОШКОДЖУВАНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙНОГО АВІАЦІЙНОГО СПЛАВУ Д16ЧТ

На сучасних літальних апаратах майже весь запас палива розміщується в крилах. Для зменшення залишку палива у вертикальних полицях стрингерів баків-кесонів виконують отвори для його перетікання та дренажу, які, є концентраторами напружень і можуть призводити до зниження циклічної міцності стрингерів. Наближеність та недостатня обґрунтованість сучасних розрахунків несучої спроможності таких авіаційних конструкцій вимагає суттєвого завищення коефіцієнту запасу по ресурсу.

В роботі проведено дослідження впливу циклічного навантаження на пошкоджуваність алюмінієвого авіаційного сплаву Д16ЧТ через зміну макромеханічних властивостей, а саме модуля Юнга. При цьому пошкоджуваність визначалася в циклі деформування за наступною залежністю:

$$D = 1 - \sqrt{\frac{E_i}{E_0}}$$

де E_0 – пошкоджуваність в першому циклі навантаження, E_i – пошкоджуваність в поточному (i -тому) циклі навантаження. Кінетика зміни параметра пошкоджуваності в залежності від поточної кількості циклів навантаження при різній кількості циклів до руйнування наведено на рис. 1.

Було запропоновано наступне емпіричне рівняння кінетики накопичення пошкоджуваності, в залежності від поточної кількості циклів навантаження для алюмінієвого авіаційного сплаву Д16ЧТ:

$$D = 0,009825 \cdot \ln(0,4343 \cdot \ln(N)) + 0,011725,$$

де N – поточна кількість циклів навантаження.

Порівняння пошкоджуваності, визначеної за формулою вище запропонованою формулою та експериментальним значення показано на рис. 2.

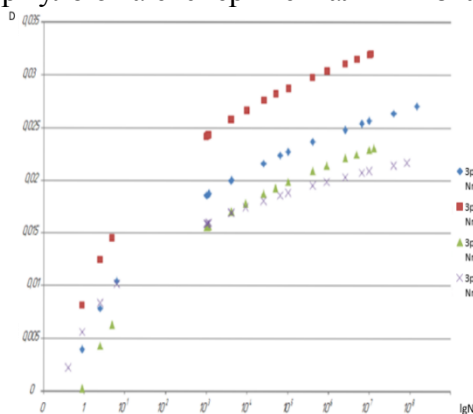


Рис. 1. Кінетика накопичення пошкоджуваності від кількості циклів

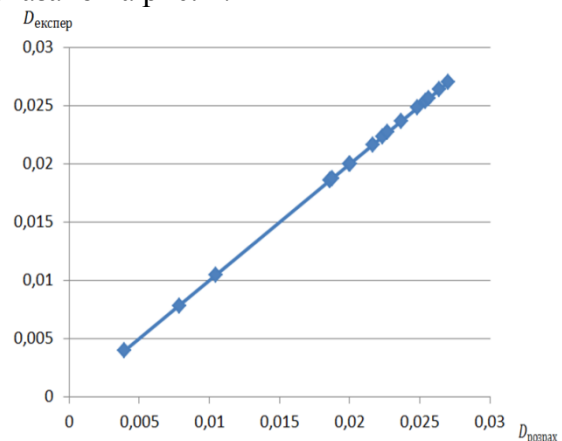


Рис. 2. Порівняння теоретичної залежності пошкоджуваності з експериментальними результатами

Висновок: Отримано нові експериментальні данні для сплаву Д16ЧТ при циклічному навантаженні. Запропоноване емпіричне рівняння для опису пошкоджуваності при циклічному навантаженні.

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КРОНШТЕЙНА МЕХАНІЗМУ ПІДНЯТТЯ-ВИПУСКУ ЗАКРИЛКА ЛІТАКА НА РІЗНИХ ЕТАПАХ ЙОГО РОБОТИ

Дана робота присвячена важливій і актуальній темі дослідження напружено-деформованого стану відповідального високонавантаженого елемента механізму підняття-випускання закрилка літака АН-178 – кронштейна – при різних положеннях закрилка: максимально піднятого, проміжного і максимально випущеного. Даний елемент знаходиться на стадії проектування. Тому для дослідження був застосований метод комп'ютерного моделювання, який включав такі етапи його реалізації:

- побудова моделі механізму підняття-випускання закрилка з наступним навантаженням її заданими силами;
- аналіз НДС кронштейна для визначення небезпечних точок та встановлення реальних коефіцієнтів запасу для різних етапів роботи механізму.

При побудові комп'ютерної моделі механізму була використана програма «ADAMS». З її допомогою були розглянуті та проаналізовані з точки зору максимальної ефективності різні можливі тестові варіанти: плоска модель одного механізму, просторова модель обох механізмів в статичній постановці та просторова модель обох механізмів в динамічній постановці. Рішення задачі в динамічній постановці на просторовій моделі дозволило отримати найбільш повну та об'єктивну картину навантаження, дані з якої нами були використані в подальших розрахунках. Розрахункова схема механізму з використанням цієї моделі показана на рис. 1.

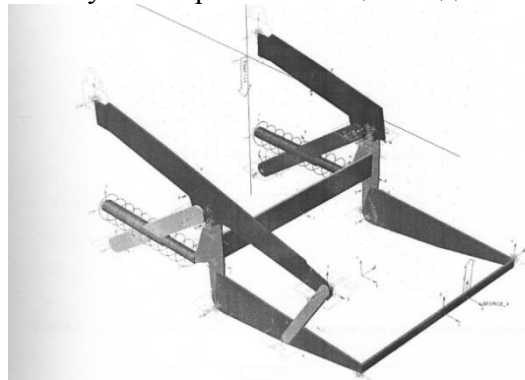


Рис. 1. Розрахункова схема механізму підняття-випускання закрилка літака

За результатами розрахунків були отримані значення силових факторів в елементах механізмів і деталях вузлів навішування на різних стадіях випускання закрилка.

Ці дані були використані для розрахунку НДС кронштейна. Розрахунок проводився методом скінченних елементів. Була створена геометрична модель кронштейна, яку навантажували у відповідності з отриманими раніше даними для відповідного положення механізму. Розрахунки проводились з використанням програмного комплексу NASTRAN.

За результатами досліджень було встановлене найнебезпечніше положення механізму з точки зору міцності кронштейна, а саме – за повністю випущеного закрилка. Епюри розподілу напружень в кронштейні в цьому положенні представлені на рис. 2.

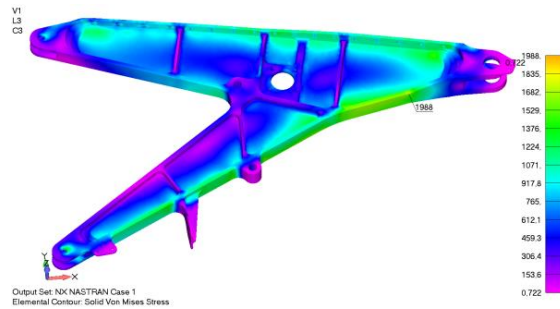


Рис. 2. Розподіл еквівалентних напружень в кронштейні за повністю випущеного закрilка

Аналіз НДС дозволив встановити небезпечну точку кронштейна (на рис. 2 відмічена стрілкою) за найнавантаженого положення механізму. Були також встановлені запаси статичної міцності кронштейна на різних етапах його роботи, які перевищували встановлений допустимий запас міцності $n=1,5$.

Слід відзначити, що дана робота є першим етапом в розробці конструкції кронштейна. Її результати підтвердили необхідні запаси міцності за результатами комп'ютерного моделювання запропонованого варіанту конструкції та дають можливість прийняття рішення про виготовлення в металі зразка кронштейна для проведення подальших натурних експериментів.

УДК 621

Завгороднєв П.Д., студ.; Заховайко О.П., к.т.н., доц.

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ КОЛИВАНЬ ПРУЖИННОГО ДЕМПФЕРА ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМИ "УНІВЕРСАЛЬНИЙ МЕХАНІЗМ"

Для дослідження динаміки пружних систем на сьогодні в інженерній практиці широко застосовується комп'ютерне моделювання з використанням потужних програмних комплексів та сучасного комп'ютерного обладнання.

Комп'ютерна модель динаміки пружної системи повинна максимально враховувати основні фактори, які мають місце в реальних умовах роботи системи, а також включати критерії оцінки та обмеження з відповідними обґрунтуваннями. На сьогодні комп'ютерне моделювання як метод дослідження динаміки пружних систем, широко використовується майже у всіх галузях машинобудування. Дослідження динамічних властивостей пружних систем, таких як різноманітні транспортні засоби, механізми і машини, літальні апарати і т.п., є необхідним і одним з найважливіших етапів як на стадії проектування виробів нової техніки, так і аналізу роботи існуючих.

Для дослідження динаміки різноманітних механічних систем шляхом комп'ютерного моделювання існує цілий ряд програмних комплексів, які знайшли найширше застосування в інженерній практиці. Це, наприклад, програмні комплекси Medyna, Adams, Simpack, Gensys, Nucars, Vampire, ПК UM "Universal mechanism" та ін. Всі ці програми виконують автоматизований динамічний аналіз, зменшують можливі помилки, зменшують час реалізації розробки.

Дана робота присвячена дослідженню механічних коливань пружинного демпфера за допомогою програми ПК UM "Universal mechanism". Програма забезпечена загальними процедурами, а саме: автоматичним формуванням диференціальних або диференціально-алгебраїчних рівнянь руху; розв'язком рівнянь та їх аналізом;

автоматизованою обробкою результатів розрахунків; графічним відображенням елементів моделей і результатів.

При розробці комп'ютерних моделей динаміки об'єкт дослідження в ПК UM "Universal mechanism" розглядається як система зв'язаних тіл, що об'єднані шарнірними та силовими елементами. Отже модель пружинного демпфера представлена у вигляді двох твердих тіл: "підвіс" і "вантаж", двох рухомих шарнірів та пружно - дисипативних сили, що діють між підвісом і вантажем.

Важливим етапом роботи з програмою є візуалізація об'єктів. Для візуалізації пружини і демпфера в модель вводяться біполярні сили, яким призначають графічний образ демпфера і пружини. Самі ж сил покладають рівними нулю. Введені таким чином сили ніяк не відбиваються на динаміці системи, однак дозволяють візуалізувати об'єкти.

Були досліджені такі випадки руху пружинного демпфера: вільні коливання системи при вимкненому демпфері, затухаючі коливання при ввімкненому демпфері і вимушені коливання без урахування сил опору.

На рис. 1 показані графіки розподілу амплітуд для вільних коливань з вимкненим та ввімкненим демпфером.

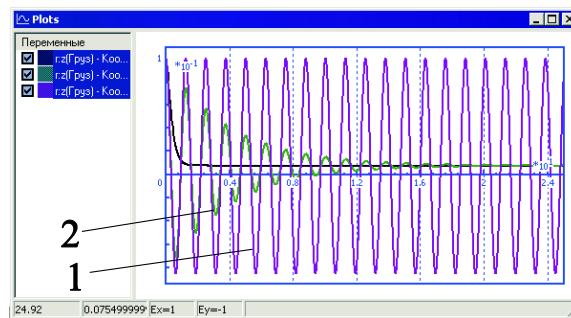


Рис. 1. Графіки переміщення вантажу в умовах вільних коливань з вимкненим демпфером (1) та затухаючих коливань з ввімкненим демпфером (2)

На рис. 2 показані графіки розподілу амплітуд при вимушених коливаннях пружинного демпфера з заданими параметрами змущуючої сили та випадок настання резонансу в умовах зближення власних частот коливань пружинного демпфера та частоти змущуючої сили.

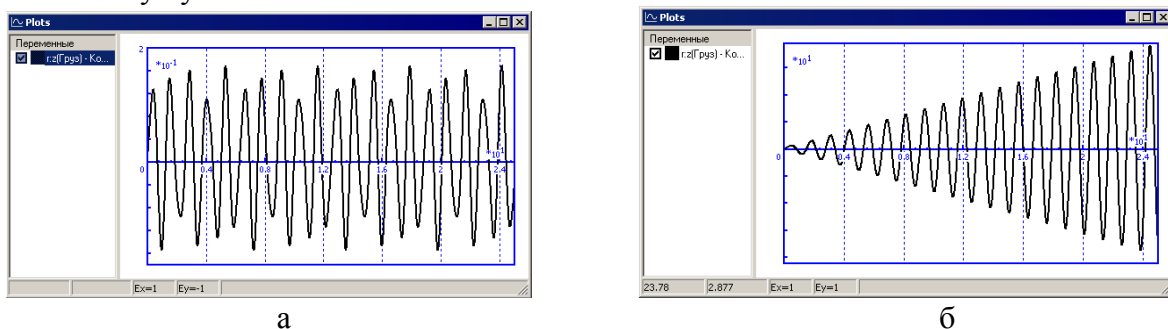


Рис. 2. Графіки переміщення вантажу в умовах вимушених коливань (а) та в умовах настання резонансу (б)

Таким чином використання програмного комплексу "Universal mechanism" дозволяє досить ефективно з мінімальним часовими витратами проводити дослідження складних динамічних систем з різними умовами руху, візуалізувати як результати досліджень, так і подавити досліджувані об'єкти в процесі руху засобами анімації.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАНОСПУТНИКА POLYITAN-2

В настоящее время наноспутники (НС) широко применяются для отработки и внедрения новых технологий в космической отрасли, в образовательных целях и т.д. [1]. Как правило, НС представляют собой орбитальные платформы с неизменными габаритными параметрами несущей фермы, например, платформа "CubeSat" [2].

Проектирование и анализ НС включает в себя решение ряда задач механического плана, таких как оценка динамического взаимодействия между НС и монтажным креплением во время транспортировки, оценка влияния конструктивных параметров на динамические характеристики и т.д. Для решения данных задач необходимо определить амплитудно-частотные характеристики НС.

Исследование динамических характеристик проводится на примере НС PolyItan-2, спроектированного и изготовленного на базе НТУУ "КПИ". Имитационная динамическая модель НС состоит из несущей фермы, приборных панелей, сотопанелей, аккумуляторного блока, приборов различного назначения, элементов крепления и монтажа. Для построения конечно-элементного (КЭ) аналога НС использованы различные типы КЭ (стержневые, пластинчатые, объемные и т.д.).

Комбинированная трехмерная КЭ модель НС (рис. 1) сгенерирована в программном комплексе Ansys WB 12.1 и состоит из 154000 элементов с 389000 узлами. Результаты расчета собственных частот колебаний динамической модели НС приведены в табл. 1. Апробация адекватности полученных результатов будет осуществлена по данным натурных испытаний.

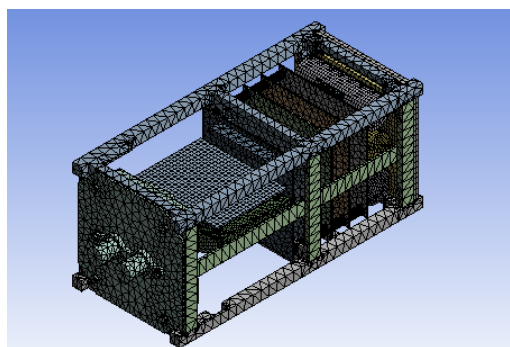


Таблица 1. Собственные частоты колебаний наноспутника PolyItan-2

Номер собственной частоты	Величина, Гц
---------------------------	--------------

1	505,9
2	1019,3
3	1091,8
4	1112,0
5	1114,1

Рис.1. Комбинированная трехмерная конечно-элементная модель НС PolyITAN-2

Литература:

1. Цыбенко А.С., Конюхов А.С. Имитационные динамические модели жидкостных ракет-носителей. – К.:НТУУ «КПИ», 2008-230 с.
2. Solomon Dylan Raymond : Analysis and design of the mechanical systems onboard a microsatellite in low-earth orbit:an assessment study, Montana State University.Bozeman, Montana December, 2005.
3. Цыбенко А.С., Ващенко Н.Г., Кришук Н.Г., Лавендел Ю.О. Автоматизированная система обслуживания конечноэлементных расчетов.-К.: Вища школа, 1986.-345с.

РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ ИНЕРЦИИ В ПРУЖИННО-МАЯТНИКОВОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

Рассмотрим пружинно-маятниковую механическую систему, состоящую из физического маятника массы m длиной плеча R , точка подвеса O которого имеет возможность совершать вертикальные перемещения на упругой связи (линейной пружине) жесткости C (рис. 1).

Из положения 1 масса m под действием силы тяжести совершает круговое движение в плоскости относительно точки подвеса O (O'). В положении 2 потенциальная энергия массы m маятника полностью переходит в энергию упругой деформации растянутой пружины и в кинетическую

$$\text{энергию: } T = \frac{mV^2}{2} = mgR \quad (1).$$

$$\text{Откуда } V = \sqrt{2gR}.$$

На движущуюся массу m в 2 действует сила тяжести mg и центробежная сила

$$F_{цб} = m \frac{V^2}{R} = 2mg = 2P, \quad \text{при этом суммарное продольное усилие, передаваемое на пружину со стороны } m, \text{ равно:}$$

$$N_z = mg + F_{цб} = mg + 2mg = 3mg = 3P.$$

(2)

Перемещение точки O подвеса маятника в положение 2 (OO') на упругой пружине под действием N_z :

$$\Delta = \frac{N_z \cdot h}{C}. \quad (3)$$

где C – эквивалентная жесткость пружины на растяжение, h – длина пружины.

Работа N_z по растяжению пружины на величину Δ равная потенциальной энергии упругой деформации пружины в 2

Рис. 1. Физический маятник с пружинным подвесом

:

$$A_{N_z} = \Pi = \frac{1}{2} N_z \cdot \Delta = \frac{1}{2} \cdot 3mg \cdot \frac{3mg \cdot h}{C} = 4.5(mg)^2 \cdot \frac{h}{C}. \quad (4)$$

В тоже время, работа силы тяжести на перемещение массы m из 1 в 2 равна $A_{mg} = mg \cdot (R + \Delta)$, причем ее составляющая mgR согласно (1) в положении 2 переходит в кинетическую энергию. В свою очередь, работа силы тяжести на вертикальном перемещении Δ массы m равна:

$$A_{mg} = mg \cdot \Delta = mg \cdot \frac{3mgh}{C} = 3(mg)^2 \cdot \frac{h}{C}. \quad (5)$$

Сравнивая (4) и (5), можем заключить, что в пружине в момент прохождения движущейся массой m нижнего положения 2 запасено на 50% больше энергии упругой деформации по сравнению с работой силы тяжести на соответствующем вертикальном перемещении $\Delta = OO'$.

Для более детального анализа провели моделирование пружинно-маятниковой системы (рис. 1) в программном комплексе Универсальный механизм (УМ) [1], который предназначен для решения задач твердотельной и упругой динамики в рамках механики Ньютона. Для расчетной модели приняли следующие параметры: $m = 2\text{ кг}$, $R = 1\text{ м}$, $C = 500\text{ Н}$, $h = 1\text{ м}$. Полученные результаты приведены на рис. 2. Следует отметить, что вершины графиков а и б соответствуют положению 2 массы m (рис. 1), отвечающие моменту времени движения $t = 0,6\text{ с}$.

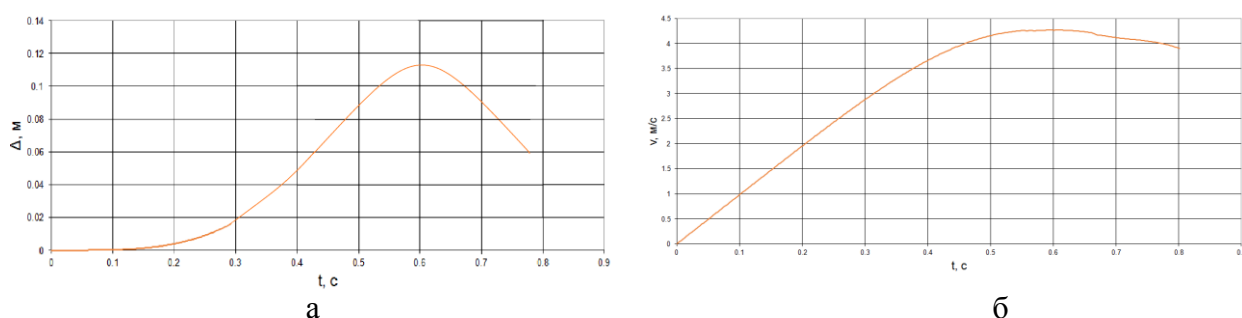


Рис. 2. Результаты математического моделирования: а – график изменения положения (Δ) точки O подвеса маятника во времени; б – изменение окружной скорости массы m во времени

В таблице для сравнения приведены данные расчетов согласно (1)-(5) и полученные с использованием УМ.

Расчетные величины, найденные для положения 2 движущейся массы m	Аналитическое решение (А)	Численное решение (Ч)	$\delta = \frac{ A - Ч }{A}, \%$
$N_z, \text{ Н}$	58,800	55,910	4,910
$\Delta, \text{ м}$	0,118	0,112	5,080
$V, \text{ м/с}$	4,430	4,260	3,840
$T, \text{ Дж}$	19,630	18,150	7,540
$A_{mg}, \text{ Дж}$	2,350	2,195	6,600
$A_{N_z}, \text{ Дж}$	3,530	3,130	11,300
A_{N_z} / A_{mg}	1,50	1,43	4,67

Результаты численного моделирования в УМ подтверждают вывод, сделанный на основе аналитического решения, о полуторакратном превышении за счет центробежной силы инерции энергии упругой деформации растянутой пружины по сравнению с соответствующей работой силы тяжести на вертикальном перемещении $\Delta = OO'$ движущейся массы m физического маятника на пружинном подвесе в положении 2 (нижней точке).

Литература:

1. Универсальный механизм 7.0. Руководство пользователя / 2013, - www.umlalab.ru

ЗАСТОСУВАННЯ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ АНАЛІЗУ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ В СЕРЕДОВИЩІ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ SOLIDWORKS

Якщо раніше інженер або група фахівців повинні були в своїй професійній діяльності самі програмувати алгоритми розв'язку прикладних задач на ПЕОМ, то сьогодні "кустарне" програмування стало непотрібним. Його замінює знання і уміння користуватися існуючими інформаційними технологіями в кожній професійній області. І це насамперед стосується фахівців в області машинобудування і металообробки. У даний час створені та широко використовуються в практичній діяльності фахівців системи автоматичного проектування, такі, як AUTOCAD, КОМПАС-3D, SOLIDWORKS, CATIA, системи автоматизованого проектування технологічних процесів (CAM), інформаційні технології забезпечення життєвого циклу виробу від маркетингу до утилізації, що відслужив свій термін експлуатації (CALS). Використання сучасних комп'ютерних технологій дозволяє істотно скоротити тривалість проектно-конструкторських робіт, по-новому реалізувати проектні процедури і в результаті отримати ефективніші технічні рішення.

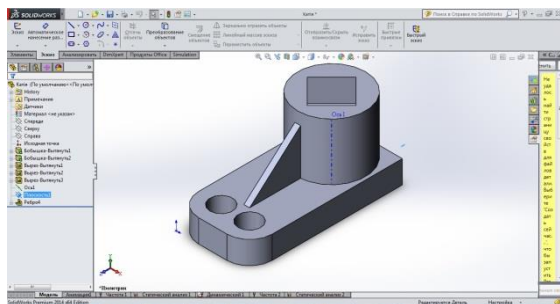
SolidWorks – програмний комплекс САПР для автоматизації робіт промислового підприємства на етапах конструкторської та технологічної підготовки виробництва. Забезпечує розробку виробів будь-якого ступеня складності і призначення. Працює в середовищі Microsoft Windows. Розроблений компанією SolidWorks Corporation, що на даний час є незалежним підрозділом компанії Dassault Systems (Франція). Програма з'явилася в 1993 році і склала конкуренцію таким продуктам, як AutoCAD і Autodesk Mechanical Desktop, Pro / ENGINEER та інші.

SolidWorks – забезпечує широкі можливості геометричного моделювання просторових тіл довільної форми, їх перетворення та деформації, логічних операцій перетину, віднімання, додавання тощо. Використання цих засобів для визначення робочого простору підвищить зручність розробки обладнання з механізмами паралельної структури.

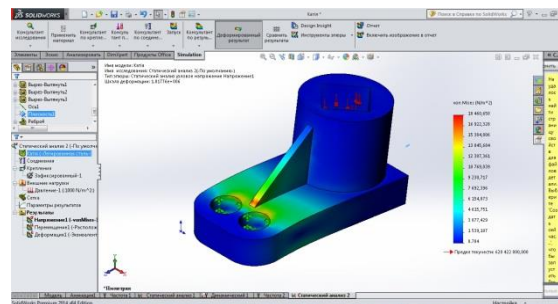
SolidWorks Simulation Professional – система інженерного аналізу, модулі якої забезпечують розрахунки на міцність контактуючих елементів конструкцій, розрахунок несучої спроможності збірок деталей, визначення власних форм і частот коливань, розрахунок конструкцій на стійкість та втому, теплові розрахунки. Комплексний динамічний і кінематичний аналіз механізмів, визначення швидкості, прискорень і взаємних впливів елементів системи виконується в підсистемі SolidWorks Motion.

В даній роботі представлено можливості застосування основних функцій CAD/CAE інформаційних технологій в SolidWorks 2014 для проведення інженерного аналізу імітаційних моделей машинобудівних конструкцій (рис.1), - побудови складної геометричної форми сполучених об'ємних тіл, визначення напруженого стану деформованих під дією силових навантажень тіл, оцінки їх міцності за відповідними критеріями та динамічних характеристик (власних частот та форм коливань). Реалізація методів геометричного моделювання та інженерного аналізу статичної та динаміки елементів конструкції складних технічних систем в системі SolidWorks 2014.

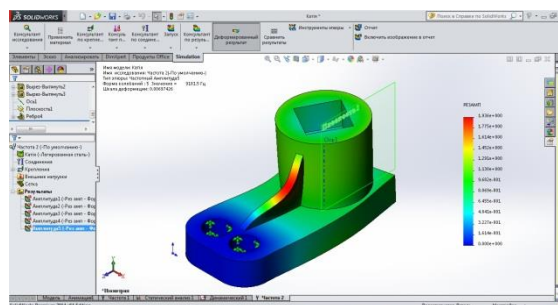
Приклад розрахунку величин спектру власних частот коливань моделі елементу машинобудівної конструкції (рис. 1а) в системі SolidWorks наведено в табл. 1, а відповідних їм форм власних коливань показано на рис.1в. Імітаційне моделювання НДС провусини представлено функцією розподілу нормальних напружень.



а)



б)



в)

Рис. 1. Аналіз механічної міцності та динамічних характеристик провушини машинобудівної конструкції в системі SolidWorks: геометрична модель (а); розв'язок статичної задачі теорії пружності (б); форма власних коливань та спектр власних частот провушини (в)

Таблиця 1. Спектри власних частот коливань моделі

Режим No.	Частотный(Рад/сек)	Частотный(Герц)	Период(Секунды)
1	6074.4	966.77	0.0010344
2	10832	1724	0.00058005
3	19716	3137.9	0.00031869
4	34508	5492.1	0.00018208
5	57689	9181.5	0.00010892

УДК 539.3

Фоменко А.С., студ.; Нос Є.М., студ.; Кришук М.Г., д.т.н., проф.

ЗАСТОСУВАННЯ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ АНАЛІЗУ МАШИНО-БУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ В СИСТЕМІ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ CATIA V5

Сучасне проектування виробів машинобудування має широке застосування CAD/CAM/CAE/PLM інформаційних технологій. Від створення віртуального цифрового прототипу-аналога машинобудівної конструкції, проведення комп'ютерних тестів-випробувань для визначення несучої здатності конструкції при силових навантаженнях до їх виготовлення. На даний час в проектуванні широко використовуються різні пакети автоматизованого конструювання Computer-aided Desig (CAD), які з легкістю дозволяють проводити геометричне моделювання та інженерний аналіз проектних рішень для машинобудівних конструкцій. Computer-aided engineering

(CAE) – загальна назва програмних пакетів, які використовуються для розв'язку різного роду інженерних задач. Інформаційні технології в CAE-системах ґрунтуються на застосуванні класичних етапів чисельних розв'язків задач математичної фізики методом скінчених елементів. Комплекс алгоритмів комп'ютерної механіки, що реалізовані в програмному забезпеченні CAE-систем застосовуються спільно з CAD-системами при забезпеченні робочого місця сучасного інженера-механіка високої кваліфікації.

В системі CATIA, що розроблена компанією Dassault Systems застосовані передові технології САПР кінця XX століття - початку XXI століття. На даний момент використовуються версії - V4, V5, V6, які значно відрізняються своїми функціональними можливостями. CATIA V4 була анонсована в 1993 році і створювалася для Unix-подібних операційних систем, CATIA V5 була анонсована в 1998 році і це перша з версій, яка може працювати під управлінням Microsoft Windows. CATIA V6 застосовується з 2008р та підтримує програми моделювання для всіх інженерних дисциплін і колективних бізнес-процесів протягом життєвого циклу виробу. Нова концепція САПР отримала назву «PLM 2.0 на платформі V6». Суть концепції - тривимірне моделювання та колективна робота в реальному часі. Для зв'язку між виконавцями проекту, що знаходяться в різних містах світу, передбачено використання середовища і зв'язків через Інтернет. PLM 2.0 відкриває можливість використовувати інтелектуальні плоди онлайн-взаємодії інженерів-механіків. Кожен користувач може доповнювати етапи конструювання виробів та обмінюватися інформацією про них на універсальній 3D-мові. Користувачі зможуть в наочній формі оперувати одночасно віртуальними і реальними об'єктами. У PLM-рішення V6 ввійшли до підсистеми: CATIA для автоматизації проектування; ENOVIA для управління інженерними даними та колективної роботи; SIMULIA для інженерного аналізу; DELMIA для цифрового виробництва

В даній роботі представлено можливості застосування основних функцій CAD/CAE інформаційних технологій в CATIA v.5.0 для проведення інженерного аналізу імітаційних моделей машинобудівних конструкцій (рис.1), - побудови складної геометричної форми сполучених об'ємних тіл, визначення напруженого стану деформованих під дією силових навантажень тіл, оцінки їх міцності за відповідними критеріями та динамічних характеристик (власних частот та форм коливань). Реалізація методів геометричного моделювання та інженерного аналізу статичної та динамічної елементів конструкції складних технічних систем в системі CATIA v.5.0 наведено на рис. 1.

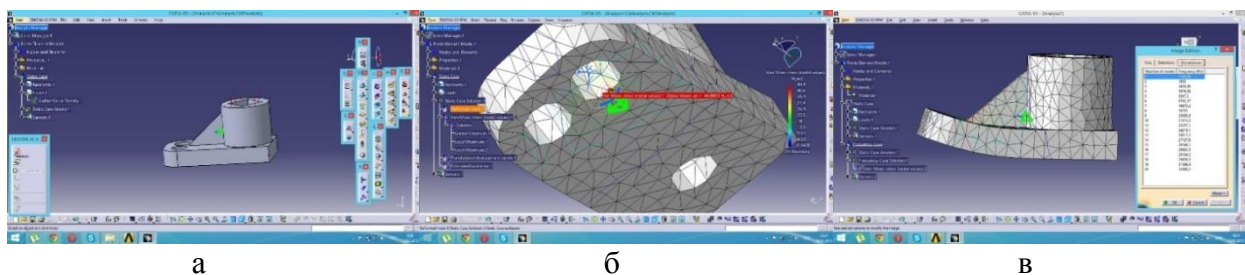


Рис. 1. Аналіз механічної міцності та динамічних характеристик провушини машинобудівної конструкції: геометрична модель (а); розв'язок статичної задачі теорії пружності (б); форма власних коливань та спектр власних частот провушини (в)

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГІПЕРПРУЖНИХ МАТЕРІАЛІВ ПЕРЕДНЬОЇ ЧЕРЕВНОЇ СТІНКИ ЛЮДИНИ

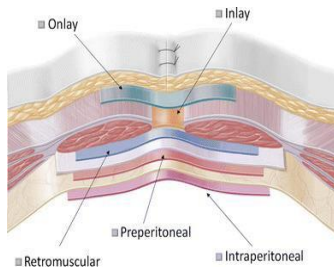


Рис. 1. Види розташування імплантів у тканинах ПЧС (Onlay - на поверхні м'язів, Inlay - між м'язів, Retromuscular - по за м'язів, Preperitoneal - перед брюшиною, Intraperitoneal - поза брюшиною)

Відновлення пошкоджених тканин передньої черевної стінки (ПЧС) людини, внаслідок ушкодження (розривів біологічних тканин апоневрозу з утворенням грижі) є доволі актуальною проблемою хірургії черевної порожнини [1]. Одним з методів лікування ПЧС, є застосування імплантів у вигляді полімерних сітчастих плівок для відновлення функціональних властивостей ушкоджених тканин частини апоневрозу, які разом з іншими структурними елементами ПЧС забезпечують можливість витримувати внутрішньо черевний тиск людини в нормі < 12 мм рт.ст. Сітчасті імпланти вироблені із синтетичних біоінертних матеріалів, який з часом розчіплюються в організмі людини, а функції необхідної пружної еластичності, яку вони виконували, переходять до відновлених тканин апоневрозу. Прикладами таких матеріалів є: есфіл стандарт, пролен, ультрапро та інші. В залежності від місця ушкодження тканин апоневрозу ПЧС, існують відповідні конструктивно-технологічні варіанти накладення сітчастого імплантата, які представлені на рис. 1.

Мета дослідження. Апробація моделі гіперпружного матеріалу Муні-Рівліна для математичного моделювання напружено-деформованого стану та оцінки несучої спроможності ПЧС із сітчастим полімерним імплантатом при деформаціях розтягу.

Результати досліджень. Фізична модель задач біомеханіки орієнтована на вирішення конкретних завдань в дослідженні НДС і міцності біологічних тканин ПЧС з функціональними ушкодженнями її структурних елементів та відновлення несучої спроможності м'язів при застосуванні сітчастих імплантів. Ідентифікацію пружно-еластичних властивостей біологічних тканин апоневрозу, що визначають несучу спроможність ПЧС [1], проводили із застосуванням параметричної моделі гіперпружних матеріалів Муні-Рівліна:

$$W = C_1(J_1 - 3) + C_2(J_2 - 2) + C_3(J - 1)^2,$$

де W - пружний потенціал, C_1, C_2, C_3 - параметричні коефіцієнти моделі, J_1, J_2, J_3 - інваріанти тензора міри деформацій Коши-Гріна, $J = \sqrt{J_3}$, $J_1 = 3 + \varepsilon_{ii}$;

$$J_2 = 3 + 4\varepsilon_{ii}\varepsilon_{kk} - 2(\varepsilon_{ii}\varepsilon_{kk} - \varepsilon_{ik}\varepsilon_{ki}); \quad J_3 = 1 + 2\varepsilon_{ii}\varepsilon_{kk} - 2(\varepsilon_{ii}\varepsilon_{kk} - \varepsilon_{ik}\varepsilon_{ki}) + \frac{4}{3}e^{ikp}e^{rmt}\varepsilon_{ir}\varepsilon_{km}\varepsilon_{pt}.$$

Для знаходження невідомих коефіцієнтів моделі використовували літературні дані по натурним випробуванням на одновісний розтяг біологічних тканин подібних до апоневрозу та м'язів.

В якості об'єкта дослідження в тестових задачах вибрано прототип-аналог типу пластини заданої товщини за просторовою формою та геометричними характеристиками подібний до фрагменту відповідних тканин ПЧС. Ушкодження тканин (грижа) в формі овалу створені штучно та розміщені посередині довжини

Таблиця 1. Чисельні характеристики величин деформацій та напружень моделі апоневрозу ПЧС

Грехнѡв А.О., студ.; Бабенко А.Є., д.т.н., проф.

ВПЛИВ ГІРОСКОПІЧНОГО ЕФЕКТУ НА РЕАКЦІЇ ОПОР ПРИ ДИНАМІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

При динамічному навантажуванні системи, що має масу, яка швидко обертається, на реакції опор значно впливає гіроскопічний ефект, що несе у собі серйозну небезпеку. Побудуємо математичну модель, яка дозволить визначити реакції опор з урахуванням гіроскопічного ефекту.

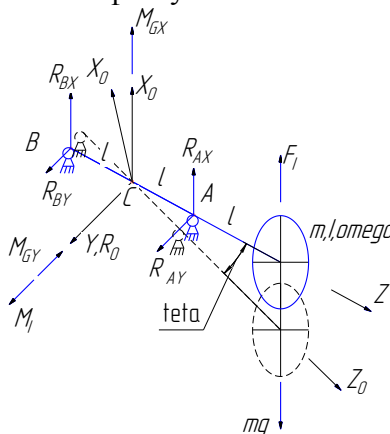


Рис. 1. Розрахункова схема системи

Розглянемо систему з абсолютно жорсткого валу на двох підшипниках, та з масою m на консолі, яка обертається разом з валом з кутовою швидкістю ω та має момент інерції відносно осі обертання I . Система здійснює коливання у площині XZ навколо нерухомої точки C . Кут між зв'язаною з валом віссю Z та нерухомою віссю Z_0 змінюється за законом: $\theta = a \sin \Omega t$. Гіроскопічні моменти, що виникають в системі позначимо M_{GX} , M_{GY} . Будемо вважати, що відхилення від горизонтальної осі невеликі за кутом, тобто розглядаємо лінійну задачу. Запишемо рівняння рівноваги, і основне рівняння теорії гіроскопів:

$$\begin{cases} \sum Z_i \equiv 0; \quad \sum Y_i = R_{BY} + R_{AY} = 0; \quad \sum X_i = -mg + R_{AX} + R_{BX} + F_I = 0 \\ \sum M_Y = -R_{BX} \cdot l + R_{AX} \cdot l + M_I - 2lmg - M_{GY} = 0; \\ \sum M_Z \equiv 0; \quad \sum M_X = R_{BY} \cdot l - R_{AY} \cdot l + M_{GX} = 0; \end{cases}$$

$$\text{де: } M_{GX} = I\omega \cdot \dot{\theta}; \quad F_I = 2lam\Omega^2 \sin(\Omega t); \quad M_I = -I_Y \cdot \ddot{\theta};$$

Гіроскопічний момент M_{GY} тотожно дорівнює нулю згідно з основним рівнянням гіроскопів, оскільки з геометричних умов задачі переміщення у площині ZY відсутні.

$$M_{GY} \equiv 0;$$

Розв'язавши дану систему рівнянь, отримуємо рішення для реакцій опор:

$$R_{AX} = \frac{3mg}{2} - \frac{(I_Y + 2l^2m) \cdot a\Omega^2 \sin(\Omega t)}{2l}; \quad R_{BX} = \frac{(I_Y - 2l^2m) \cdot a\Omega^2 \sin(\Omega t)}{2l} - \frac{mg}{2}$$

$$R_{AY} = -\frac{a\Omega \cos(\Omega t) \cdot I\omega}{2l}; \quad R_{BY} = \frac{a\Omega \cos(\Omega t) \cdot I\omega}{2l};$$

де I_Y - момент інерції системи відносно осі Y

Аналізуючи отримані реакції, відмітимо, що у площині коливань сила реакцій дорівнює силі реакцій в ідентичній системі, де вал не обертається. Відмінністю, викликану гіроскопічним ефектом є поява реакцій у площині, перпендикулярній коливанням. Отже, маємо математичну модель, яка описує реакції опор у системі с динамічним навантаженням з урахуванням гіроскопічного ефекту, що дозволяє точніше оцінити міцність та ресурс конструкції, проводити більш адекватні та зважені розрахунки, ніж моделі без урахування гіроскопічного ефекту. Аналітичний підхід до постановки і вирішення задачі дозволяє модифікувати модель для різних видів систем і навантажень.

УДК 531.39

Потапенко П.Ю., студ.; Лавренко Я.И., ст.викл.; Бабенко А.Е., д.т.н., проф.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ ЦЕНТРИФУГИ С УЧЕТОМ ГИРОСКОПИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ РАЗМЕЩЕНИЯ ОПОР

Центрифуги используются в различных отраслях промышленности, в медицинских лабораториях, для разделения смесей, состоящих из веществ разной плотности, на фракции. Основными задачами проектирования являются обеспечение необходимого качества сепарации, безопасности эксплуатации и необходимой долговечности. Центрифуга состоит из ротора, который посажен на ось и якоря электродвигателя (анкера).

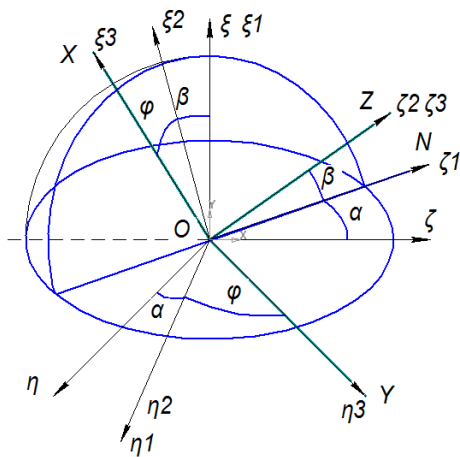


Рис. 1. Углы Эйлера-Крылова, которые описывают положение тела

действуют со стороны вала на диск, пропорциональны соответствующим перемещениям диска. Эти силы выражаются с помощью удельных перемещений δ_{ij} , которые определяются для каждой схемы отдельно. В работе рассмотрены следующие расчетные схемы: одномассовая система с вращающимся ротором, закрепленным на консоли (рис. 2); одномассовая система с вращающимся диском, закрепленным между опорами (рис. 3); двухмассовая система с вращающимся ротором и диском одновременно (рис. 4).

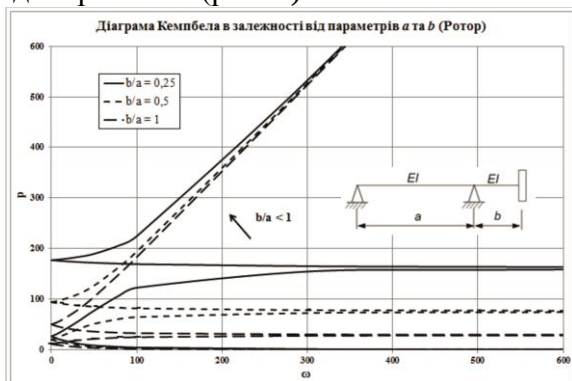


Рис. 2. Диаграмма Кэмпбелла для одномассовой системы с вращающимся ротором

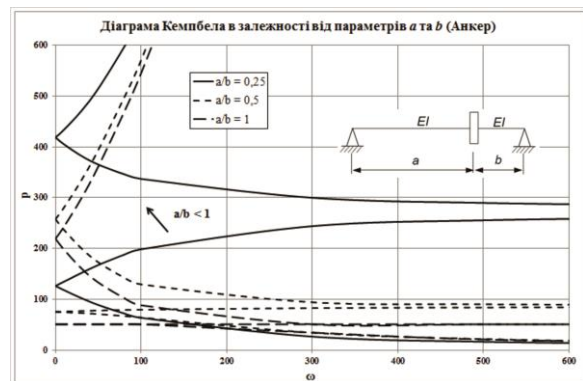


Рис. 3. Диаграмма Кэмпбелла для одномассовой системы с вращающимся диском

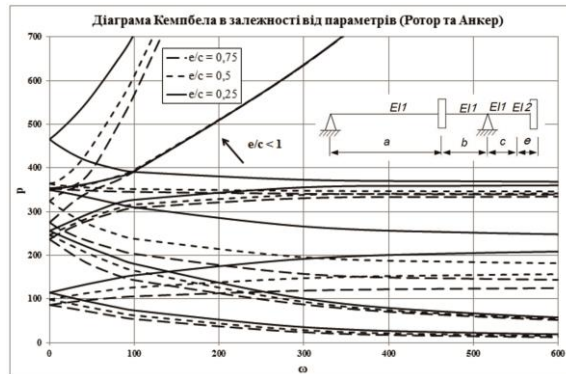


Рис. 4. Диаграмма Кэмпбелла для двухмассовой системы с вращающимся ротором и диском

Вывод. В работе показано, что собственные частоты зависят от конструктивных особенностей центрифуги и раздваиваются под влиянием гироскопических эффектов.

ОЦІНКА ПОШКОДЖУВАНOSTI КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ПРИ ПРУЖНОПЛАСТИЧНОМУ ДЕФОРМУВАННІ

Одним із основних завдань сучасного машинобудування являється обґрунтування ресурсу роботи обладнання і систем інженерних об'єктів на стадії їх проектування, оцінка виробленого і прогноз залишкового ресурсу конструктивних вузлів в процесі експлуатації об'єктів, продовження терміну служби після відпрацювання об'єктами нормативного терміну. Особливо актуальні ці задачі для об'єктів, термін служби яких складає декілька десятків років – енергетичні установки, нафтохімічне обладнання, трубопроводи і т.д.

В роботі розглядається оцінка пошкоджуваності конструкційних матеріалів при експлуатаційних навантаженнях за додатковими змінами лінійних і кутових деформацій, які викликані деградацією механічних властивостей матеріалів за рахунок кінетики накопичення розсіяних пошкоджень, що призводить до розпушення матеріалу.

Як відомо, пошкоджуваність при осьовому навантаженні - D_σ та при зсуві(крученні) - D_τ відповідно дорівнюють:

$$D_\sigma = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{E}_l}{E_0}}; D_\tau = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{G}_l}{G_0}} \quad (1)$$

де E_0 і G_0 – початкові модулі пружності матеріалу;

$\tilde{E}_l$ і $\tilde{G}_l$ – поточні величини модулів пружності при пружнопластичних навантаженнях.

Рівняння зміни модулів пружності при осьовому навантаженні та при зсуві (крученні) після певного виду перетворень рівнянь (1) можна представити відношеннями:

$$\tilde{E}_l = E_0 [1 - \varphi_\sigma (\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_R})^\alpha]; \tilde{G}_l = G_0 [1 - \varphi_\tau (\frac{\gamma_i}{\gamma_R})^\beta] \quad (2)$$

де $\varphi_\sigma = \frac{E_0 - \tilde{E}_R}{E_0}$, $\varphi_\tau = \frac{G_0 - \tilde{G}_R}{G_0}$ – коефіцієнти, які характеризують глибину зміни модулів пружності при осьовому навантаженні та при зсуві (крученні) від початкової величини до кінцевого значення;

α, β – параметри, які характеризують пластичні властивості матеріалів;

ε_i, γ_i – поточні величини відносних деформацій

ε_R, γ_R – відносні величини пружнопластичних деформацій при руйнуванні;

E_R і G_R – модулі пружності матеріалів при руйнуванні.

Рівняння (1) і (2) представляються відношеннями:

$$D_\sigma = 1 - \sqrt[1 - \varphi_\sigma (\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_R})^\alpha]{}; D_\tau = 1 - \sqrt[1 - \varphi_\tau (\frac{\gamma_i}{\gamma_R})^\beta]{} \quad (3)$$

З рівнянь (3) функції відносних додаткових лінійних і кутових деформацій за рахунок кінетики розсіяних пошкоджень, дорівнюють

$$f(\varepsilon_i) = \varepsilon_R \sqrt[1 - (1 - D_\sigma)^2 / \Psi_\sigma]{}; f(\gamma) = \gamma_R \sqrt[1 - (1 - D_\tau)^2 / \Psi_\tau]{}; \quad (4)$$

Ті ж функції в момент руйнування дорівнюють:

$$f(\varepsilon_i)_R = \varepsilon_R \sqrt[1 - (1 - D_{\sigma R})^2 / \Psi_\sigma]{}; f(\gamma)_R = \gamma_R \sqrt[1 - (1 - D_{\tau R})^2 / \Psi_\tau]{}; \quad (5)$$

Значення функцій деформацій знаходяться в межах:

$$0 \leq f(\varepsilon_i) \leq f(\varepsilon_i)_R; 0 \leq f(\gamma_i) \leq f(\gamma_i)_R \quad (6)$$

Функції додаткових відносних лінійних і кутових деформацій можна представити функціями відношення поточного часу експлуатації об'єктів до часу їх руйнування

$$f(\varepsilon_i) = \Psi_\sigma f(t_{\sigma i}); f(\gamma_i) = \Psi_\tau f(t_{\tau i}); \quad (7)$$

для лінійних деформацій $f(t_{\sigma i}) = \frac{t_i}{t_R}$ і кутових деформацій $f(t_{\tau i}) = \frac{t_i}{t_R}$;

де t_i – поточний час експлуатації, а t_R – проектний час експлуатації до руйнування.

З відношень (5) функції часу експлуатації об'єктів, які підлягають осьовим навантаженням - $f(t_{\sigma i})$ і кутовим деформаціям при зсуві(крученні) - $f(t_{\tau i})$ відповідно дорівнюють:

$$f(t_{\sigma i}) = \frac{\varepsilon_R \sqrt[1-(1-D_\sigma)^2/\Psi_\sigma]{\alpha}}{\Psi_\sigma}; f(t_{\tau i}) = \frac{\gamma_R \sqrt[1-(1-D_\tau)^2/\Psi_\tau]{\beta}}{\Psi_\tau}; \quad (8)$$

В момент руйнування гранична величина функції часу експлуатації дорівнює:

$$f(t_{\sigma i})_R = \frac{\varepsilon_R \sqrt[1-(1-D_{\sigma R})^2/\Psi_\sigma]{\alpha}}{\Psi_\sigma}; f(t_{\tau i})_R = \frac{\gamma_R \sqrt[1-(1-D_{\tau R})^2/\Psi_\tau]{\beta}}{\Psi_\tau}; \quad (9)$$

$$0 \leq f(t_{\sigma i}) \leq f(t_{\sigma i})_R; 0 \leq f(t_{\tau i}) \leq f(t_{\tau i})_R \quad (10)$$

В роботі проведені порівняння експериментальних і теоретичних результатів кінетики накопичення пошкоджень за залишковими деформаціями та представлені результати прогнозувань ресурсу роботи для ряду конструкційних матеріалів.

УДК 539.3

Бугайчук В.Ю., студ.; Трубачев С.І., к.т.н., доц.

ВИЗНАЧЕННЯ В'ЯЗКОПРУЖНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПОЛІМЕРНИХ ВОЛОКОН

В'язкопружні властивості матеріалів встановлюється експериментально з використанням функцій повзучості і ізохронних діаграм повзучості. Функції повзучості і ізохронні діаграми повзучості будуються на основі серії експериментальних кривих повзучості, отриманих для декількох рівнів напружень при постійній температурі. Функція повзучості $J_k(t)$ визначається за кривими податливості, які будуються для кожного з декількох рівнів напружень. Для функцій повзучості $J_k(t)$ отримуємо:

$$J_k(t) = \frac{\varepsilon(t, \sigma_k)}{\sigma_k} \rightarrow J_k(t)$$

де – $\varepsilon(t, \sigma_k)$ повна деформація, що включає пружну компоненту та компоненту повзучості.

Умова лінійності записується відповідно у вигляді:

$$J(t) = \frac{\varepsilon(t, \sigma_1)}{\sigma_1} = \frac{\varepsilon(t, \sigma_2)}{\sigma_2} = \dots = \frac{\varepsilon(t, \sigma_m)}{\sigma_m}, \quad (2)$$

яке є умовою існування єдиної кривої податливості.

У дійсності, однак, внаслідок статистичної природи механічних властивостей реальних матеріалів, експериментальні криві податливості, побудовані для кожного з напружень згідно (2), будуть розшаровуватися. В цьому випадку судити про збіг функцій повзучості і відповідно про лінійності в'язкопружних властивостей можна тільки з певною похибкою і ймовірністю. Нехай $J(t_i)$ буде справжнє значення функції повзучості в момент часу t_i і дорівнює її генеральному середньому чи математичного сподівання.

$$\bar{J}(t_i) = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n J_k(t_i), \quad (3)$$

де $J_k(t_i)$ – значення функції повзучості в момент часу t_i при напрузі σ_k ; n – число кривих піддатливості; i – кількість тимчасових інтервалів розбиття експериментальної кривої повзучості і відповідної кривої податливості. Прийmemo далі, що похибка оцінки єдиної кривої податливості складає δ по відношенню до вибіркового середнього значення $\bar{J}(t_i)$.

$$\bar{J}(t_i) - \delta \bar{J}(t_i) < J(t_i) < \bar{J}(t_i) + \delta \bar{J}(t_i), \quad (4)$$

$S_J(t_i)$ – вибіркoве середнє квадратичне відхилення податливості:

$$S_J(t_i) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (J(t_i) - \bar{J}(t_i))^2}. \quad (5)$$

З спільного вирішення нерівностей (4) і (5) для квантиля статистики $t_{\alpha k}$ отримуємо співвідношення:

$$t_{\alpha k} = \frac{\delta \bar{J}(t_i) \sqrt{n}}{S_J(t_i)}, \quad (6)$$

Рівень напружень і часовий інтервал, що задають область лінійного в'язкопружного деформування досліджуваних органічних волокон згідно (1.2), визначалися виходячи з аналізу запозичених експериментальних даних. Вихідні дані у формі первинних кривих повзучості для волокон СВМ, для парополіамідних ниток і для нейлонових волокон FM 10001 і FM 3001. У роботі надалі приймається, що лінійність в'язкопружних властивостей волокон дотримується, якщо максимальна похибка δ_{max} не перевищує 10%, все експериментальні криві податливості охоплюються інтервалом, заданим величиною δ_{max} , а ймовірність попадання генерального середнього $J(t_i)$ до відповідного величині δ_{max} інтервал буде не менш 90%.

На рис. 1 наведені криві податливості досліджуваних органічних волокон, побудовані на основі первинних кривих повзучості.

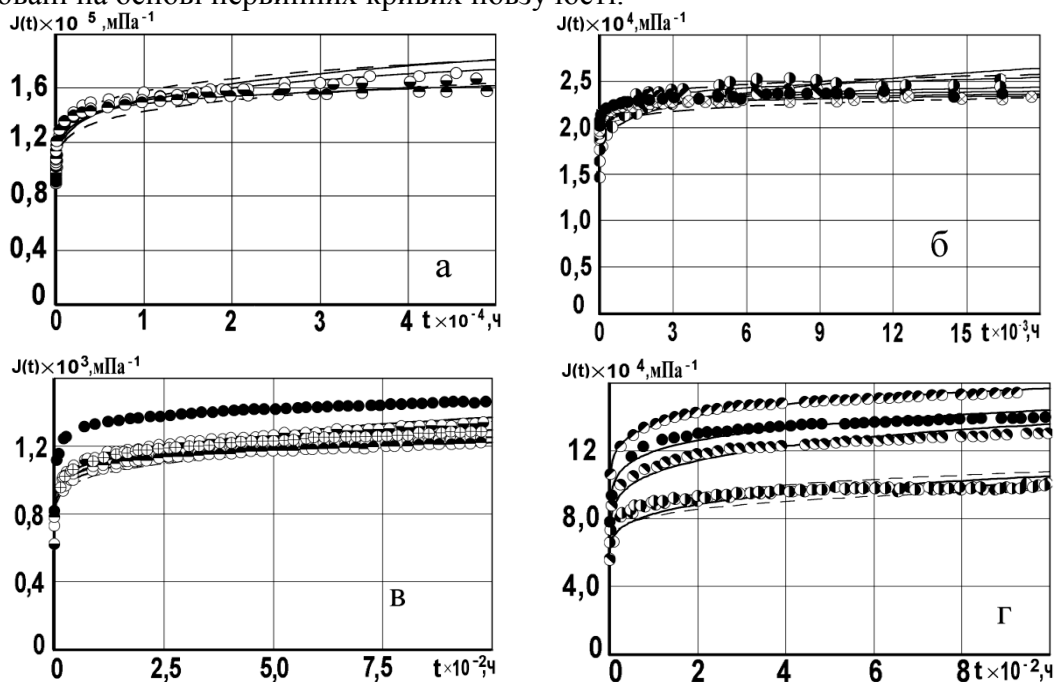


Рис. 1. Криві податливості

Висновок: З рис. 1 видно, що експериментальні криві податливості не групуються у вузький пучок кривих і відповідно ймовірність P потрапляння генерального середнього $J(t_i)$ в інтервали, розраховані за викладеною методикою, для волокон СВМ буде значно нижче допустимих 90%, що також підтверджується при порівняно розрахункового значення квантиля статистики (6) з табличними значеннями.

ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА СТІЙКУ ШАСІ ТРАНСПОРТНОГО ЛІТАКА ПРИ ПОСАДЦІ

При конструюванні і виготовленні літака, а також при подальших випробуваннях його на міцність важливе значення має задача обчислення зовнішніх навантажень на літак та елементи його конструкцій. Розв'язання такої задачі забезпечує правильний розрахунок міцності літака.

Одним з найважливіших елементів літака, який потребує досить точного розрахунку на міцність, є засоби приземлення – шасі. При посадці в момент дотикання коліс до землі, як правило, літак має значну швидкість. Це є причиною удару літака об поверхню аеродрому. Щоб зменшити силу удару, на літак встановлюється система амортизації, роль якої відіграють стійки з масляно-пневматичними або іншими амортизаторами і пневматики коліс. Розрахунок навантажень на стійки присвячена дана робота.

Зовнішні сили, що діють на вісь колеса (рис. 1) зводяться до вертикальної сили $P_y - mg + m\ddot{y}$ і до горизонтальної сили $m\dot{x}_k = \frac{m\dot{S}}{\gamma} \sin \alpha$, де m – маса рухомих частин шасі, зведена до вісі колеса, y – прискорення опускання вісі колеса, $\dot{S}$ – прискорення поршня, $\gamma = 1 + \frac{m}{M}$ де M – половина маси літака.

Проектуючи ці сили на вісь стійки і на нормаль до неї, відповідно отримаємо:

$$Q = [P_y - mg + m\ddot{y}] \cos \alpha - \frac{m\dot{S}}{\gamma} \sin^2 \alpha; \quad N = [P_y - mg + m\ddot{y}] \sin \alpha + \frac{m\dot{S}}{\gamma} \sin \alpha \cos \alpha \quad (1)$$

З цих двох рівнянь знаходимо залежність між осьовою силою в стійці Q і поперечною силою: $N = Q \operatorname{tg} \alpha + \frac{m\dot{S}}{\gamma} \operatorname{tg} \alpha$.

З умови рівноваги моментів сил, діючих на шток поршня, знайдемо нормальні реакції в буксах R_1, R_2 .

В результаті обчислення також були побудовані графіки які ілюструють залежність навантажень на шасі транспортного літака в залежності від таких параметрів, як горизонтальна і вертикальна швидкості, кут тангажа та коефіцієнт тертя пневматиків об поверхню аеродрому. За допомогою отриманих результатів та побудованих на їх основі графіків було досліджено вплив вище згадуваних параметрів на навантаження.

Максимальні вертикальні навантаження практично не залежать від горизонтальної швидкості. Але на них значно впливає підвищення вертикальної швидкості. При зростанні вертикальної швидкості на один метр за секунду вертикальне навантаження на стійку в середньому зростає на 70...80 кН. Максимальні вертикальні навантаження швидше зростають по куту тангажа на великих вертикальних швидкостях. Тобто вплив кута тангажа на малих вертикальних швидкостях менший ніж на високих. Також було встановлено, що рівень максимальних вертикальних навантажень зростає при зростанні вертикальної швидкості. Та майже не змінюється по коефіцієнтах тертя і горизонтальних швидкостях. При зростанні вертикальної швидкості на 1м/с максимальні горизонтальні навантаження на шасі в середньому зростають на 80...90 кН.

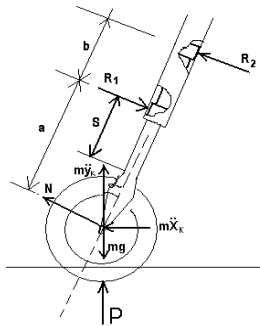


Рис. 1. Схема діючих навантажень на стійку

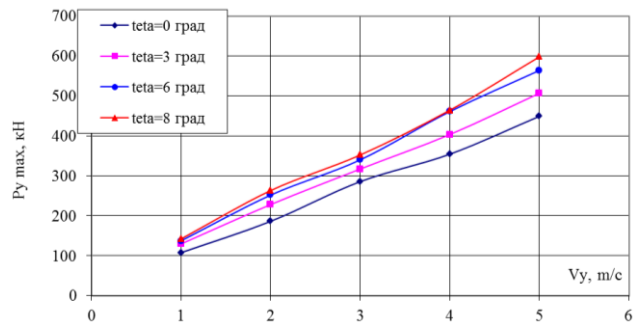


Рис. 2. Залежність $P_{y max}$ від вертикальної швидкості при різних значеннях кута тангажа

УДК 539.3

Проскурін О.С., студ.; Трубачев С.І., к.т.н., доц.

ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ТРАВЕРСИ ОСНОВНОЇ ОПОРИ ШАСІ ЛІТАКА

В зв'язку з розвитком авіабудування актуальною являється задача розрахунку напружено-деформованого стану та оптимізація траверси основної опори шасі літака. Основними навантаженнями, що діють на опори літака, є сили, передані основній опорі через колеса шасі при посадці, злеті, розвороті тощо.

Стійка основної опори літака напівважильного типу. Основна опора складається з амортизатора; траверси; важеля і тяги розвороту; нижнього вузла штока амортизатора (з віссю коліс); дволанкового шліц-шарніра гальмівних коліс з датчиками автомата гальмування; електро- і гідропроводки. Траверса є силовим елементом і забезпечує кріплення опори до вузлів фюзеляжу. В роботі на основі аналітичних та сучасних чисельних методів був проведений аналіз напружено-деформованого стану траверси основної опори шасі літака. Це дало можливість небезпечні області напружень, де можуть виникнути втомні тріщини і відбутися руйнування.

Розрахунок напружено-деформованого стану траверси було проведено аналітичними методами та методом скінченних елементів в комплексі програм Siemens NX. Скінченно-елементна модель показана на рис. 1. Максимальна похибка між результатами, одержаними аналітичним та чисельним методами не перевищила 20 %.

Еквівалентні напруження визначалися за критерієм Мізеса, поле напружень приведено на рис. 2.

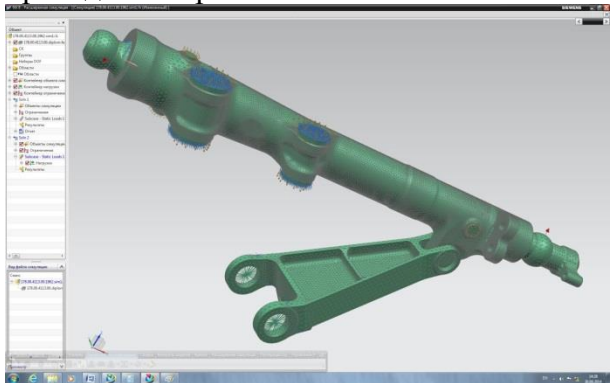


Рис. 1. Скінченноелементна модель траверси

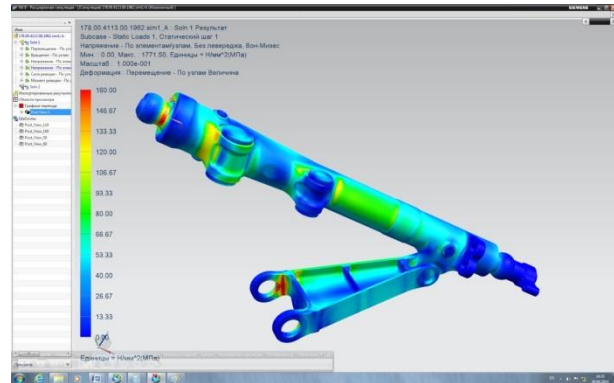


Рис. 2. Розподіл напружень, МПа

В результаті проведеної роботи було визначене місце можливого руйнування траверси, та зроблена оптимізація геометрії, яка повинна збільшити ресурс роботи конструкції.

УДК: 539.4

Пітцик Т.Є., студ.; Халімон О.П., к.т.н., доц.

ТЕРМОДИНАМІКА НЕЗВОРОТНИХ ПРОЦЕСІВ ТА КІНЕТИКА НАКОПИЧЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ПРИ МАЛОЦИКЛОВІЙ ВТОМІ

Експлуатація елементів конструкцій супроводжується деградацією їх механічних властивостей матеріалу внаслідок виникнення об'ємних розсіяних пошкоджень. Зручним для інженерних розрахунків є феноменологічний підхід до опису кінетики накопичення пошкоджень. Конкретизація параметрів пошкоджуваності та їх врахування у визначальних рівняннях дає змогу значно підвищити достовірність розрахунків прогнозування граничних станів та ресурсних характеристик елементів конструкцій. Метою роботи є перевірка двох підходів до розрахунку ресурсу експлуатації при малоцикловій втомі та їх експериментальна перевірка на прикладі алюмінієвого сплаву АМг2.

Процес деформування є типовим термодинамічним процесом. Особливе значення термодинамічний підхід має при розгляді незворотних процесів деформації та руйнування. На основі цього підходу базуються багато моделей пошкоджуваності. Леметр та Бонора у своїх роботах, базуючись на континуальній механіці пошкоджуваності для циклічного навантаження, запропонували методики для визначення кількості циклів навантаження до руйнування. За Леметром:

$$N_R = \frac{\varepsilon_D^{(p)}}{2\Delta\varepsilon^{(p)}} + \frac{4ESD_R}{(\Delta\varepsilon^{(p)})^2 K_p^2},$$

де $\varepsilon_D^{(p)}$ – пластична деформація, що виникає на початку утворення пошкоджень, $\Delta\varepsilon^{(p)}$ – пластична деформація, що накопичується за один цикл, D_R – критичне значення пошкоджуваності, E – модуль пружності, S, K_p – параметри, що залежать від матеріалу.

За Бонорою:

$$N_R = \frac{\varepsilon_D^{(p)}}{\Delta\varepsilon^{(p)}} + \frac{1}{\left\{ 1 - \left[1 - \frac{\ln((\Delta\varepsilon^{(p)} + \varepsilon_D^{(p)})/\varepsilon_D^{(p)})}{\ln(\varepsilon_R/\varepsilon_D)} \right]^\alpha \right\}},$$

де ε_R – пластична деформація в момент руйнування, α – експонента пошкоджуваності, яка характеризує форму кривої закону пошкоджуваності.

Параметр пошкоджуваності розраховано згідно залежності

$$D = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{E}}{E}},$$

де $\tilde{E}$ – поточний модуль пружності при розвантаженні.

В даній роботі були проведені експериментальні дослідження на розтяг плоских зразків алюмінієвого сплаву АМг2, вирізаних у напрямку 45° до напрямку прокату, при цьому були розглянуті знакопостійні режими циклічного навантаження при

м'якому режимі для $\sigma = 180; 190; 200$ МПа. Були порівняні експериментальні та розрахункові дані по кількості циклів навантаження (табл. 1) і побудовано відповідно криву втоми (рис. 1).

В результаті проведення випробувань були отримані залежності зміни модуля пружності (рис. 2) та пластичних деформацій (рис. 3) від кількості циклів до руйнування, залежності пошкодження від кількості циклів навантаження (рис. 4).

Таблиця 1. Порівняльна залежність експериментальних та розрахункових даних по кількості циклів в залежності від напруження

№	Рівень напружень, МПа	Кількість циклів N_R		
		експерем.	Леметр	Бонора
1	180	69100	55031	51439
2	180	39935	30815	27795
3	200	19235	22644	28403
4	200	20495	24485	23656
5	200	17435	15403	20377
6	190	18725	23706	22853
7	190	31235	25682	23172
8	190	25145	26546	29492

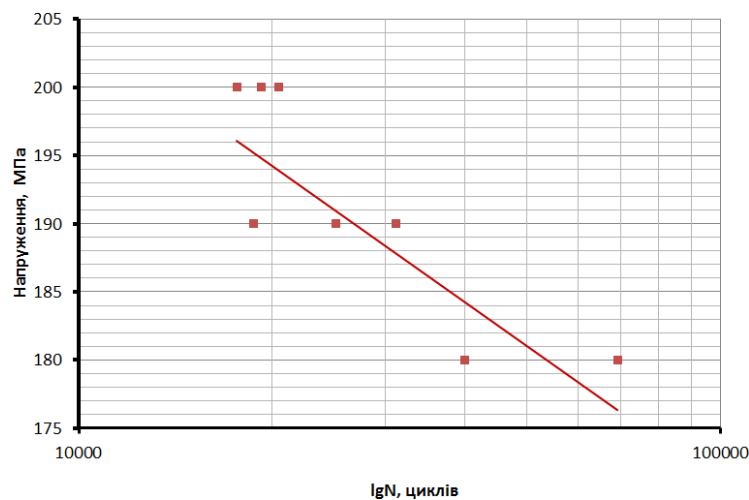


Рис. 1. Крива втоми алюмінієвого сплаву

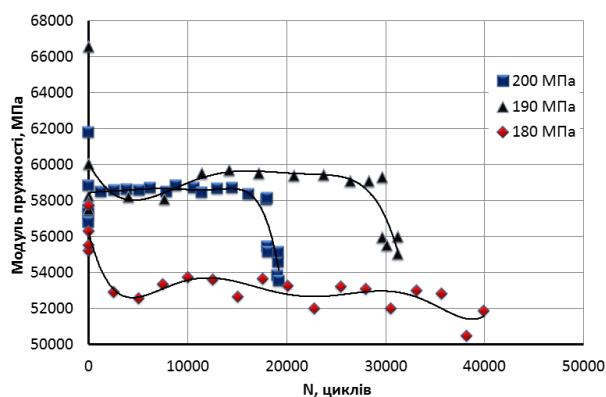


Рис. 2. Залежність зміни модуля пружності від кількості циклів навантаження

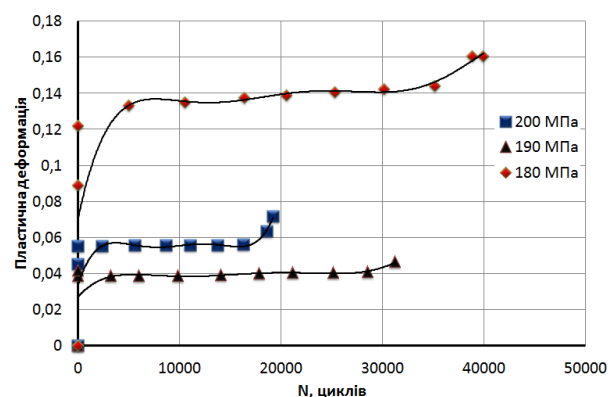


Рис. 3. Залежність зміни пластичної деформації від кількості циклів навантаження

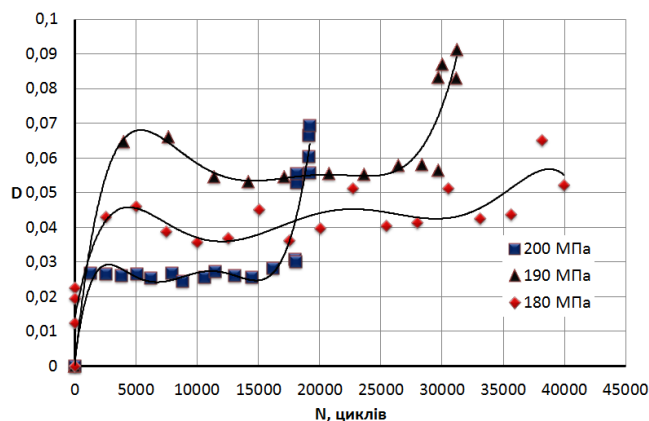


Рис. 4. Залежність параметра пошкоджуваності від кількості циклів навантаження

Висновок: за результатами експериментів побудовані порівняльні діаграми деградації модуля пружності, пластичної деформації в залежності від кількості циклів, діаграми пошкоджуваності в залежності кількості циклів та побудовано криву втоми. Порівнюючи розрахункові дані з експериментальними за Леметром та Бонорою, діапазон розбіжностей яких, відповідно, 6...26% та 15...47%, можна зробити висновок, що модель Леметра точніше відображає реальну поведінку матеріалу при циклічному навантаженні, отже цей підхід може бути використана при оцінці ресурсу елементів конструкцій.

УДК 620.1

Царик Б.Р., студ.; Коваль В.В., асист.; Халімон О.П., доц., к.т.н.

ВИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ БАГАТОШАРОВИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

В багатьох машинобудівних галузях промисловості таких як: автомобіле-, літако-, вертольотобудування широко застосовуються композитні матеріали. Композити прийшли на заміну металам, і мають багато переваг таких як: висока питома міцність, жорсткість, втомна міцність та мала вага. Але також на відміну від металів композити мають анізотропні властивості. Тому дуже важливим є визначення їхніх механічних властивостей таких як, модуль пружності E , границя міцності σ_B та деформація при руйнуванні ε_R . Ці дані є важливими для побудови моделі пошкоджуваності, яка в свою чергу використовується для розрахунку несучої здатності елементів конструкцій.

У даній роботі були проведені експериментальні дослідження на розтяг з визначенням механічних характеристик багатошарового композиту матеріалу Pyrofil TR50S 15k, 100 tex згідно стандартів EN ISO 527-1, EN ISO 527-2, EN ISO 527-4, EN ISO 527-5, з використанням випробувальної машини Bi-02-112 на кафедрі ДММ та ОМ, ММІ, НТУУ "КПІ".

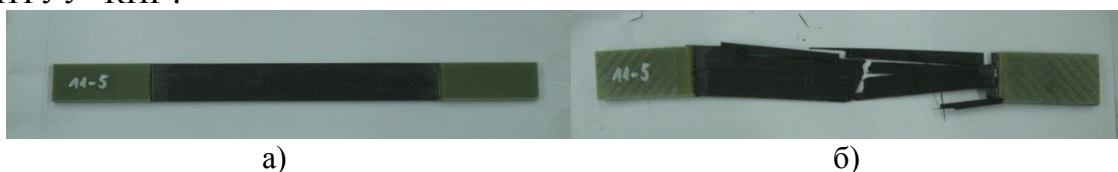


Рис. 1. Зразок з повздовжньою укладкою волокон до а) і після б) руйнування

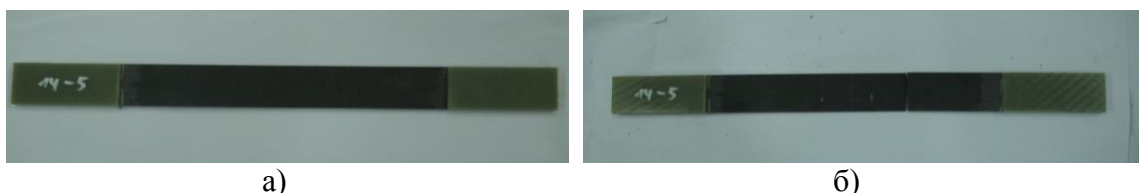


Рис. 2. Зразок з поперечною укладкою волокон до а) і після б) руйнування

Експериментальна частина включала в себе на розтяг 22 зразків композитного матеріалу, 17 з яких з повздовжньою укладкою волокон, а 5 з поперечною. На рис.1, 2 представлені зразки до і після руйнування з поперечним та поздовжнім укладанням волокон. В результаті випробувань були побудовані криві деформування (рис. 3) та розраховані механічні характеристики композиту (табл. 1). Кількість шарів дорівнювалась 7, 11, 13 та 14.

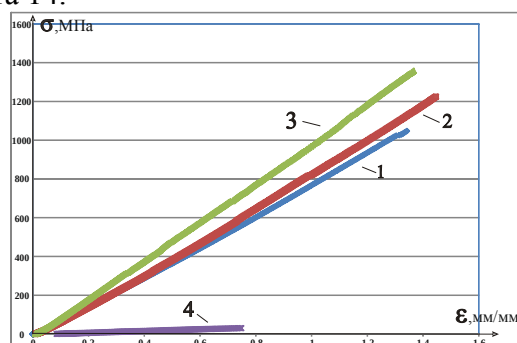


Рис. 3. Крива деформування при розтязі (1-зразок 7 шарів [повздовжня укладка волокон], 2-зразок 11 шарів [повздовжня укладка волокон], 3-зразок 13 шарів [повздовжня укладка волокон], і 4-зразок 14 шарів [поперечна укладка волокон]).

Таблиця 1. Механічні характеристики зразків матеріалу Pyrofil TR50S 15k, 100 tex.

Номер зразка	ϵ_R , мм/мм	σ_B , МПа	E , МПа	Номер зразка	ϵ_R , мм/мм	σ_B , МПа	E , МПа
7-1	1.284683	1248.88	967.25	13-1	1.274849	1321.91	975.3
7-3	1.469819	1356.22	894.56	13-2	1.494205	1395.32	888.35
7-4	1.413604	912.84	669.70	13-3	1.366656	1357.91	994.13
7-5	1.342019	1047.36	769.39	13-4	1.235155	1257.73	1035.70
7-6	1.409124	1340.35	914.69	13-5	1.440412	1292.96	898.46
11-1	1.045806	1082.91	948.15	13-6	1.425694	1241.31	853.66
11-2	1.249935	1157.31	887.91	14-1	0.482222	22.51	47.78
11-3	1.224663	996.04	816.97	14-2	0.748979	29.70	44.34
11-4	1.447350	1154.80	794.91	14-3	0.845453	30.49	40.47
11-5	0.917118	1159.45	1185.40	14-4	0.592004	22.37	42.75
11-6	1.445898	1224.49	830.66	14-5	0.614491	25.96	44.51

Висновки: Зразки з повздовжньою укладкою волокон значно краще працюють на розтяг ніж зразки з поперечною укладкою. На рис. 3 наглядно показано, що зі збільшенням кількості шарів композиту збільшуються його механічні характеристики. Також з рис. 3 видно, що даному матеріалу притаманне крихке руйнування, а це ускладнює побудову моделі пошкоджуваності. Тому дуже важливим є визначення реальних експериментально підтверджених механічних характеристик, для подальшого дослідження кінетики накопичення пошкоджуваності матеріалу.

ЕНЕРГЕТИЧНІ МЕТОДИ ОЦІНКИ МАКСИМАЛЬНИХ НАПРУЖЕНЬ В ЗОНАХ ЇХ КОНЦЕНТРАЦІЇ З УРАХУВАННЯМ ПОШКОДЖУВАНOSTІ ПРИ ПРОСТОМУ НАВАНТАЖЕННІ

При пружно-пластичному деформуванні елементів конструкцій одним із найбільш важливих етапів інженерних розрахунків є аналіз напружено-деформованого стану в місцях виникнення концентрації напружень. Використання комплексного підходу механіки суцільних середовищ з урахуванням пружно-пластичного деформування значно ускладнює розрахунки, що призводить до необхідності створення та застосування наближених інженерних підходів для швидкої оцінки максимальних напружень в зонах їх концентрації. Для визначення еквівалентних напружень найбільш поширеними інженерними методами є такі, що базуються на енергетичному підході, а саме: метод Нейбера, метод щільності енергії деформації та метод щільності додаткової енергії.

В даній роботі при розрахунках максимального напруження запропоновано використовувати ефективну діаграму деформування, що враховує вплив параметра пошкоджуваності, який було вибрано у вигляді скаляру, на характеристики матеріалу при його пружно-пластичному деформуванні. Оцінка енергетичних методів здійснювалась за допомогою введення параметру $h(\sigma_{eq}^{(e)}) = \frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{eq}^{(e)}}; (h < 1)$, де σ_{eq}

еквівалентні напруження з урахуванням пошкоджуваності, $\sigma_{eq}^{(e)}$ – еквівалентні напруження в зоні концентрації напружень. Енергетичні методи оцінки максимальних напружень у небезпечній точці було порівняно за допомогою залежностей:

1) за методом Нейбера:

$$h = \frac{\frac{E}{K} \sigma_m + \sqrt{\left(\frac{E}{K} \sigma_m\right)^2 + 4 \left(1 + \frac{E}{K}\right) (\sigma_{eq}^{(e)})^2}}{2 \left(1 + \frac{E}{K}\right) \sigma_{eq}^{(e)}}, \quad (1)$$

2) за методом щільності енергії деформації:

$$h = \frac{\sqrt{(\sigma_{eq}^{(e)})^2 + \frac{E}{K} \sigma_m^2}}{\sqrt{\left(1 + \frac{E}{K}\right) (\sigma_{eq}^{(e)})^2}}, \quad (2)$$

3) за методом щільності додаткової енергії:

$$h = \frac{\frac{E}{K} + \sqrt{(\sigma_{eq}^{(e)})^2 + \frac{E}{K} ((\sigma_{eq}^{(e)})^2 - \sigma_m^2)}}{\left(1 + \frac{E}{K}\right) \sigma_{eq}^{(e)}}, \quad (3)$$

де E – модуль пружності, K – дотичний модуль пружності (на ділянці лінійного зміцнення), σ_T – границя текучості.

Механічні характеристики сталі 07X16H6 були отримані з експерименту на одновісний розтяг циліндричного зразка на випробувальній машині УМЕ-10ТМ. При цьому, пошкоджуваність оцінювалась за допомогою визначення зміни питомого електричного опору зразка згідно залежності $D = \frac{\Delta \rho}{\rho_0}$, де $\Delta \rho$ – зміна питомого

електроопору, ρ_0 – початкове значення питомого електроопору. Порівняння результатів розрахунків згідно залежностей (1)-(3) наведено на рис. 1.

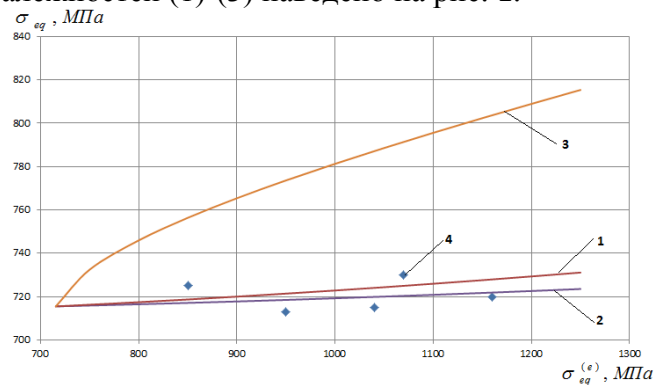


Рис. 1. Порівняльна діаграма методів Нейбера (1), щільності енергії деформацій (2), щільності додаткової енергії (3) та результатів численного розрахунку за допомогою програмної системи ANSYS(4)

Висновок: отримані та порівняні криві згідно представлених енергетичних методів оцінки максимальних напружень в зонах їх концентрації з урахуванням пошкоджуваності. Встановлено, що найбільш близькими до результатів чисельного розрахунку є результати отримані згідно методів щільності енергії деформацій та Нейбера.

УДК 67.019

Яковлєва С. І., студ.; Халімон О. П., к.т.н., доц.

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРА "ЗАЛІКОВУВАННЯ" МІКРОТРІЩИН В АЛЮМІНІЄВОМУ СПЛАВІ

При пружно-пластичному деформуванні в конструкційному матеріалі виникають і розвиваються розсіяні пошкодження різної природи. Кінетика пошкоджуваності характеризує структурно-фізичні зміни в матеріалі – утворення розривів в субмікро- та мікроб'ємах, виникнення певних фаз, фізичні флуктуації, що супроводжуються розпушуванням матеріалу та виникненням пор різної форми, які в подальшому трансформуються в локальні дефекти типу тріщин. У випадку зміни при навантаженні напружено-деформованого стану і напрямку деформації дефекти, що вже виникли в матеріалі, можуть видозмінюватись.

На сьогодні в розрахунках припускається, що при $I_1(D_\sigma) < 0$ накопичення пошкоджень не відбувається, в той час як для більшості конструкційних матеріалів при певних умовах навантаження мікроефекти можуть частково закриватися ("заліковуватися"). Явище часткового закриття мікротріщин збільшує площу, яка ефективно сприймає навантаження при стисканні. Ефективна площа пропорційна параметру h ($0 \leq h \leq 1$), який називається параметром "заліковування" тріщин. Це означає, що ефективне напруження має бути різним в залежності від параметра пошкоджуваності D при розтягу та стиску. Параметр пошкоджуваності при стиску пропорційний параметру пошкоджуваності при розтягу:

$$D^- = hD^+,$$

де D^- - параметр пошкоджуваності при стиску, D^+ - параметр пошкоджуваності при розтягу.

В роботі розглянуто і проаналізовано три форми запису параметру "заліковування" тріщин, які базуються на підходах по визначенню пошкоджуваності, запропоновані Леметром, Чоу та Луо. Підхід Леметра базується на принципі еквівалентності деформацій (рівняння стану в деформаціях для пошкодженого матеріалу може бути виведене так само як і для непошкодженого матеріалу з заміною умовного напруження ефективним). Чоу запропонував принцип еквівалентності пружної енергії (по аналогії до принципу еквівалентності деформацій), Луо – принцип еквівалентності приросту пружної енергії. Таким чином було отримано формули для визначення параметру "заліковування" мікротріщин через зміну модуля пружності за трьома методами:

$$h_{\text{Лем}} = \frac{E - \tilde{E}^-}{E - \tilde{E}^+}, \quad h_{\text{Чоу}} = \frac{\sqrt{E} - \sqrt{\tilde{E}^-}}{\sqrt{E} - \sqrt{\tilde{E}^+}}, \quad h_{\text{Луо}} = \frac{\ln \tilde{E}^- - \ln E}{\ln \tilde{E}^+ - \ln E},$$

де E - початковий модуль пружності, $\tilde{E}^-$ - ефективний модуль пружності при стиску, $\tilde{E}^+$ - ефективний модуль пружності при розтягу.

Для визначення параметра h в Магдебурзькому університеті ім. Отто-фон-Геріке в Інституті механіки на установці MTS 810 були проведені випробування циліндричних зразків з алюмінієвого сплаву Д16Т в умовах малоциклового повторно-змінного одновісного розтягу.

Визначено параметр "заліковування" тріщин h в залежності від кількості циклів. Було побудовано графіки залежності деформації від напруження (рис. 1), зміни модуля пружності E (рис. 2) та параметра пошкоджуваності D (рис. 3) при розтягу і стиску в залежності від кількості циклів та параметра "заліковування" тріщин h (рис. 4).

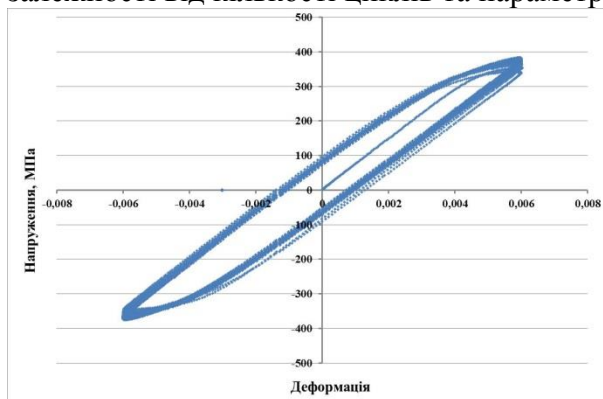


Рис. 1. Залежність напруження від деформації

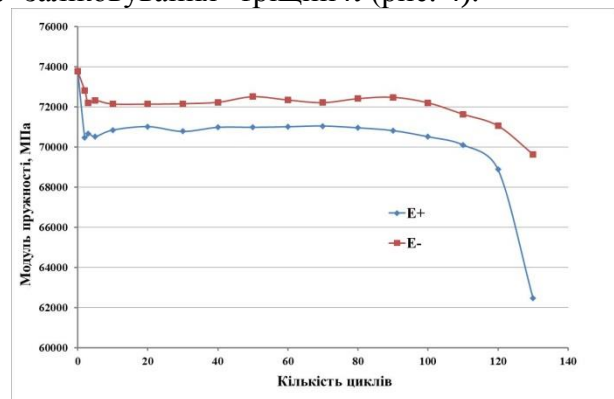


Рис. 2. Залежність модуля пружності від кількості циклів

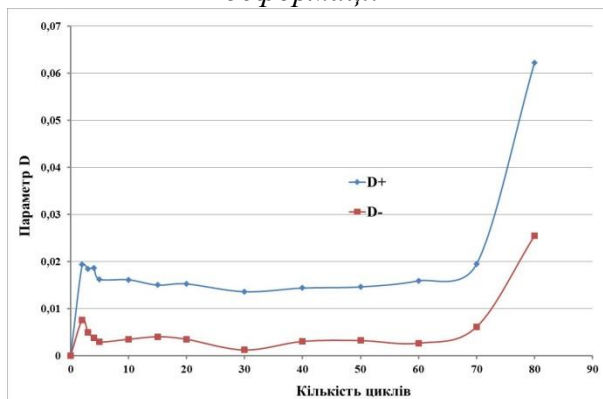


Рис. 3. Залежність параметра пошкоджуваності від кількості циклів

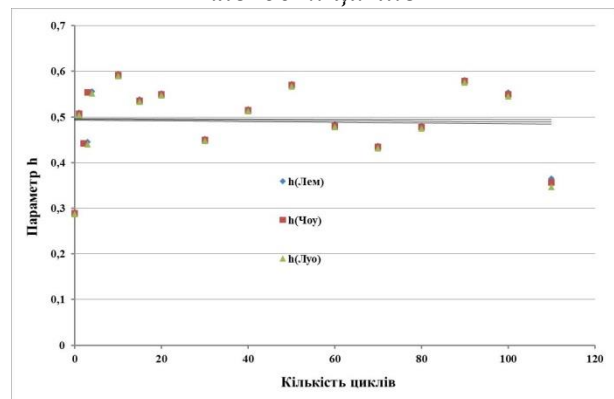


Рис. 4. Залежність параметра "заліковування" мікротріщин від кількості циклів

Таким чином в роботі отримані наступні результати:

1. Проведені експериментальні дослідження кінетики накопичення пошкоджень при повторно-змінному навантаженні алюмінієвого сплаву Д16Т.
2. Проведений порівняльний аналіз трьох підходів до визначення параметра "заліковування" мікротріщин, який показав їх співпадіння результатів.
3. Визначено, що для алюмінієвого сплаву Д16Т параметр "заліковування" мікротріщин дорівнює $h = 0,49$.

УДК 620.1

Фам Д.К. студ.; Халимон А.П. к.т.н., доц.; Бондарец А.А., асист.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕТИКИ НАКОПЛЕНИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ В АЛЮМИНИЕВОМ СПЛАВЕ АМг2

При упруго-пластическом деформировании в конструкционных материалах возникают и развиваются рассеянные повреждения различной природы. В континуальной механике повреждаемости (КМП), основные идеи которой были заложены Л.М. Качановым и Ю.М. Работновым, под повреждением понимают совокупность непрерывных микроструктурных изменений в материале, что вызвано некоторыми необратимыми процессами при термомеханическом технологическом и эксплуатационном нагружении. Повреждаемость интегрально отражает снижение (деградацию) механических и эксплуатационных характеристик материала. В КМП микродефекты усредняются по объему материала с тем, чтобы их совместное влияние на поведение материала при эксплуатации можно было рассмотреть на континуальном уровне.

Основная идея всех континуальных моделей поврежденности состоит в том, что фиктивному неповрежденному материалу соответствует реальный поврежденный материал. Определяющие уравнения фиктивного материала описываются известными упругопластическими уравнениями без учета поврежденности. Неизвестные определяющие уравнения реального материала выводятся из уравнений для фиктивного материала при помощи принципа эквивалентности, но с учетом параметра поврежденности. Наиболее широко сегодня в инженерной практике используются три концепции по описанию параметра поврежденности: эквивалентность деформации (Леметр), эквивалентность прироста дополнительной упругой энергии (Луо), эквивалентность упругой энергии (Чоу):

$$D = 1 - \frac{\tilde{E}}{E}, \quad (1)$$

$$D = -\frac{1}{2} \ln \frac{\tilde{E}}{E}, \quad (2)$$

$$D = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{E}}{E}}, \quad (3)$$

где $\tilde{E}$ – текущее значение модуля упругости, E – первоначальный модуль упругости.

При разрушении материала энтропия достигнет своего предельного значения. В связи с этим, за основу определения интегральной повреждаемости взято отношение текущего значения энтропии к предельному. Такой подход позволяет количественно оценить накопление повреждений в материале. Дзюба предложил метод, базирующийся на изменении энтропии системы, который определяет кинетику накопления повреждаемости как соотношение площадей диаграммы растяжения:

$$D = \frac{F_i}{F_R}, \quad (4)$$

где F_i - текущая площадь под диаграммой растяжения, F_R - полная площадь под диаграммой растяжения.

Абу-Фарсахом предложена модель накопления повреждений, базирующаяся на плотности энергий деформаций:

$$D = 1 - \sqrt{\frac{U_e + \frac{2(K(U_p) - BC(U_p)^C)}{U_s}}{[1 + \frac{U_s}{U_e}(U_s - 2U_e)(BC(U_p)^{C-1} - K)]}} \quad (5)$$

где B , C и K - параметры, U_e и U_p упругая и пластическая составляющая полной энергий деформаций, соответственно.

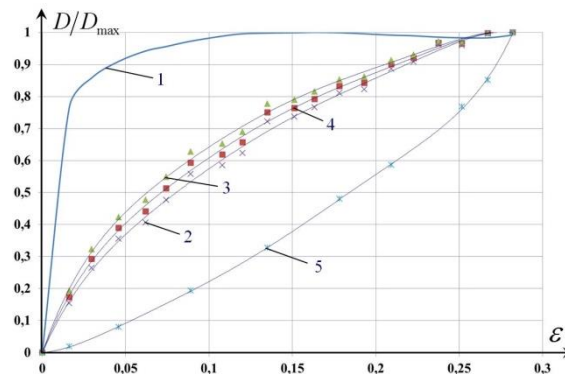


Рис. 1. Кривые кинетики накопления повреждаемости:
1 – Абу-Фарсах, 2 – Леметр, 3 – Чоу, 4 – Люо, 5 – Дзюба

Анализируя полученные данные (рис. 1) можно сделать вывод, что энергетические подходы более приемлемы для описания процесса накопления повреждений в алюминиевых сплавах в сравнении с предложенным Леметром и точнее моделей Дзюбы и Абу-Фарсеха. За истину принималась кривая поврежденности D полученная через изменение удельного электросопротивления. Наиболее точно описывает кинетику накопления повреждений подход Чоу основанный на гипотезе об эквивалентности упругой энергий.

УДК 539.3

Отмахов М.О., студ.; Чемерис О.М., к.т.н., доц.

ЧАСТОТЫ КОЛИВАНЬ ПОРТАЛЬНОЇ РАМИ

Портальні рами (рис. 1) досить часто використовують як елементи конструкцій, приладів та споруд. В випадку різних мас і жорсткостей стрижнів використовують різні наближені методи. В даній роботі проводиться рішення задачі по визначення частоти власних коливань даної портальної рами методом скінчених елементів. Знайдемо частоту власних коливань обернено симетричного згину. Кожен стрижень рами будемо розглядати як окремий елемент. Невідомими будуть кути повороту та горизонтальне зміщення жорстких вузлів.

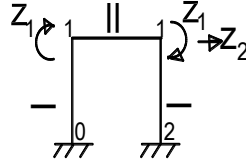


Рис. 1. Схема рами

Зв'язок між векторами вузлових сил F та переміщень запишемо в вигляді:

$$F = (K - A) \cdot \bar{\delta}; F = \{Q_i M_i Q_j M_j\}^*; \bar{\delta} = \{y_i \varphi_i y_j \varphi_j\}^*$$

$$K = \frac{EJ}{l^3} \begin{pmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{pmatrix} \quad A = \frac{m\omega^2 l}{420} \begin{pmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & 13l^2 & -22l & 4l^2 \end{pmatrix}$$

В нашому випадку для елементів I, II маємо:

$$\delta^I = \{0, 0, z_2, z_1\}^*, \delta^{II} = \{0, z_1, 0, z_1\}^*, \varphi_1 \cdot l = z_1, y_2 = z_2.$$

В вузлі 1 складаємо рівняння $Q_1^I = 0, M_1^I + M_1^{II} = 0$

Позначимо $\alpha = 420 \cdot m\omega^2 l^4 / EJ$ і знаходимо:

$$(12 - 156\alpha)z_2 + (-6 + 22\alpha)z_1 = 0, (-6 + 22\alpha)z_2 + (10 - 5\alpha)z_1 = 0.$$

Прирівнявши до нуля визначник даної системи, знайдемо менший корінь $\alpha_{\min} = 0.063$.

Наближене значення частоти власних коливань обернено симетричного згину рами:

$$\omega = \frac{5.144}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}$$

За методом переміщень частотне рівняння має вигляд:

$$r_{11}(u) \cdot r_{22}(u) - r_{12}(u) = 0$$

$$r_{11}(u) = 8\psi_2(u) + 2\psi_3(u); r_{12}(u) = 24\psi_5(u); r_{22}(u) = 24\psi_{11}(u); u_{msn} = l^4 \sqrt{m\omega^2 / EJ}$$

$$\psi_2(u) = \frac{u}{4} \cdot \frac{chu \cdot \sin u - shu \cdot \cos u}{1 - chu \cdot \cos u}; \psi_3(u) = \frac{u}{2} \cdot \frac{\sin u - shu}{1 - chu \cdot \cos u}$$

$$\psi_5(u) = \frac{u^2}{6} \cdot \frac{shu \cdot \sin u}{1 - ch(u) \cos(u)}; \psi_{11}(u) = \frac{u^3}{12} \cdot \frac{shu + \sin u}{1 - ch(u) \cos(u)}$$

Знаходимо $u_{msn} = 2.326$. За методом переміщень (точний метод) знаходимо:

$$\omega^T = \frac{5.41}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}$$

Різниця між значеннями частоти наближеного і точного методу складає менше 4.9%

УДК 539.3

Бабієнко С.А., студ.; Чемерис О.М., к.т.н., доц.

ЧАСТОТА НЕСИМЕТРИЧНИХ КОЛИВАНЬ РАМИ

Нижня частоти власних несиметричних коливань порталної рами з точністю менше 5% може бути знайдена наближеним методом скінчених елементів, при цьому використано тільки 4 елементи (доповідь "Частота коливань порталної рами").

Стрижні такої рами мали однакові розміри і масу. В даній роботі з'ясовується похибка наближеного рішення даним методом в випадку різних довжин стрижнів та мас. Кожен вертикальний стрижень (елемент I) має довжину l і масу $3m$, горизонтальний стрижень (елемент II) має довжину l і масу m .

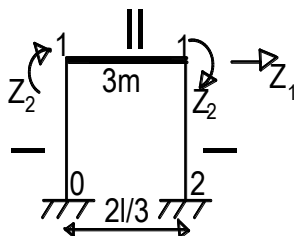


Рис. 1. Схема рами

В даному випадку для елементів I, II маємо:

$$\delta^I = \{0, 0, z_2, z_1\}^*, \delta^{II} = \{0, z_1, 0, z_1\}^*, \varphi_1 \cdot l = z_1, y_2 = z_2.$$

В вузлі 1 складаємо рівняння $Q_1^I = 0$, $M_1^I + M_1^{II} = 0$.

Позначимо $\alpha = 420 \cdot m \omega^2 l^4 / EJ$ та використовуючи [1] співвідношення $F = (K - A) \cdot \bar{\delta}$, знаходимо:

$$(-6 + 66\alpha)Z_1 + (12 + 468\alpha)Z_2 = 0, (10 - 13\alpha)Z_1 + (-6 + 66\alpha)Z_2 = 0.$$

Прирівнюємо до нуля визначника даної системи і знаходимо найменший корінь даного рівняння $\alpha_{\min} = 0.049$.

Нижня частота власних коливань рами складає величину $\omega = \frac{3.108}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}$.

За методом переміщень [2] частотне рівняння має вигляд:

$$r_{11}(u) \cdot r_{22}(u) - r_{12}(u) = 0;$$

$$r_{11}(u) = 4\psi_2(1.33u) + 4\varphi_2(u) + 2\psi_3(u); r_{12}(u) = 24\psi_5(1.33u); r_{22}(u) = 24\psi_{11}(1.33u);$$

$$\psi_2(u) = \frac{u}{4} \cdot \frac{chu \cdot \sin u - shu \cdot \cos u}{1 - chu \cdot \cos u}; \psi_3(u) = \frac{u}{2} \cdot \frac{\sin u - shu}{1 - chu \cdot \cos u}; u_{msn} = l^4 \sqrt{m \omega^2 / EJ}$$

$$\psi_6(u) = \frac{u^2}{6} \cdot \frac{ch(u) - \cos(u)}{1 - ch(u) \cos(u)}; \psi_{10}(u) = \frac{u^3}{12} \cdot \frac{ch(u) \sin(u) + \cos(u) \sin(u)}{1 - ch(u) \cos(u)}.$$

Знаходимо $u_{\min} = 1.746$. За методом переміщень (точний метод) знаходимо:

$$\omega^T = \frac{3.049}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}.$$

Різниця між значеннями частоти наближеного і точного методу складає 1.9%.
Із збільшенням мас точність методу збільшується.

Література:

1. О.М Чемерис Будівельна механіка машин. Стрижневі системи. Методичні вказівки до виконання курсової роботи. – К.: НТТУ "КПІ", 2006. – 25с.
2. Г.К. Клейн и др. Руководство к практическим занятиям по курсу строительной механики. – М.: Высшая школа, 1972. – 317с.

НИЖНЯ ЧАСТОТА КОЛИВАНЬ СТРОПИЛЬНОЇ ФЕРМИ

Стропильні ферми часто використовують в спорудах [1]. Частота коливань ферми визначається із рівняння періодів [2], яке отримано із рівнянь коливань системи зв'язаних вузлових точок ферми по координатах y, x . В вузлах прикладені сили пружності стрижнів та маси від ваги даху та стрижнів. Частота коливань знаходиться методом послідовних наближень, причому в кожному наближенні знаходяться зусилля у всіх стрижнях та переміщення всіх вузлів. Виконується досить великий об'єм обчислень постільки проводиться не менше 3-х наближень

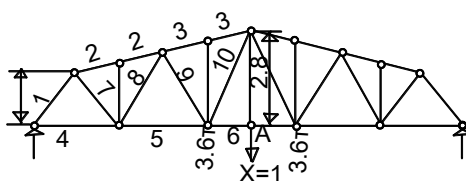


Рис. 1. Стропильна ферма

k		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a	l_k (м)	2.82	2.81	2.81	4	4	4	2.82	3.12	3.12	3.44
b	F_k (см ²)	43	57	57	43	43	43	30	30	18	18
c	N_k^P / P	-8.31	-9.97	-15.51	5.9	12.67	13.77	5.73	4.1	1.53	0.98
d	$\bar{N}_k^{(1)}$	-0.71	-0.92	-1.61	0.5	1.29	1.79	0.70	0.58	0.46	0.46
h	$\xi_k = l_k / l$	0.705	5.025	0.5025	1	1	1	0.705	0.78	0.78	0.56
t	$\eta_k = F_k / F$	1	1.326	1.326	1	1	1	0.698	0.698	0.419	0.419
	$\Pi_k = abcdht$	4.18	12.253	33.36	2.95	15.75	24.59	2	1.29	0.25	0.08

Визначимо частоту власних коливань симетричної ферми (рис. 1) наближеним методом Ферма в вузлах верхнього пояса навантажена вертикальними силами P , а два вузли нижнього пояса навантажені платформами з установленими на них вентиляторами, які визивають коливання ферми. Розміри стрижнів l_k , площі поперечного перерізу F_k , зусилля в стрижнях $N_k^P, \bar{N}_k^{(1)}$ відповідно від навантаження та від одиничної сили $X = 1$ приведені в таблиці, де $l = 4\text{м}, F = 43\text{см}^2, E = 2 \cdot 10^5 \text{МПа}, P = 2.5\text{т}, \sum \Pi_k = 17.03$.

За формулою Максвела знаходимо вертикальне переміщення вузла А:

$$\delta = (Pl / EF) \sum \Pi_k = 4.2\text{мм}$$

Частота коливань шарнірно затиснутої балки ω та її максимальний прогин $\Delta_{\max}$

$$\omega_0^2 = \pi^2 Eg / l^4 q, \Delta_{\max} = 5ql^4 / EJ$$

Звідси випливає $\omega_0 = 1.13\sqrt{g / \Delta_{\max}}$. Для ферми наближено маємо $\omega = 1.13\sqrt{g / \delta} = 15/\text{сек}$. Наближена частота коливань ферми $\nu = 2\pi / \omega = 2.74\text{Гц}$. В роботі [2] $\nu = 4.37\text{Гц}$.

Висновок: На стадії ескізного проектування частоту власних коливань ферми можна визначати формулою $\nu = 0.1798\sqrt{g/\delta}$ Гц.

Література:

1. Я. Брудка М.Любински Легкие стальные конструкции. Изд.2-е доп. – М.: Стройиздат, 1974. – 342с.
2. Ф. Блейх Стальные сооружения. - Л-М.: Госстройиздат, 1938

УДК 529.3

Демидюк Т.П., студ.; Бабак А.М., ас.

ПОРІВНЯННЯ ДЕФОРМАЦІЙНИХ КРИВИХ ВТОМИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РІВНЯННЯ БАСКВІНА – МЕНСОНА – КОФФІНА

Зазвичай деформаційні підходи, основані на врахуванні як пружної, так і пластичної складової деформації, успішно використовуються при аналізі і дослідженні втоми матеріалів. Відомо, що при циклічному навантажуванні амплітуда повної деформації ϵ_a може бути представлена у вигляді суми амплітуд пружної ϵ_{ae} та пластичної ϵ_{ap} складових деформації:

$$\epsilon_{ae} = \frac{\sigma'_f}{E} (N_p)^b; \quad (1)$$

$$\epsilon_{ap} = \epsilon'_f (N_p)^c; \quad (2)$$

Залежність амплітуди деформації від числа циклів до зародження втомної тріщини (втомного руйнування) буде мати вигляд:

$$\epsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} (N_p)^b + \epsilon'_f (N_p)^c; \quad (3)$$

де σ'_f - коефіцієнт втомної міцності; b – експонента втомної міцності; ϵ'_f - коефіцієнт втомної пластичності (в'язкості); c - експонента втомної пластичності; N_p - число циклів до руйнування. Рівняння (3) отримало назву рівняння Басквіна – Менсона – Коффіна.

Важливою характеристикою властивостей матеріалу при циклічному навантажуванні є крива циклічного деформування, котра описує залежності амплітуди напружень від амплітуди деформацій, так звана діаграма Рамберга – Осгуда:

$$\epsilon_a = \epsilon_{ae} + \epsilon_{ap} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'}\right)^{1/n'}, \quad (4)$$

де K' - коефіцієнт циклічної міцності; n' - коефіцієнт циклічного деформаційного зміцнення.

В ході дослідження було порівняно три метода визначення параметрів рівняння Басквіна-Менсона-Коффіна: модифікований метод універсальних нахилів (Муралідхаран-Менсон), метод універсальних нахилів (Менсон), усереднений метод (Мегіоларо-Кастро) (для сталей). За цими трьома методами було побудовано деформаційні криві втоми для сталі 20.

За отриманими даними можна зробити висновки, що найбільш раціонально використовувати методи: модифікований метод універсальних нахилів та метод універсальних нахилів, так як їхня розбіжність не значна для використаного матеріалу, в порівнянні з усередненим методом.

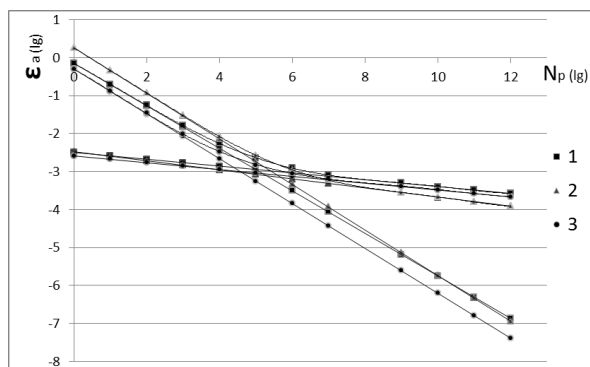


Рис. 1. Деформаційні криві втоми для сталі 20:

1 - модифікований метод універсальних нахилів (Муралідхаран - Менсон);

2 - метод універсальних нахилів (Менсон);

3 - усереднений метод (Мегіоларо-Кастро) (для сталей)

УДК 529.3

Перекрест В.В., студ.; Бабак А.М., ас.

ВИМІР ШВИДКОСТІ ТА ПРИСКОРЕНЬ ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІФТА

Пасажи́рський лі́фт, на якому проводились випробування, розроблений згідно з ДСТУ EN 81-1 2003. Цей стандарт визначає норми безпеки до конструкції та експлуатації, встановлених та нових електричних ліфтів. В даних в будемо випробовувати спрацьовування обмежувача швидкості для уловлювачів кабіни, його спрацювання не повинне відбуватися за швидкості не менше 115% від номінальної швидкості.

Швидкість, за якої спрацьовує обмежувач швидкості для приведення в дію уловлювачів противаги або балансувального вантажу повинна бути вища ніж швидкість для приведення в дію уловлювачів кабіни, проте не перевищувати її більше ніж на 10 %.

Засоби контролювання швидкості і елементи зменшення швидкості, повинні виявляти неконтрольований рух кабіни вверх зі швидкістю 115% від номінальної швидкості як мінімум, і як максимум зі швидкістю, і повинні зупинити кабіну або щонайменше зменшити швидкість до розміру, на який розраховано буфер противаги.

Швидкість наполовину завантаженої кабіни під час руху вниз усередині прогону, за винятком періодів прискорення і уповільнення, не повинна перевищувати номінальну більше ніж на 5%, коли живлення має номінальну частоту і напругу на двигуні, що дорівнює номінальній напрузі ліфта.

Цей допуск також застосовують для швидкості під час вирівнювання; повторного вирівнювання; режиму ревізії; аварійного пересування кабіни від електроприводу ; навантаження/розвантаження .

Для визначення швидкісних параметрів був використаний вимірювач кінематичних параметрів ліфтів ІКПЛ-МЗ, для його правильної роботи потрібно зробити підготовку до проведення вимірювань параметрів руху кабіни ліфта.

Для виключення ковзання ролика, ганчіркою прибрана змазка з лівої напрямної ліфта. Вимірювальний перетворювач встановлений на даху кабіни ліфта з допомогою штатного комплекту оснащення. Ролик вимірювального перетворювача притиснутий за допомогою підпружиненої піноли до напрямної ліфта.

Випробування проводились у режимі "Ревізія", оператор з комп'ютером розміщується в кабіні ліфта. Завантаження кабінки – 270кг. Шляхом натискання відповідних кнопок на пульті станції (на майданчику 9 поверху) задається переміщення ліфта на кілька метрів вниз і вгору. На екрані комп'ютера спостерігаються поточні дані про координати кабінки ліфта і швидкості її руху. Параметри руху записуються в пам'ять комп'ютера. В результаті було отримано графіки залежності швидкості та прискорення ліфта від переміщення.

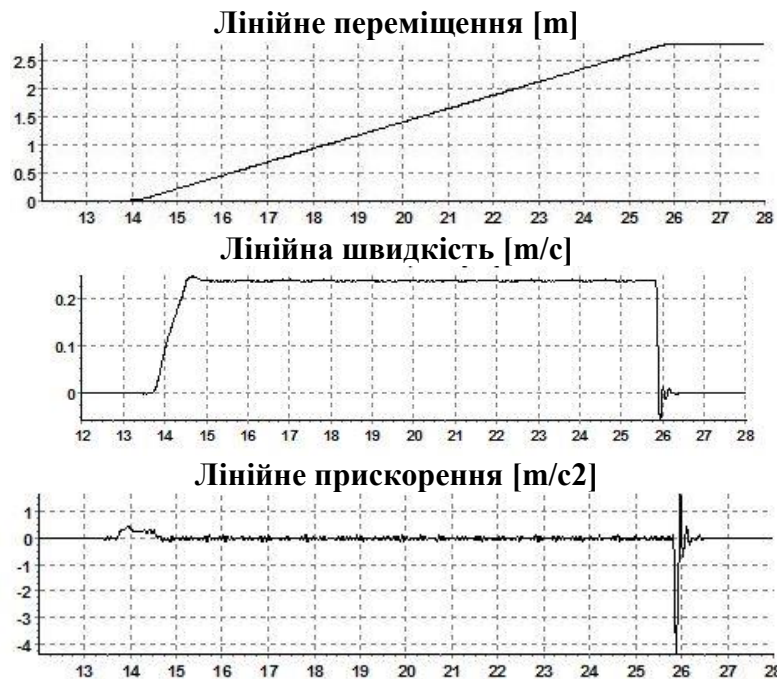


Рис. 1. Характеристики руху кабінки ліфта в режимі "ревізія" вниз. Запис *reg0.lin*.
 Номінальна швидкість - 0,239 м/с, прискорення розгону - 0,45 м/с², прискорення
 гальмування - 4,36 м/с² за час руху кабінка пройшла шлях 2,81 м

Аналізуючи вище наведені графіки можна зробити висновок, що характеристики швидкості та прискорення пасажирського ліфта, який випробовували, відповідає нормам безпеки згідно з ДСТУ EN 81-1 2003.

УДК 529.3

Петін С.Р., студ.; Бабак А.М., ас.

ВИПРОБУВАННЯ ПОВОРОТНОГО КУЛАКА ДЛЯ БОЛІДА ФОРМУЛИ СТУДЕНТ КПП

В рамках міжнародних інженерно-спортивних змагань Formula SAE в НТУУ "КПІ" було створено команду Формула студент КПІ. Вона полягає в багатьох розробках та проектуванні різних елементів боліда.

Дана робота включає в себе перевірку поворотного кулака боліда Formula SAE КПІ на довготривалу міцність при максимальному перевантаженні кулака при заходженні боліда в поворот в ту чи іншу сторону, тим самим викликаючи максимальне зусилля в точках кріплення поворотного кулака з важелями передньої підвіски.

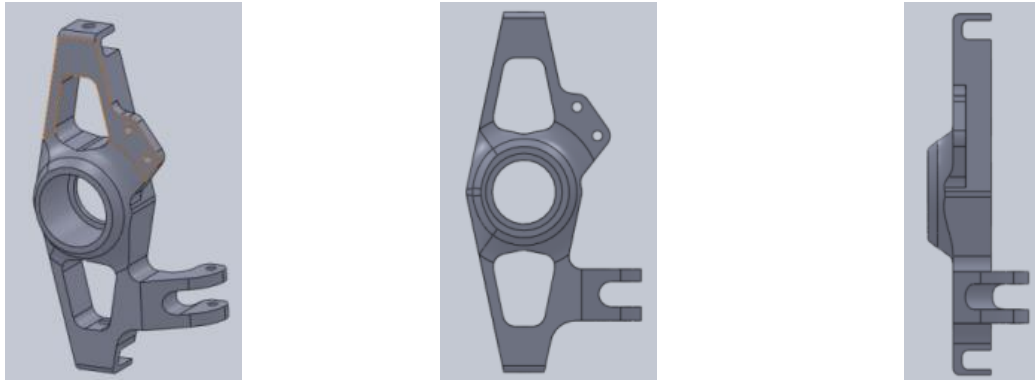


Рис. 1. Поворотний кулак передньої ступиці

Розрахунки проводились в середовищі FEMAP. Навантаження на кулак були розподіленні виходячи з геометрії при заходженні боліда в поворот, в даному випадку при повороті в ліво. Сили прикладалися в тих місцях куди кріпляться важелі підвіски до кулака, так як виходячи з геометрії при повороті то маємо, що нижня частина кулака розгружується а верхнє кріплення, навантажується. Для максимального навантаження при повороті візьмемо силу прикладення $F=1000\text{Н}$ яка прикладена в точці кріплення.

Було запропонована розрахункова модель закріплення кулака, на лінії колеса, по всій площині в місці посадки підшипника кочення на ступиці передньої підвіски боліда. Було взятий матеріал кулака – Сталь 45, з наступними механічними характеристиками: Модуль Юнга – $E=2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ Коефіцієнт Пуассона – 0,31.

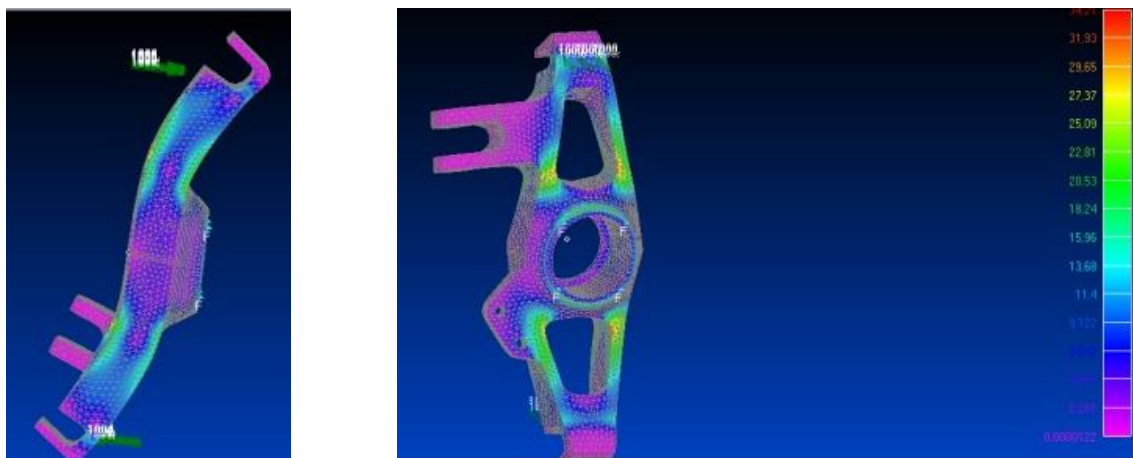


Рис. 2. Розрахункова схема кулака

Як показали розрахунки в середовищі FEMAP, максимальне напруження $\sigma_{\max} = 34,21 \text{ МПа}$, $[\sigma] = 240 \text{ МПа}$ Ступень недовантаження:

$$\frac{[\sigma] - \sigma_{\max}}{[\sigma]} = \frac{240 - 34,21}{240} \cdot 100\% = 85,74\%.$$

Як видно з розрахунків, недовантаження складає 85,74% тому доцільно виготовити кулак з менш пружного матеріалу, та повторити всі розрахунки і порівняти їх з допустимими напруженнями.

ВИПРОБУВАННЯ ДЕМПФЕРА ДЛЯ БОЛІДА ФОРМУЛИ СТУДЕНТ КПІ

В рамках міжнародних інженерно-спортивних змагань Formula SAE в НТУУ "КПІ" було створено команду Формула студент КПІ. Вона полягає в багатьох розробках та проектуванні різних елементів боліда.

Одним з етапів проектування було змодельовати та випробувати демпфер на динамічне або квазі-статичне навантаження згідно вимог Formula SAE. Основною задачею було підібрати матеріал з якого буде зроблений демпфер регламентованими розмірами, в нашому випадку всі розміри відповідають регламенту та відповідають дійсності. За основу було взяти 2 зразка:



а)



б)

Зразок №1. Пінопласт ПСП-25



а)



б)

Зразок №2. Стиродур (пінополістирол)

а) до руйнування, б) після руйнування

Відповідні розміри 25x25мм, висота 193мм та 30x25,5мм, висота 192мм. Згідно вимог Formula SAE демпфер повинен витримувати певні навантаження, а саме: при динамічному навантаженні навантаження на демпфер повинно скласти 300кг, швидкість падіння маси в момент дотику з демпфером повинна бути 7м/с. Перевантаження на зразок не повинна виходити за норми вказані в регламенті. Сумарна енергія на зразок не повинна перевищувати 7350Дж. Випробування проводились методом прикладання статичного навантаження за допомогою гідравлічного стенду EU100, в результаті ми отримали механічні характеристики для зразків. Зразок №1 витримав навантаження в 21кН до початку свого деформування. Після початку деформування навантаження зменшилось на 1кН, деформація спостерігалась до кінця випробування, навантаження почало зростати та досягло до потрібного нам 120кН при цьому деформація складала 95,85% , залишкова деформація складає 57,77%, границя руйнування – 3,36МПа. Для зразка №2 отримали наступне витримав навантаження в 44кН до початку деформування, після початку деформування знизилось на 0,4кН, деформація збільшувалась до кінця випробувань, навантаження почало зростати та досягло до потрібного нам в 120кН при деформації в 84,89%, залишкова деформація складає 73,95%, границя руйнування - 5,39МПа.

Аналізуючи отримані дані в результат випробувань можна зробити високо що зразок №1 більш підданий деформації але силу яка витримує на початковому етапі менша, зразок №2 більшу силу витримує на початку деформування і деформація менша ніж у першого зразка, отже найбільш раціональним буде використовувати другий зразок для моделювання буферу.

АНАЛІЗ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ ТЕКСТИЛЬНИХ СТРІЧОК РІЗНИХ ТИПІВ

Будівельні стрічки є зручним засобом для транспортування, розвантаження/завантаження вантажів на підприємствах та будівельних майданчиках. Широке застосування текстильних стрічок обумовлене їх значними перевагами, а саме: менша вага, порівняно з ланцюговими або канатними аналогами, більш тривалий строк експлуатації за рахунок більш високої стійкості до хімічних сполук та факторів оточуючого середовища. При використанні текстильних стрічок зменшується вірогідність пошкодження покриття або безпосередньо виробів, що транспортуються.

Оскільки стрічки застосовуються для підйому та транспортування вантажів, використання неякісних стрічок може призвести до нещасних випадків. Отже, відповідно до вимог існуючих нормативних документів, вони повинні проходити ретельну перевірку перед прийманням у експлуатацію та періодичні перевірки. При розробці та виготовленні стрічок необхідно провести випробування по визначенню руйнівного зусилля (коефіцієнта запасу по навантаженню) відповідно до НПАОП 0.00-1.01-07. Для визначення руйнівного зусилля та проведення статичних випробувань перед прийманням у експлуатацію згідно вимог НПАОП 0.00-1.01-07 були використані випробувальні установки EU 100 та TIRATEST 2300 з можливістю запису діаграм розтягу. Випробування проводились при температурі $22 \pm 0,5^\circ\text{C}$ та відносній вологості $48 \pm 3\%$. У якості досліджуваних зразків були вибрані стрічки різних типів та різної довжини. Результати випробувань наведені у табл. 1. Приклади закріплення на установці наведені на рис. 1.



а)



б)

Рис. 1. Проведення випробувань стрічок: а) еластичної бавовняної, б) ремінної

Таблиця 1. Результати випробувань

Найменування	Рєєстраційний номер у партії	Розривне зусилля, Н
Стрічка еластична бавовняна шириною 60 мм (для арт. 8B16-Г34 та арт. 5B94-Г34)	1-1	844
	1-2	967
	1-3	966
Стрічка ремінна шириною 40 мм (для арт. 2B204-Г34)	2-1	11882
	2-2	12478
	2-3	12437

За результатами експериментів встановлено, що розірвалась повздовжня нитка та розривні зусилля відповідають тим що зазначені в таблиці і відповідають нормативним значенням.

**Тези доповідей учасників студентського наукового гуртка
«Експериментальні дослідження нових матеріалів та біомеханічних
систем» кафедри ДММ та ОМ**

УДК 621 :620.1.05 (031)

Димань М.М., студентка 6-го курсу; Шидловський М.С., к.т.н., доц.

**МЕТОД ВИМІРЮВАННЯ БІОМЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАСОБІВ
ЗРОЩУВАННЯ ПЕРЕЛОМІВ КІСТОК СТОПИ ЛЮДИНИ**

Мета досліджень. Переломи надп'яtkової (таранної) кістки із зміщенням уламків належать до складних переломів, які призводять до довгострокової непрацездатності або навіть інвалідності [1]. Для вибору оптимального способу фіксації необхідно визначення та порівняння жорсткості фіксації уламків на натурній моделі перелому надп'яtkової кістки при використанні стандартних методик остеосинтезу.

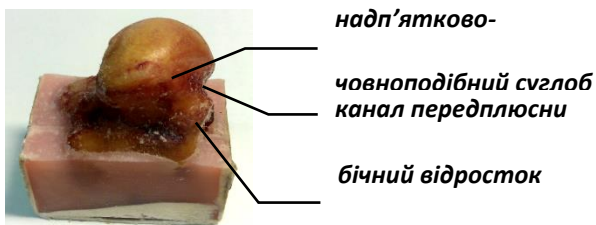


Рис.1. Будова надп'яtkової кістки



Рис.2. Модель поперечного перелому шийки надп'яtkової кістки

Матеріали та методи. Непошкоджену надп'яtkову кістку (рис. 1) встановлювали в форму на бічний горбок так, щоб канал передплюсни та бічний відросток були паралельними до стінок форми. Для фіксації препаратів при дії згинальних та циклічних навантажень для кожної кістки були виготовлені індивідуальні форми під розмір кісток, що в подальшому фіксувалися пластмасою Протакрил – М. Процес затвердіння займав не менше доби.

Перелом шийки надп'яtkової кістки (рис. 2) моделювали шляхом поперечної остеотомії у площині, яка перпендикулярна підшовній поверхні та проходить у фронтальній площині посередині між переднім краєм гомілково-надп'яtkової суглобової поверхні та верхнім краєм надп'яtkово-човноподібної суглобової поверхні

Навантаження передавали через передній край надп'яtkово-човноподібного суглоба. Швидкість деформування зразка становила 5 мм/хв. Попереднє навантаження становило 10 Н . По закінченню дослідження отримана інформація фіксувалася у вигляді діаграми деформування у координатах «зусилля P – абсолютна деформація Δ ». За величиною виникаючих деформацій оцінювали властивості гвинтів та шпиль.

Висновки. Застосування комбінованого методу послідовних випробувань при дії одноразових та циклічних навантажень дає можливість оцінювати якість фіксації переломів кісток стопи та порівнювати різні способи остеосинтезу на натурних препаратах.

Література: 1. Нікітін П.В., Лакша А.М., Шидловський М.С. Визначення та порівняння жорсткості фіксації перелому таранної кістки при використанні різних методик остеосинтезу (експериментальне дослідження) // Вісник ортопедії, травматології та протезування. – 2004. – №4. – С.44-49.

БІОМЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ СИСТЕМ ФІКСАЦІЇ ПЕРЕЛОМІВ ВЕЛИКОГОМІЛКОВОЇ КІСТКИ ПРИ ДІЇ ЗОВНІШНІХ НАВАНТАЖЕНЬ

Незважаючи на значну кількість консервативних і оперативних методик, лікування переломів великогомілкових кісток (ВГК) залишається актуальною проблемою. Метою досліджень було вивчення основних характеристик систем накісткової фіксації на моделі перелому діяфіза ВГК різними типами пластин з різними гвинтовими компоновками.

Для дослідження було використано 4 препарати ВГК. Моделювали перелом шляхом розпили діяфіза ВГК в середній третині з утворенням діастазу між уламками 10 мм, що виключало контакт між ними. Деформаційні властивості біомеханічних систем "кісткові уламки-пластини" вивчали на універсальній випробувальній машині **TIRAtest** (рис. 1).



Рис. 1. Випробування ВГК при крученні

До препаратів прикладали навантаження стиску, згини та кручення. Програма біомеханічних випробувань включала: запис діаграм деформування (графічні залежності між навантаженнями та деформації системи); вимірювання загального навантаження системи по заданим переміщенням; визначення релаксації навантажень системи протягом 5 хвилин; фотореєстрацію переміщень реперних елементів для визначення зміщення уламків перелому; реєстрацію накопичення деформацій при циклічних навантаженнях.

Вимірювання загальної деформації, прикладеного навантаження та накопичення деформації біомеханічної системи проводили за допомогою динамометра, що входить до складу випробувальної машини. Реєстрацію навантажень та переміщень реперних точок (загострені шпиці) проводили за допомогою цифрової фотокамери.

Експериментальну залежність деформацій від часу навантаження, отриману при постійних напруженні $\sigma = \sigma_K$, описували рівнянням, що відповідає узагальненій

$$\text{моделі Кельвіна-Фойгта: } I(t) = I_0 + \sum_{i=1}^n I_i [1 - \exp(-t / \tau_i)],$$

В таблиці представлені усереднені дані жорсткостей з'єднання уламків з різними пластинами та гвинтовими компоновками систем.

Деформація Δ_p (мм) при максимальному навантаженні

	пластина 1, 3 гвинти	пластина 2, 3 гвинти	пластина 1, 4 гвинти	пластина 2, 4 гвинти
Згин	6.65	6.60	7.24	6.74
Компресія	0.72	0.67	0.69	0.66
Кручення	9.30	7.38	7.26	6.67

Висновок. Оптимальним варіантом фіксації переламаної кістки є фіксація на 4 гвинти за допомогою прямої широкої пластини з кутовою стабільністю.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМАЦІЙ У СИСТЕМАХ "АПАРАТ ФІКСАЦІЇ – ВЕЛИКОГОМІЛКОВА КІСТКА" ПІД ВПЛИВОМ ФІЗІОЛОГІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Використано два метода визначення переміщень системи у системі "апарат – кістка" – експериментальний (натурний) метод та навантаження системи у 3D просторі програмного забезпечення ANSYS.

Були проведенні випробування натурального препарата "титановий стрижень – великогомілкова кістка" на згин, кручення, та вирив.

Для проведення експерименту у 3D просторі були взяті розміри наведені на рис. 1 та рис. 2. Використовували літературні дані про механічні властивості кісткової тканини (кортикальний та спонгіозний шари) та довідникові величини границь міцності і пружності титану.

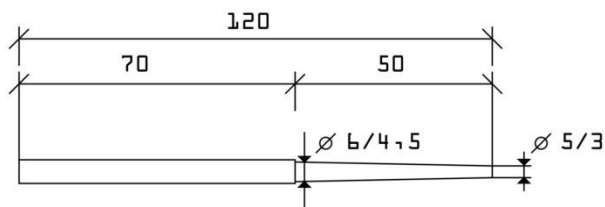


Рис. 1. Титановий стрижень

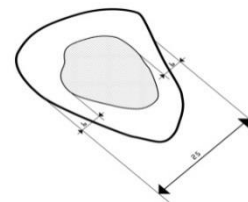


Рис. 2. Поперечний переріз великогомілкової кістки

Створена комп'ютерна модель системи "стрижень – кістка" (рис. 3), яка дозволяє визначити переміщення та напруження у місці контакту стрижня з кісткою та загальні переміщення стрижня при розтяг – стиску, згині та крученні.

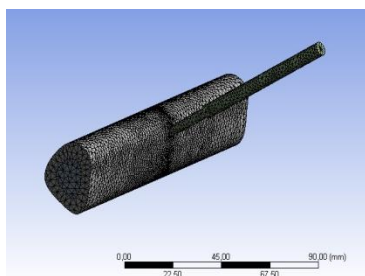


Рис. 3. Імітаційна модель

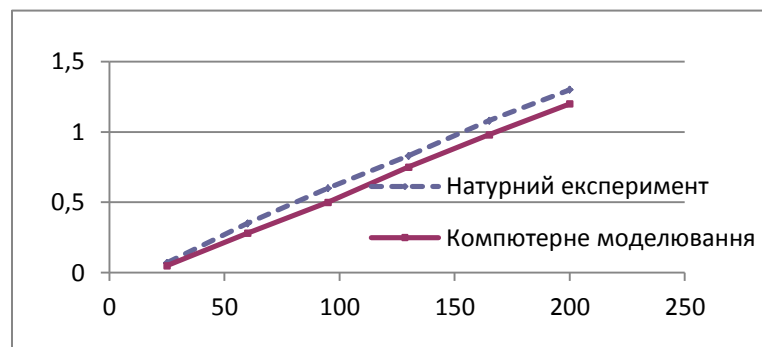


Рис. 4. Залежності переміщення стрижня (мм) від навантаження (Н)

Похибка між натурним експериментом та комп'ютерним моделюванням не перевищила 8% (рис. 4).

Висновки. Отримані результати показали, що комп'ютерне моделювання є досить ефективним та менш трудомістким способом отримання необхідної інформації про біомеханічні властивості реальних систем остеосинтезу. Подальші дослідження, на наш погляд, повинні базуватися на поєднанні натурних експериментів (базові і перевіірочні випробування) та 3D моделювання НДС для оптимізації конструкції, розташування стрижнів в апаратах та визначенні небезпечних режимів фізіологічних навантажень.

МЕТОДИ ВИПРОБУВАНЬ КОМПОНЕНТІВ СТРІЛЕЦЬКОЇ ЗБРОЇ НА МІЦНІСТЬ ПРИ СТАТИЧНИХ ТА УДАРНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Задача оцінки надійності компонентів стрілецької зброї ускладнена 1 - відсутністю у вільному доступі стандартів на випробування; 2 – відсутністю креслень конструкції компонентів; 3 – відсутністю точної інформації щодо матеріалу виробів. Тому випробування проводилися на найбільш ймовірні види навантажень під час експлуатації виробів. Були випробувані пластмасові компоненти стрілецької зброї на міцність при ударних навантаженнях при температурі -15°C , а також проведені випробування на стиск.

Для випробувань виробів на ударну міцність використано вертикальний копер з вантажем масою 1 кг і висоті падіння вантажу 0.5, 1.0 та 1.5 м. Зразки виробів поміщали в морозильну камеру і витримували при температурі -15°C протягом 1 години. Після охолодження до температури -15°C вироби витягували з морозильної камери, укладали на опори, піднімали вантаж на відповідну висоту і наносили удар по виробу. Весь процес випробування одного виробу тривав не більше 15-20 секунд. Після нанесення удару, виріб оглядали та відмічали стан поверхні та наявність його пошкоджень. Потім вироби розміщували у морозильній камері для подальшого охолодження та випробувань.



Рис. 1. Компоненти стрілецької зброї під час випробувань на удар

За допомогою випробувальної машини **TIRAtest** проведено випробування зразків виробів на стискування. Зразки встановлювали між двома плоскими опорами з подальшим їх деформуванням. При цьому відбувалася реєстрація відповідного стискового зусилля з наступним записом діаграм деформування. Стиснення кожного зразка відбувалося в два етапи: 1 – початкове навантаження з метою орієнтовної оцінки міцності та визначення зусиль, що відповідають появі перших тріщин; 2 – остаточне руйнування зразка.

Висновки. Застосування запропонованих методів дозволяє оперативно проводити оцінку пластмасових елементів стрілецької зброї у лабораторних умовах. Умови та режими випробувань імітують навантаження, що діють на стрілецьку зброю при реальній експлуатації.

Література: ГОСТ Р 50529-93 "Оружие ручное огнестрельное, устройства промышленного и специального назначения. Требования безопасности и методы испытаний на безопасность", 1993. – 90 с.

МЕТОДИКА ВИПРОБУВАННЯ СТРИЖНЕВИХ АПАРАТІВ ФІКСАЦІЇ ПЕРЕЛОМІВ ПАЛЬЦІВ

Одним з ефективних способів фіксації переломів кісток є стрижневі апарати зовнішньої фіксації (СтАЗФ). Такий апарат повинен мати достатній рівень жорсткості та забезпечувати високу стабільність перелому по відношенню можливих рухів у різних площинах. Отже, виникає потреба у визначенні мінімально допустимого рівня жорсткості системи апарат - кістка. При цьому необхідно враховувати, що після закріплення на кістці усе навантаження для забезпечення стабільності бере на себе СтАЗФ.

Мета досліджень: обґрунтувати раціональні параметри жорсткості СтАЗФ для фіксації переломів пальців кисті. Дослідження ґрунтується на анатомо-біомеханічних дослідженнях на подібних за розмірами трупних пальцях. Для визначення жорсткості апаратів фіксації переломів кісток проведені випробування за семою, що зображена на рис. 1. Як при закріпленні на жорсткому тілі, так і при закріпленні на анатомічних препаратах кісток апарат один з досліджених апаратів виявився суттєво більш жорстким.

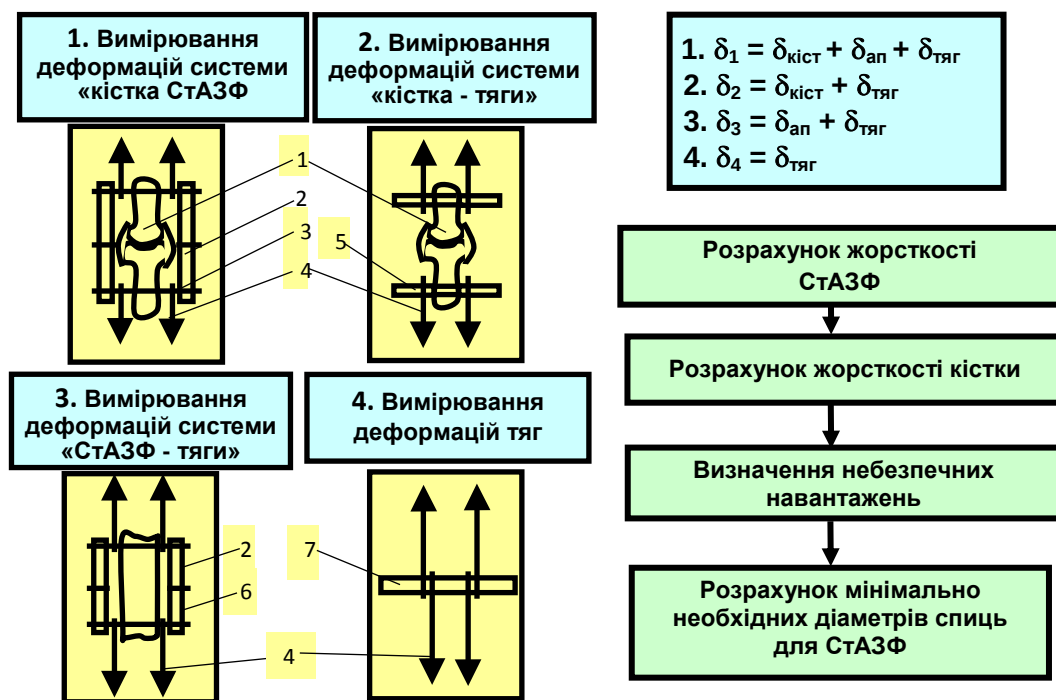


Рис. 1. Схема визначення характеристик системи "кістка – СтАЗФ"

Висновки. Жорсткість обох розроблених конструкцій апарату є достатньою для забезпечення стабільності фіксації переломів в покої та під час розробки рухів, а основне навантаження несе апарат. Показники жорсткості зв'язкового апарату фіксації переломів пальців кисті можуть бути використані для розробки інших моделей апаратів зовнішньої фіксації та удосконалення існуючих.

Васильченко Б.М., Гризовський М.І., студ. 4-го курсу; Шидловський М. С., к.т.н, доц.

УДОСКОНАЛЕНА КОНСТРУКЦІЯ ВУЗЛА АПАРАТА ФІКСАЦІЇ ПЕРЕЛОМІВ КІСТОК ТА ЙОГО МІЦНІСТЬ ПРИ ДІЇ МОНТАЖНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Стрижневі апарати зовнішньої фіксації (СтАЗФ) широко застосовуються при відкритих та вогнепальних переломах, у постраждалих з полі травмою для стабілізації кісток, у постраждалих з переломами, що поєднуються з опіками, для фіксації кісток після остеотомій, для подовження сегментів і для інших цілей [1, 2]. При цьому СтАЗФ закордонного виробництва мають дуже високу ціну, а випуск вітчизняних апаратів недостатній для задовольняння потреб військової медицини у зв'язку із складністю виготовлення і застосуванню дорогих матеріалів.

Мета роботи. На основі аналізу існуючих конструкцій СтАЗФ (рис. 1) та їх механічних характеристик, запропонувати спрощену конструкцію вузлів кріплення стрижнів без втрати їх функціональних характеристик та вибрати придатний матеріал для виготовлення елементів кріплення. Це необхідно, як для полегшення процесу виготовлення деталей конструкції, так і для підвищення зручності зборки СтАЗФ при проведенні хірургічних операцій.



Рис. 1. Конструкція стрижневого апарата фіксації перелому кісток

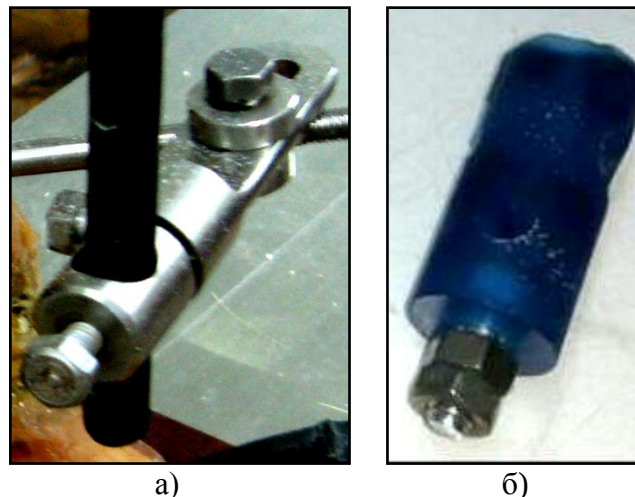


Рис. 2. Звичайний (а) та запропонований (б) вузол кріплення стрижнів в СтАЗФ

Запропонована нова конструкція (рис. 2б) та технологія виготовлення вузла кріплення стрижнів СтАЗФ на основі полімерних матеріалів (медична пластмаса холодного затвердіння). Поряд з простотою виготовлення (зразок виготовляється при кімнатній температурі та атмосферному тиску протягом 40-60 хв.), експериментальні деталі показали достатньо високі характеристики міцності (витримують 1863 Н навантаження по осі монтажного гвинта).

Висновки. Подальші роботи мають бути пов'язані з удосконаленням технології виготовлення вузлів кріплення та їх детальних випробувань (дія широкого спектру навантажень та деформацій, вплив температури та стерилізаційних процесів), включаючи сертифікаційну оцінку

Література: 1. Анкин Л.Н., Анкин Н.Л. Практика остеосинтеза и эндопротезирования. – Киев, 1994. – 300с. 2. Muller M., Algotver M., Schneider R., Willenegger H., Manual of internal Fixation. Springer Verlag. Berlin – New-York – Heidelberg. 1990 - 750 p.

ВИГОТОВЛЕННЯ ВУЗЛІВ КРІПЛЕННЯ СТРИЖНЕВОГО АПАРАТУ ФІКСАЦІЇ ПЕРЕЛОМІВ КІСТОК ТА ЇХ МІЦНІСТЬ ПРИ ДІЇ ФІЗІОЛОГІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Впровадження у виробництво нових систем фіксації переломів кісток [1] потребує проведення їх детального вивчення на дослідних зразках, які, як правило, виготовлюються в лабораторних умовах з застосуванням спрощених способів.

Для виготовлення експериментальних вузлів кріплення стрижнів у стрижневих апаратах зовнішньої фіксації (СтАЗФ) запропоновано використовувати пластмасу холодного затвердіння Протакрил-М, яка застосовується в стоматологічній практиці.

Мета роботи. Розробити спосіб виготовлення, одержати експериментальні зразки та провести їх випробування під дією навантажень, що виникають при фізіологічних впливах (під дією ваги тіла та кінцівок людини).

Для цього використані порожні циліндри (рис. 1), виготовлені з фторопласту, в яких просвердлені отвори та вставлені сталеві поліровані стрижні для утворення поперечних отворів у деталях. Ці отвори призначені для вставлення основних стрижнів СтАЗФ та їх взаємної фіксації.

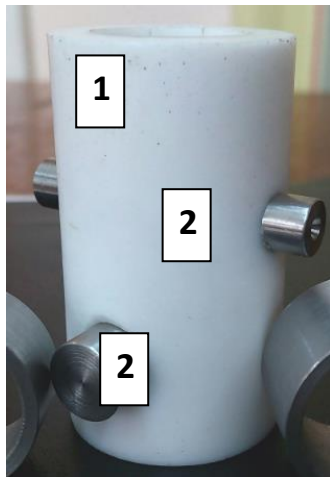


Рис. 1. Фторопластова форма (1) для виготовлення елементів кріплення з вставними осями (2) для утворення отворів (2)

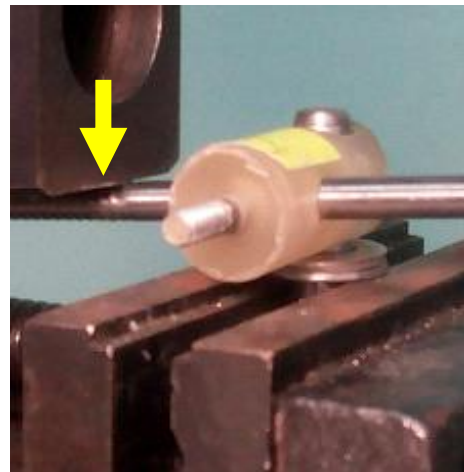


Рис. 2. Випробування елемента кріплення на кручення

Після заливки та затвердіння пластмаси заготовку обробляли та піддавали випробуванням під дією кручення (рис. 2) та згину. Виготовлені деталі показали достатньо високі характеристики міцності (витримують момент кручення до 780 Н·м у площині, перпендикулярної осі монтажного гвинта).

Висновки. Запропонована конструкція вузла кріплення стрижнів може бути рекомендована для подальшого впровадження у виробництво СтАЗФ. Заміна металевих елементів на пластмасові значно спростить процес виготовлення СтАЗФ в цілому та значно зменшить його вартість.

Література: 1. Лакша А.М., Шидловський М.С. Біомеханічні характеристики стрижневих систем фіксації великогомілкової кістки при короточасних та циклічних навантаженнях // Літопис травматології та ортопедії. – 2011. – №1-2. – С. 29-35.

Яковлева С.І., студентка 4-го курсу; Шидловський М.С., к.т.н, доц.

КОНСТРУКЦІЙНІ ПЛАСТМАСИ У ЗАСОБАХ ЗАХИСТУ ТА ЗБРОЇ (огляд)

У сучасних засобах захисту та озброєнні для виготовлення їх складових частин широко застосовуються різні типи конструкційних пластмас та композиційних матеріалів на їх основі. Для проведення науково-дослідних та експертних робіт, пов'язаних з зазначеними засобами, необхідно мати уявлення про основні класи матеріалів та їх властивості. У доповіді представлена приблизна класифікація цих матеріалів.

Приклади застосування пластмас та композиційних матеріалів

Матеріали та види захисту або зброї	Приклади
Кевлар (арамідне волокно). Найбільш розповсюджений органотекстоліт на основі тканини «кевлар» (19 шарів тканини) і сполучного матеріалу на основі фенол-формальдегіду, модифікованого полівініл-бутиральною смолою.	
Кевларовий балістичний шолом стандарту PASGT. Виготовлені у відповідності з вимогами міцності рівня ША. Міцні легкі шоломи підвищеної комфортності розроблені з урахуванням необхідності захисту не тільки від куль, а й від осколкових поранень.	 Шолом куленепробивний, Ізраїль. Балістичні характеристики $v=50 - 680 \text{ m/s}$. Вага - 1,5 кг.
Високоміцна пластмаса стійка до агресивного впливу навколишнього середовища.	
Пістолет майже повністю виготовлений з пластику. З металевих деталей тільки ствол, поворотна пружина, верхній кожух і вставки в пластик для його посилення. Головна перевага - довговічність і надійність.	Пістолет Glock 17, Австрія. Повна вага не перевищує 870 г, порожній - 660 г. 
Склопластики типу АГ-4В і АГ-4С. Необхідна міцність деталей з цих матеріалів досягнута за рахунок скловолокнистого наповнювача.	
Корпус магазину в автоматах АКМ Підвищенню міцності сприяло застосування найбільш вигідної орієнтації волокон матеріалу.	 Магазин різжовий для АКМ, калібр 7,62x39 Легше сталевого приблизно на 130 г

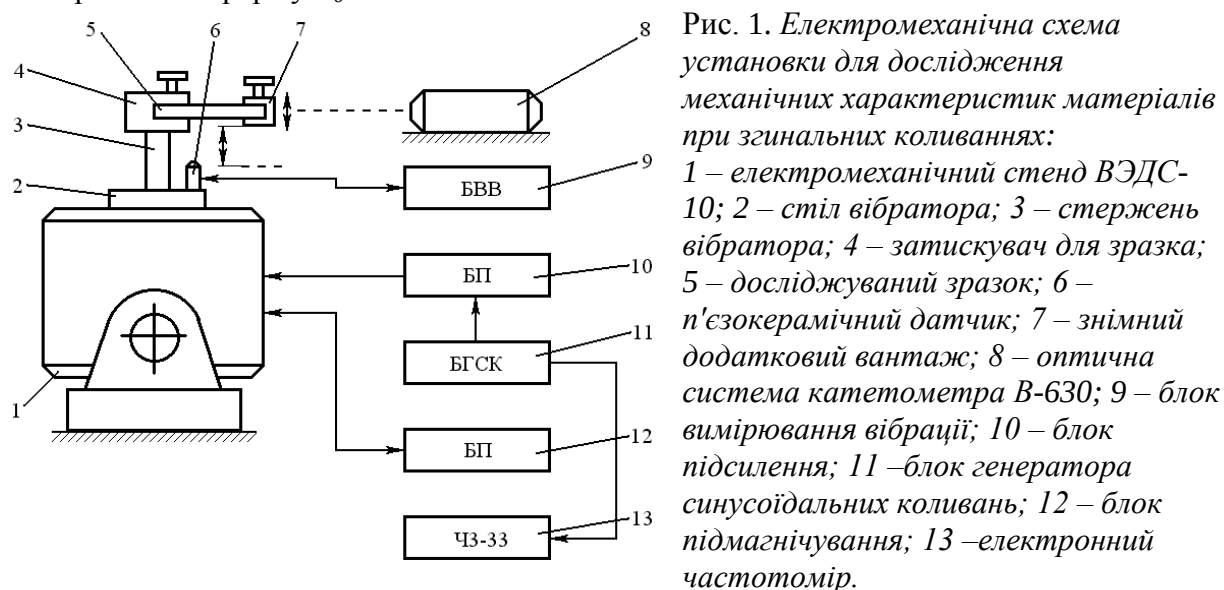
Висновки. 1. У відкритому доступу знаходиться велика кількість інформації про застосування пластмас та композиційних матеріалів для виготовлення засобів захисту та деталей стрілецької зброї. **2.** Інформація про класи та типи цих матеріалів, а також про їх механічні властивості в значно обмежена. **3.** Відомості про конкретні вимоги до виробів та матеріалів, а також про методи випробувань практично відсутні.

Джерела інформації: http://prozatrade.ru/catalog/product_info.php/shlem-zaschitnyj-p-112?osCsid=a68f3c3364f222c2af73fa4eda9ef15a
<http://gunmagazine.com.ua/index.php?id=274>
http://ucrazy.ru/interesting/print:page,1,1196183304-dospexi_xxi_veka.html
<http://arsenal-info.ru/b/book/1132909141/56> та інші

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПЛАСТМАС МЕДИЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИМ МЕТОДОМ

Визначено модулі пружності та характеристики розсіювання енергії при вимушених поперечних коливаннях консольно закріплених зразків.

Досліджені матеріали: пластмаса холодного затвердіння "Протакріл-М" та інші матеріали для виготовлення виробів медичного призначення. Зразки: бруски прямокутного поперечного перерізу; робоча (активна) довжина $L=40-60$ мм; площа поперечного перерізу $F_0 = 10-15$ мм².



Зразок 5 поміщені в термокамеру. Як нагрівач використаний керамічний опір потужністю 10 Вт. Вентилятор служить для перемішування повітря в камері. Необхідну температуру в камері підтримували за допомогою електроконтактного термометра і блоку автоматичного підтримання температури.

Методика проведення випробувань: 1. За допомогою аналітичних ваг визначали масу зразка та обчислювали густину матеріалу в г/см³; 2. Закріплювали зразок у затискувач вібратора і встановлювали резонансну частоту ν_r за максимумом амплітуди коливань; 3. Виміряли ширину резонансної кривої $\Delta \nu_r$, зменшуючи амплітуду коливань на 30% від максимальної амплітуди по обидва боки від резонансу.

Динамічний модуль пружності розрахований за формулою:

$$E_1 = 38,3 \frac{\rho \cdot \ell^4}{h^2} \left[\nu_r + \frac{1}{8} (\Delta \nu_r)^2 \right] \cdot 10^{-9}, \text{ МПа; } \text{густина } \rho \text{ вимірюється в г/см}^3, \text{ величини}$$

h і ℓ - в мм, частоти ν_r і $\Delta \nu_r$ - в Гц.

Висновки. Досліджені матеріали показали достатню стабільність модулів пружності в діапазоні температур 20-60⁰С та можуть бути використані як конструкційні матеріали для виготовлення деталей кріплення стрижневих апаратів зовнішньої фіксації переломів кісток у системах остеосинтезу.

Мусієнко О.С., студ. 3-го курсу; Бондар В.К., хірург; Шидловський М.С., к.т.н, доц.

НАТУРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ З'ЄДНАННЯ ІМПЛАНТА, ЩО ЗАМІНЮЄ ГОЛОВКУ СТЕГНОВОЇ КІСТКИ, З КІСТКОВОЮ ТКАНИНОЮ

Мета досліджень. У сучасній хірургії для заміни пошкоджених елементів опорно-рухового апарату використовують велику кількість різних типів імплантів (ендопротезів) [1, 2]. Для обґрунтованого вибору оптимальних типів цих імплантів потрібна їх оцінка з точки зору не тільки клінічних, але і біомеханічних показників. Зазначена оцінка забезпечує високу достовірність при застосуванні натурних випробувань (принаймні на початковому етапі досліджень).

Задача вимірювання надійності з'єднання ніжки ендопротеза з кістковою тканиною (КТ) всередині стегнової кістки (рис. 1) ускладнена такими обставинами: 1 - максимальна міцність з'єднання досягається лише через кілька місяців після установки імпланту; 2 - виміряти твердість, а тим більше міцність з'єднання безпосередньо на пацієнті в принципі не є можливим.



головка ендопротезу
кортикальна кісткова тканина
ніжка ендопротезу
губчаста кісткова тканина

Рис. 1. Рентгенограма ендопротезу, з'єднаного зі стегною кісткою



Рис. 2. Стегнова кістка, підготовлена до введення імпланту

У зв'язку з цим запропоновано моделювати губчасту (спонгіозну) КТ, яка після регенерації з'єднує імплант з кісткою, спеціальним композиційним матеріалом (епоксидна смола з полімерним пористим наповнювачем). При цьому структура затверділої епоксидної смоли імітує перемички спонгіозного шару, адгезійні властивості смоли забезпечують надійне з'єднання губчастого шару-імітатора з ендопротезом і кортикальної частиною основної кістки.

Матеріали і методи. Використані ампутовані стегнові кістки без пошкоджень у проксимальній області. Після підготовки препаратів (рис. 2), у кістковий ствол вводили імітатор спонгіозної тканини і встановлювали ендопротез. Процес затвердіння займав не менше доби, після чого препарат випробовували на стиск, кручення і згин. Навантаження передавали через головку ендопротеза. За величиною виникаючих деформацій оцінювали властивості ендопротезів з гладкою і рельєфною поверхнею ніжки.

Висновки. Описаний метод моделювання спонгіозної КТ можна використовувати у випадках, коли виникає необхідність оцінити якість з'єднання імпланту з кісткою і при цьому неможливо шляхом прямого натурального експерименту відтворити реальний процес регенерації КТ.

Література: 1. Проблемы прочности в биомеханике / Под ред. акад. И.Ф. Образцова. – М.: Высшая школа, 1988. – 310 с. 2. Мюллер М.Е. и др. Руководство по внутреннему остеосинтезу. – М.: Ad Marginem, 1996. – 750 с.

РОЗРАХУНОК НДС ВУЗЛІВ КРІПЛЕННЯ СТРИЖНЕВИХ АПАРАТІВ ФІКСАЦІЇ ПЕРЕЛОМІВ КІСТОК

Для розрахунків внутрішніх зусиль і деформацій (взаємних зміщень частин) у системах остеосинтезу, що застосовуються в травматології, останнім часом широко застосовують комп'ютерне моделювання на основі методу скінченних елементів. Найважливішими завданнями комп'ютерного моделювання є точне відтворення геометричних характеристик біологічних і механічних компонентів системи, обґрунтоване завдання механічних властивостей зазначених компонентів та адекватне відтворення характеру діючих навантажень.

Об'єкт та метод розрахунку. Розроблений новий вузол кріплення стрижнів для апарату зовнішньої фіксації переломів, що застосовується для хірургії. Розрахунок НДС цієї конструкції виконували за допомогою програми "ANSYS Workbench 15.0" у середовищі "Static Structural". Задача ускладнена значною кількістю контактів деталей вузла кріплення. Застосоване згущення сітки поблизу отворів та в місцях, що мають небезпечний переріз.

У зв'язку з цим було запропоновано окремий розрахунок двох кілець, на які діють найбільші навантаження. При цьому зберігалися значення сил та напружень, що виникали в деталях.

У середовищі "Static Structural" програмного пакету "ANSYS Workbench" було введено механічні характеристики матеріалу, який зв'язали з геометрією кілець. Було накладено сітку на кожне кільце, яка становила близько 16000 елементів. У схемі моделювали навантаження стиску і кручення. Навантаження передавались через стрижні, що були зв'язані з кільцями. Були розраховані деформації ті напруження, що не перевищували допустимих значень.

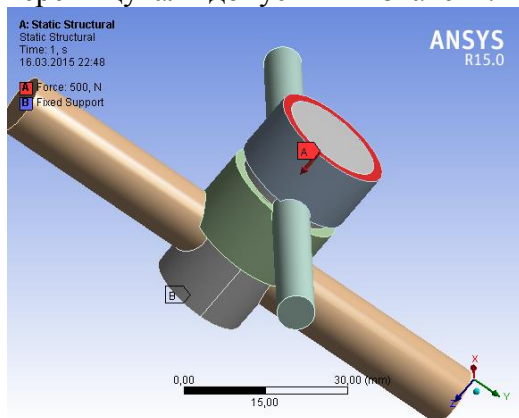


Рис. 1. Модель, що випробовувалась на розтяг/стиск

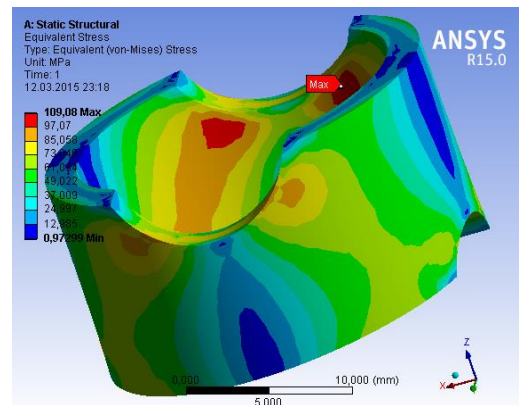


Рис. 2. Виникнення максимальних напружень на другому кільці при крученні

Висновки. Результат показує, що зразок витримує задані навантаження і його можна використовувати у виробництві кріплень для апарату. Описаний метод можна використовувати для розрахунків на міцність також інших кріплень апаратів, що містять аналогічні частини.

Визначено області, де виникли найбільші напруження у деталі, а також проаналізовано придатність матеріалу, що використовувався. Запас міцності матеріалу виявився достатнім для апаратів, що використовуються в хірургії.

Перехрестенко О.В., Дорошук М.М., студ. 2-го курсу; Шидловський М.С., к.т.н., доц.

МЕДИЧНІ ПЛАСТМАСИ ХОЛОДНОГО ЗАТВЕРДІННЯ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇХ ВИПРОБУВАНЬ

Одним з полімерних матеріалів, що використовуються у багатьох медичних напрямках, є пластмаси холодного затвердіння. Зокрема, вони застосовуються в стоматологічній практиці для виготовлення знімних зубних протезів, щелепно-лицьових і ортодонтичних апаратів, знімних шин-протезів при пародонтозі та інших цілей.

Доступність та простота технологічних операцій дає змогу використання цих пластмас з іншими цілями, не пов'язаними безпосередньо з стоматологічним застосуванням. Так, останнім часом в лабораторії біомеханіки та композиційних матеріалів кафедри ДММ та ОМ ММІ НТУУ "КПІ" такі пластмаси використовують як допоміжні матеріали в дослідженнях механічних властивостей систем остеосинтезу.

В даний час в зазначеній лабораторії проводяться роботи по удосконаленню стрижневих апаратів зовнішньої фіксації переломів довгих кісток. Для виготовлення вузлів кріплення стрижнів цих апаратів запропоновано застосувати пластмасу холодного затвердження Протакрил-М.

Його випускає Харківський завод медичних пластмас і стоматологічних матеріалів. До складу протакрилу входять порошок і рідина. Порошок являє собою суміш дрібнодисперсного полі-метилметакрилат в кількості 96,5%, перекису бензоїлу (1,5%) і дисульф-анамина (активатора) в кількості 2%. Рідиною є метилметакрилат. У неї доданий диметил-паратолуїдин як активатор в кількості 0,1-0,2%.

В інформаційних мережах міститься значний об'єм відомостей про ці матеріали, а саме: назви виготовлювачів, склад матеріалів, галузі та способи використання і багато іншого. Разом з тим, практично відсутні хоча б орієнтовні значення механічних показників навіть найбільш розповсюджених марок пластмас даного класу.

Постановка задачі. У зв'язку з тим, що експлуатація стрижневих апаратів фіксації переломів супроводжується значними (до 1000Н) фізіологічних навантажень, виникла необхідність дослідити характеристики міцності та пружності матеріалів, що плануються для застосування.

Виготовлення зразків [1] здійснювали шляхом заливки змішаних компонент пластмаси (рис. 1а) в алебастрові форми (рис. 1б), їх затвердження та обробки шліфувальним інструментом для ліквідації пошкоджень поверхні (рис. 1в).



Рис. 1. Компоненти пластмаси (а), заливка пластмаси у форми (б), готові зразки (в)

Для визначення міцносних та деформаційних характеристик матеріалів використовували універсальну випробувальну машину TIRAtest-2151. Стандартні зразки деформували зі швидкістю 100 мм/хв і за діаграмами розтягу визначали умовну границю міцності, відносне видовження при розриві, а також розраховували модуль пружності.

Література. 1. ГОСТ 11262-80 "Пластмассы. Метод испытания на растяжение"

Дорошук М.М., Перехрестенко О.В., студ. 2-го курсу; Шидловський М.С., к.т.н., доц.

ХАРАКТЕРИСТИКИ МІЦНОСТІ ПЛАСТМАСИ ХОЛОДНОГО ЗАТВЕРДІННЯ ПРОТАКРИЛ-М

Для використання пластмаси Протакрил-М як конструкційного матеріалу необхідно знати всі його основні механічні характеристики. На сьогодні в літературі, наскільки нам відомо, відсутні навіть орієнтовні дані про міцність та пружність зазначеного матеріалу. В лабораторії біомеханіки та композиційних матеріалів кафедри ДММ та ОМ ММІ НТУУ "КПІ" проведені випробування зразків пластмаси Протакрил-М, виготовлені способом холодного затвердіння. Використовували зразки у вигляді стандартних двобічних лопаток та зразки у вигляді смужок. Випробування проводили з використанням універсальної машини Tiratest (рис. 1) при швидкості переміщення рухомого затискувача 10 мм/хв.



Рис. 1. Зразок пластмаси Протакрил-М під час випробувань (а) та вид зразків після руйнування (б)

Були використані зразки таких розмірів: загальна довжина 80 мм; довжина робоча частини 45 мм; ширина робочої частини 4,9 – 5,2 мм; товщина робочої частини 1,9 – 3,2 мм. У процесі випробувань були записані діаграми деформування у координатах «навантаження – видовження», які перебудовані в діаграми у координатах «напруження – відносна деформація».

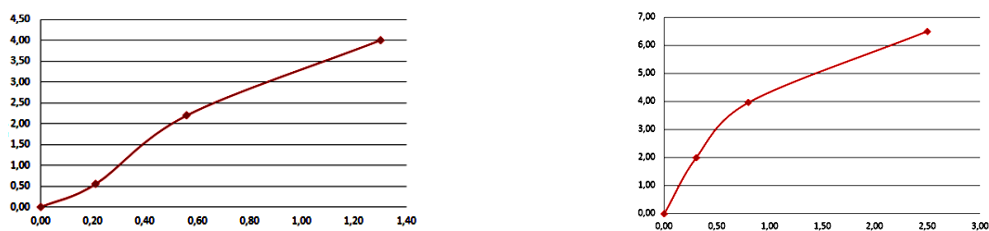


Рис. 2. Діаграми деформування зразків пластмаси Протакрил-М у координатах «навантаження ($H \cdot 10^{-2}$) - видовження (мм)»

За діаграмами деформування одержані такі дані для базової рецептури Протакрил-М при стандартному співвідношенні вихідних компонентів: границя міцності (напруження при руйнуванні) 34,15...35,79 МПа; максимальне відносне видовження 0,77–2,21 %.

Проведені такі випробування зазначеної пластмаси: деформування зразка у вигляді бруска при три точковому згині, випробування на міцність у діапазоні температур від 20⁰С до 80⁰С. Результати випробувань обговорюються у доповіді.

Література. 1. ГОСТ 11262-80 "Пластмассы. Метод испытания на растяжение"
ГОСТ 4648-71 "Пластмассы. Метод испытания на статический изгиб"

ЗМІСТ

	Стор.
1. Богдашевська І.О. , Боронко О.О. Визначення власних частот коливань редуктора приводу тунельного ескалатора, як складної механічної коливної системи	3
2. Совгір К.Г. , Боронко О.О. Визначення власних частот коливань автомобіля	4
3. Боюка О.Ю. , Боронко О.О. Класичний флатер. Знаходження критичної швидкості	5
4. Тетьора С.В. , Боронко О.О. Порівняльний аналіз значень власних частот при згинних коливаннях балки Тимошенка з технічною теорією ..	7
5. Фоменко А.С. , Боронко О.О. Розрахунок власних коливань балки з трьома степенями вільності з урахуванням симетрії	8
6. Лук'яненко К.М. , Боронко О.О. Кінематичне збудження коливань системи з двома степенями вільності	10
7. Фепа В.В. , Боронко О.О. Умова антирезонансу для системи з двома степенями вільності	11
8. Якименко Р.В. , Шукаєв С.М., Рудаков К.М. Розробка спрощеного алгоритму чисельного розрахунку на міцність болтового з'єднання композиційних матеріалів з урахуванням впливу конструктивно-технологічних факторів	13
9. Бугайчук В.Ю. , Рудаков К.М. Дослідження методології оцінки граничного стану конструкційних матеріалів в умовах комбінованого багатоциклового асиметричного навантаження	14
10. Максимчук А.І. , Шукаєв С.М., Рудаков К.М. Оцінка напружено-деформованого стану однозрізного болтового з'єднання композиційних матеріалів з урахуванням впливу конструктивно-технологічних факторів	17
11. Матюшенко А.С. , Рудаков К.М. Про чисельне дослідження впливу розшарування ПКМ на характеристики напружено-деформованого стану в зоні отворів болтових з'єднань	19
12. Михайленко О.П. , Рудаков К.М. Про чисельне дослідження впливу відколів поверхневих шарів пкм на характеристики напружено-деформованого стану в зоні отворів болтових з'єднань	20
13. Шандура А.С. , Рудаков К.М. Про застосування змішаних 3D моделей ПКМ при моделюванні болтових з'єднань	21
14. Ясінська М.А. , Заразовський М.М. Оцінка прогнозуючої здатності мікромеханічних методик розрахунку жорсткості, міцності та коефіцієнтів Пуасона односпрямованих композитів	22
15. Нагородна Г.П. , Яхно Б.О. Вплив зони термічного впливу у зварному з'єднанні на розподіл залишкових напружень та деформацій	24
16. Баклицький С.Б. , Яхно Б.О. Розрахунок дефектів зварних з'єднань з використанням програмного комплексу ABAQUS STUDENT EDITION ..	25
17. Баклицький С.Б. , Яхно Б.О., Тимошенко О.В. Вплив циклічного навантаження на пошкоджуваність конструкційного авіаційного сплаву Д16чТ	26
18. Будулаті О.І. , Заховайко О.П. Аналіз напружено-деформованого стану кронштейна механізму підняття-випуску закрилка літака на різних етапах його роботи	27
19. Завгороднєв П.Д. , Заховайко О.П. Дослідження механічних коливань пружинного демпфера за допомогою програми "Універсальний механізм"	28

	Стор.
20. Бурлак К.П., Рыбалка А.А., Цыбенко А.С. Определение динамических характеристик наноспутника POLYTAN-2	30
21. Завгороднев П.Д., Рыбалка А.А., Цыбенко А.С. Работа центробежных сил инерции в пружинно-маятниковой механической системе	31
22. Лук'яненко К.М., Кришук М.Г. Застосування інформаційних технологій для аналізу машинобудівних конструкцій в середовищі комп'ютерного моделювання SOLIDWORKS	33
23. Фоменко А.С., Нос Є.М., Кришук М.Г. Застосування інформаційних технологій для аналізу машинобудівних конструкцій в системі комп'ютерного моделювання CATIA V5	34
24. Малюченко Є.О., Лисенко Р.Б., Кришук М.Г. Імітаційне моделювання деформованого стану гіперпружних матеріалів передньої черевної стінки людини	36
25. Грехньов А.О., Бабенко А.Є. Вплив гіроскопічного ефекту на реакції опор при динамічному навантаженні	37
26. Потапенко П.Ю., Лавренко Я.И., Бабенко А.Е. Определение собственных частот центрифуги с учетом гироскопического эффекта в зависимости от размещения опор	38
27. Маснуха І.О., Грабовський А.П. Оцінка пошкоджуваності конструкційних матеріалів при пружнопластичному деформуванні	40
28. Бугайчук В.Ю., Трубачев С.І. Визначення в'язкопружних властивостей полімерних волокон	41
29. Давиденко О.В., Трубачев С.І. Визначення навантаження на стійку шасі транспортного літака при посадці	43
30. Проскурін О.С., Трубачев С.І. Оцінка напружено-деформованого стану та оптимізація траверси основної опори шасі літака	44
31. Пітцик Т.Є., Халімон О.П. Термодинаміка незворотних процесів та кінетика накопичення пошкоджень при малоцикловій втоми	45
32. Царик Б.Р., Коваль В.В., Халімон О.П. Визначення механічних властивостей багатошарових композиційних матеріалів	47
33. Цибенко Г.Г., Халімон О.П., Коваль В.В. Енергетичні методи оцінки максимальних напружень в зонах їх концентрації з урахуванням пошкоджуваності при простому навантаженні	49
34. Яковлева С.І., Халімон О.П. Визначення параметра "заліковування" мікротріщин в алюмінієвому сплаві	50
35. Фам Д.К., Халімон А.П., Бондарец А.А. Моделирование кинетики накопления повреждений в алюминиевом сплаве АМг2	52
36. Отмахов М.О., Чемерис О.М. Частоти коливань порталної рами	53
37. Бабієнко С.А., Чемерис О.М. Частота несиметричних коливань рами ...	54
38. Мусієнко О.С., Чемерис О.М. Нижня частота коливань стропильної ферми	56
39. Демидюк Т.П., Бабак А.М., Порівняння деформаційних кривих втоми в залежності від методу визначення параметрів рівняння Басквіна – Менсона – Коффіна	57
40. Перекрест В.В., Бабак А.М. Вимір швидкості та прискорень пасажирського ліфта	58
41. Петін С.Р., Бабак А.М. Випробування поворотного кулака для боліда формули студент КПП	59

	Стор.
42. Петін С.Р. , Бабак А.М. Випробування демпфера для боліда формули студент КПП	61
43. Сук Д.О. , Бабак А.М. Аналіз несучої здатності будівельних текстильних стрічок різних типів	62
44. Димань М.М. , Шидловський М.С. Метод вимірювання біомеханічних характеристик засобів зрощування переломів кісток стопи людини	63
45. Шавловський С. , Шидловський М.С. Біомеханічні властивості систем фіксації переломів великогомілкової кістки при дії зовнішніх навантажень	64
46. Мазо В. , Кришук М.Г., Шидловський М.С. Дослідження деформацій у системах "апарат фіксації – великогомілкова кістка" під впливом фізіологічних навантажень	65
47. Гусенко О.Р. , Шпак Д.Ю., Шидловський М.С. Методи випробувань компонентів стрілецької зброї на міцність при статичних та ударних навантаженнях	66
48. Бондар А.М. , Шидловський М.С. Методика випробування стрижневих апаратів фіксації переломів пальців	67
49. Васильченко Б.М. , Гризівський М.І. , Шидловський М.С. Удосконалена конструкція вузла апарата фіксації переломів кісток та його міцність при дії монтажних навантажень	68
50. Гризівський М.І. , Васильченко Б.М. , Шидловський М.С. Виготовлення вузлів кріплення стрижневого апарату фіксації переломів кісток та їх міцність при дії фізіологічних навантажень	69
51. Яковлева С.І. , Шидловський М.С. Конструкційні пластмаси у засобах захисту та зброї (огляд)	70
52. Мишко М.В. , Шидловський М.С. Дослідження пружних властивостей пластмас медичного призначення динамічним методом	71
53. Мусієнко О.С. , Бондар В.К., Шидловський М.С. Натурне моделювання з'єднання імплантата, що замінює головку стегнової кістки, з кістковою тканиною	72
54. Іщенко О.А. , Кришук М.Г., Шидловський М.С. Розрахунок НДС вузлів кріплення стрижневих апаратів фіксації переломів кісток	73
55. Перехрестенко О.В. , Дорошук М.М. , Шидловський М.С. Медичні пластмаси холодного затвердіння та особливості їх випробувань	74
56. Дорошук М.М. , Перехрестенко О.В. , Шидловський М.С. Характеристики міцності пластмаси холодного затвердіння ПРОТАКРИЛ-М	75

ДЛЯ НОТАТОК

Підписано до друку 03.04.2015р. Формат 60х90/16
Папір офсетний. Друк – різнографія. Наклад 100 прим.

НТУУ "КПІ", ММІ