

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТА МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ І ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ДИНАМОМЕТРИЧНОЇ ШАЙБИ

Рассматривается задача математического моделирования, расчета и выбора оптимальных параметров динамометрических шайб ответственных резьбовых соединений машин и механизмов. Демонстрируются возможности применения моделей и методов теории оболочек и теории оптимальных процессов.

ELABORATION OF CALCULATION AND OPTIMIZATION MATHEMATICAL MODELS OF DYNAMOMETRIC WASHER PARAMETERS

The task of the mathematical modeling, calculation, choosing of optimal parameters of dynamometric washer for machinery crucial threading connection are researched. The models and methods application opportunities of shell theory and optimal process theory are demonstrated.

Стан проблеми. Різьбові з'єднання деталей машин і механізмів, а також конструкцій між собою і з фундаментами є найбільш поширеним способом їх з'єднання [1-3].

Багаточисленні дослідження і практика роботи болтових, гвинтових, шпилькових і інших різьбових з'єднань показує важливість визначення оптимальних зусиль затяжки різьби для покращення їх експлуатаційних якостей. Контроль натягу більшої частини різьбових з'єднань виконується, як правило, на стадії збірних операцій при монтажі і визначає працездатність, надійність і довговічність роботи агрегатів у подальшому. На підприємствах з високою культурою виробництва контролюються натяги 70–80% використовуваних різьбових з'єднань, а в ракетобудуванні, авіації, при виготовленні сучасних транспортних засобів – 95–100%. Відсутність же контролю натягу різьб погіршує експлуатаційні якості машин і механізмів, приводить до підвищення трудовитрат і безпеки їх використання. Серед причин такого становища є існуюча недооцінка розробниками устаткування серйозності наслідків безконтрольного затягування різьб та дефіцит ефективних засобів проведення такого контролю.

Серед існуючих засобів контролю зусиль затяжки різьбових з'єднань слід виділити такі:

– контроль величини зусилля за величиною моменту закручування.

У цьому випадку величина натягу болтів контролюється, як правило, заміром прикладеного до гайки крутячого моменту за допомогою спеціальних ключів. У формулі для підрахунку моменту затяжки, крім величин, що характеризують параметри болта і інструменту, присутній, так званий, коефіцієнт закручування, що виражає залежність між прикладеним до гайки крутячим моментом і величиною натягу болта. Його величина залежить від цілого ряду факторів, таких як коефіцієнт тертя поверхні різьби болта і гайки, кута нахилу різьби, коефіцієнта тертя і опорної поверхні гайки, якості змащення різьби. При цьому використання динамометричних ключів може мати значні похибки, оскільки безпосередні обчислення деяких із зазначених фа-

кторів досить утруднені і їх визначення здійснюється, як правило, експериментально для кожної партії болтів, або в лабораторних умовах;

- контроль натягу за величиною кута повороту гайки.

Натяг болта за цим методом проводять у дві стадії: спочатку забезпечують щільне стягування з'єднуваного пакету і початковий натяг болтів, а далі додатково повертають гайку на необхідний кут. Слід зазначити, що у цьому випадку натяг безпосередньо не вимірюється, а його величина суттєво залежить від фактично непрогнозованої жорсткості з'єднувального пакету і стану поверхні кріплення.

- контроль за допомогою механічного заміру лінійного подовження болта (гвинта, шпильки).

Даний спосіб має більш високу у порівнянні з іншими способами точність, яка залежить, в основному, від можливостей пристроїв для вимірювання пружного (підпорядкованому закону Гука) подовження розтягнутої частини болта, з використанням штанген- або мікрометричними інструментів, індикаторів і та ін., якщо це дозволяє місце встановлення з'єднувального елемента.

- тензометричний контроль натягу.

Цей спосіб є досить точним, хоча і досить затратним методом контролю. У той же час такі вимірювання можуть проводитись лише при наявності спеціалізованого обладнання і то лише за певних умов використання різьбового з'єднання, оскільки тензодатчики повинні бути наклеєними безпосередньо на болт.

Крім установки звичайних шайб, серед методів і засобів контролю різьбових з'єднань ефективним є використання шайб спеціальної конфігурації, натяг яких контролюється шляхом вимірювання деформацій деяких проміжних елементів з'єднання, наприклад, величини пластичних деформацій спеціальних виступів на опорній поверхні шайби. Такі шайби є досить надійними і можуть бути встановленими як під гайки, так і під головки болтів, включаючи їх використання в різьбових з'єднаннях за допомогою шпильок, анкерів і в інших випадках.

У той же час слід також звернути увагу на можливість падіння зусиль затяжки у всіх розглянутих вище випадках, внаслідок релаксації напружень у різьбовому з'єднанні, пов'язану з температурами, недостатніми пружними видовженнями болтів, особливо при випадкових перевантаженнях і, як наслідок, появи в них залишкових деформацій; нерівності поверхні та елементів з'єднувального пакету, відгвинчування гайки в результаті вібрації та ін. Тому достатньо важливим є дослідження проблем, пов'язаних з забезпеченням машинобудівників, монтажників та гірників високоефективними засобами контролю натягу в болтах, гвинтах і т.д.

Постановка задачі. З метою дослідження окремих аспектів цієї досить важливої проблеми у поданій статті проводиться розробка математичних моделей та методики розрахунку і відшукування оптимальних параметрів динамометричної шайби спеціальної конфігурації, як тонкої пружної оболонки обертання [4] з меридіаном, у загальному випадку, довільної форми, конструкція якої могла б забезпечити досить простий контроль затяжки таких відповідальних різьбових з'єднань. Оптимізація параметрів шайби здійснюється з застосуванням методів теорії оптимальних процесів [5].

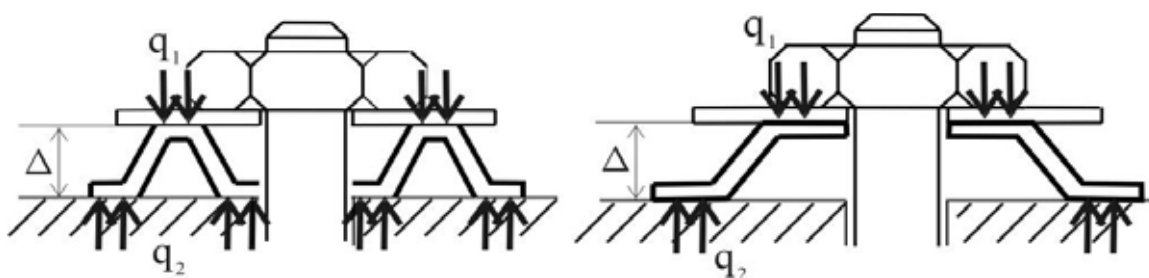


Рис. 1

Динамометрична шайба виготовляється з пружинної сталі з підвищеною границею пружності матеріалу і має рівномірно розміщені по периметру контактуючі поверхні (рис. 1). Шайба може складатися з трьох круглих пластинок та двох конічних оболонок (рис. 2), двох пластинок та конічної оболонки, а у загальному випадку раціональна форма меридіану шайби-оболонки визначається розв'язуванням відповідної оптимізаційної задачі.

Зусилля натягу болта може бути визначене із залежності

$$T = \sigma F_b = q_1 F_1 = q_2 F_2, \quad (1)$$

де σ - напруження затяжки; F_b - площа болта; F_1, F_2 - площі контактуючих поверхонь; q_1, q_2 - розподілені навантаження на гайку і контактну поверхню.

Використання шайби такої конфігурації дає можливість установлювати її під гайку і здійснювати контроль зусиль затяжки за допомогою простого щупа, а високі пружні властивості шайби зменшують потребу періодичної дозатяжки болта внаслідок дії післязбірочних монтажно-експлуатаційних навантажень на болтове з'єднання. При цьому деформування шайби при затяжці гайки відбувається до заданого припустимого зазору, величина якого попередньо визначається за результатами комп'ютерного моделювання та вірефікаційних експериментальних досліджень.

Математична модель та методика проектування. Комп'ютерне моделювання поведінки та оптимального керування параметрами динамометричної шайби здійснюється з використанням рівнянь моментної теорії оболонок, одержаних у припущенні, що оболонки обертання можуть мати, у загальному випадку, довільний закон зміни їх товщини $h(s)$ уздовж меридіану будь-якої форми і є однорідними, ізотропними, тонкими і пружними. Приймається також справедливості гіпотез Кірхгофа-Лява [4]. Оскільки розглядається осесиметричне деформування шайби, всі компоненти напружено-деформованого стану оболонки, є функцією лише координати s .

Слід зазначити, що у випадку загальноприйнятого подання сил і переміщень системи рівнянь стану оболонки в локальній системі координат, коефіцієнти системи можуть мати розриви у точках, де стрибками змінюється кривизна меридіану. Якщо ж меридіан оболонки складається з декількох ділянок з кутовими точками між ними, виявляється необхідним складати рівняння сумісності для стиковки різних ділянок, що досить незручно для розглядуваного у статті випадку.

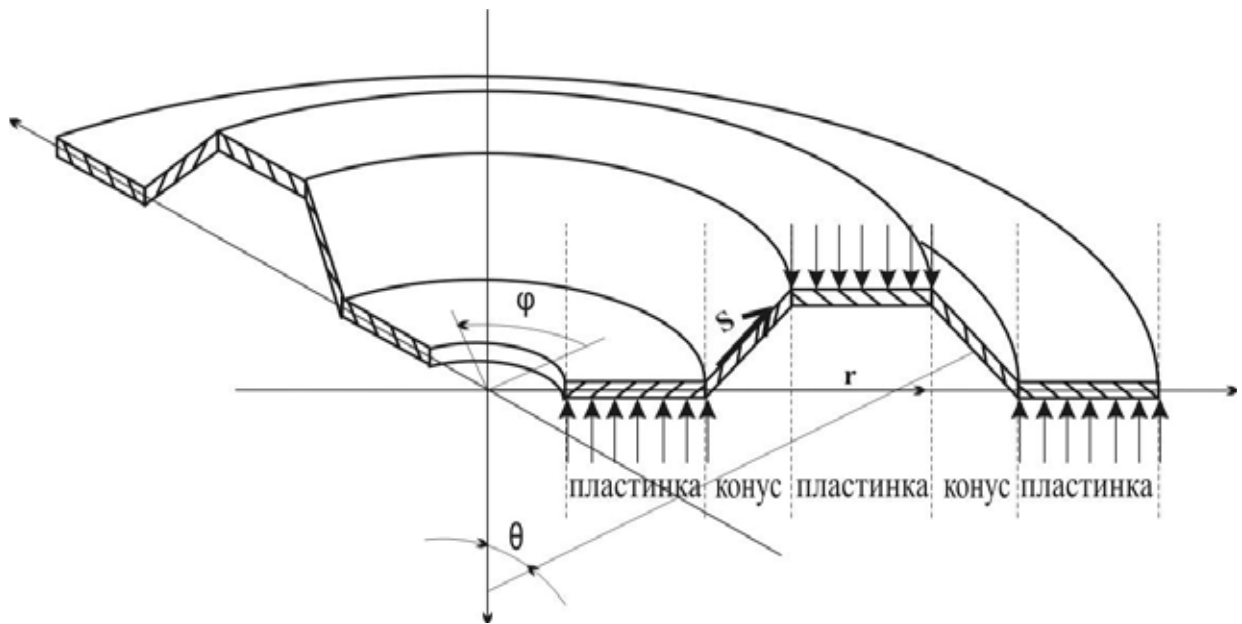


Рис. 2

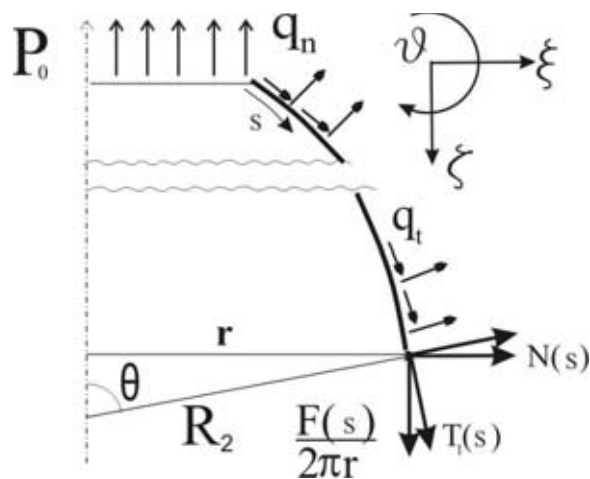


Рис. 3

Ці труднощі можна обійти, якщо перейти до глобальних координат. Для цього сили і переміщення серединної поверхні оболонки проектується не на дотичну і нормаль до меридіану, а на нормаль до осі симетрії оболонки і на саму вісь (рис. 3). При цьому вводяться у розгляд нормальна до осі симетрії складова зусилля N , що називається розпірною силою

$$N = T_1 \cos \theta + Q \sin \theta. \quad (2)$$

та осьове сумарне навантаження на виділену ділянку оболонки $F(s)$

$$(T_1 \sin \theta - Q \cos \theta) 2\pi r = F(s), \quad (3)$$

що з урахуванням рівнянь рівноваги, складається з осьового навантаження на вер-

хній край оболонки і проєкцій на вісь розподілених по поверхні ділянки зовнішніх навантажень q_l і q_n , тобто

$$F(s) = P_0 + \int_{s_0}^s (q_n \cos \theta - q_l \sin \theta) 2\pi r dr. \quad (4)$$

Звідки зусилля T_l і Q подаються наступним чином:

$$T_l = \frac{F(s)}{2\pi r} \sin \theta + N \cos \theta; \quad Q = \frac{F(s)}{2\pi r} \cos \theta + N \sin \theta. \quad (5)$$

Система диференціальних рівнянь стану оболонки відносно перших похідних відшукуваних компонент $\bar{Y}(\xi, \vartheta, Nr, M_l r, \zeta)$ напружено-деформованого стану має наступний вигляд [4]

$$\frac{d\xi}{ds} = -\mu \frac{\cos \theta}{r} \xi - \vartheta \sin \theta + \frac{\cos^2 \theta}{Kr} (Nr) + \frac{\sin 2\theta}{4K\pi r} F(s); \quad (6)$$

$$\frac{d\vartheta}{ds} = -\mu \frac{\cos \theta}{r} \vartheta + \frac{1}{Dr} (M_l r); \quad (7)$$

$$\frac{d}{ds} (Nr) = \frac{Eh}{r} \xi + \mu \frac{\cos \theta}{r} (Nr) + \mu \frac{\sin \theta}{2\pi r} F(s) - r q_r; \quad (8)$$

$$\frac{d}{ds} (M_l r) = \frac{Eh^3}{12r} \vartheta \cos^2 \theta + \sin \theta (Nr) + \mu \frac{\cos \theta}{r} (M_l r) - \frac{\cos \theta}{2\pi} F(s); \quad (9)$$

$$\frac{d\zeta}{ds} = -\mu \frac{\sin \theta}{r} \xi - \frac{\sin 2\theta}{2Kr} (Nr) + \vartheta \cos \theta + \frac{\sin^2 \theta}{2K\pi r} F(s). \quad (10)$$

де $q_r = q_l \cos \theta + q_n \sin \theta$ - радіальна складова навантаження; $D = Eh^3 / (12(1 - \mu^2))$ - циліндрична жорсткість; $K = Eh / (1 - \mu)$ - жорсткість на розтяг.

Враховуючи змінність коефіцієнтів системи звичайних диференціальних рівнянь стану оболонки (6) – (10), її розв'язування при наявності відповідних крайових умов здійснюється чисельним методом ортогональної прогонки [4].

При цьому, як приклад, для шайби зображеної на рис. 1а маємо

при $s_0 \leq s < s_1$ пластинка $\theta = 0$, $R = s$;

$s_1 \leq s < s_2$ конус $\theta = -\alpha$, $R = (s - s_1) / \cos \alpha + s_1$;

$s_2 \leq s < s_3$ пластинка $\theta = 0$, $R = s$;

$s_3 \leq s < s_4$ конус $\theta = \alpha$, $R = s_4 - (s_4 - s) / \cos \alpha$;

$s_4 \leq s \leq s_5$ пластинка $\theta = 0$, $R = s$.

Задача оптимального проектування пружної динамометричної шайби, як складеної оболонки обертання, полягає у визначенні товщини стінки і параметрів форми меридіану її окремих складових елементів, що забезпечують максимальну жорсткість (надають мінімуму осьовим переміщенням такої оболонкової констру-

кції для створення можливості користування щупами після її навантаження натягом гайки для певного набору параметрів Δ (рис. 1)) при збереженні властивостей пружності матеріалу (виконанні умов міцності) та вдоволенні низки конструктивних вимог. Додатково задається кількість матеріалу (що теж варіюється), необхідного для виготовлення такої шайби. Відсутність такого обмеження вочевидь привела б (виходячи із необхідності виконання вихідного критерію задачі) до проекту шайби із необмеженої кількості матеріалу.

Задача оптимізації параметрів оболонки обертання інтерпретується як задача оптимального керування з обмеженнями, накладеними на керування і фазові координати і розв'язується на основі принципу максимуму Л.С. Понтрягіна [5]. У загальному випадку відшукується змінна вздовж меридіана товщина стінки оболонки $h(s)$, що надає мінімуму осьовим переміщенням такої складеної оболонки

$$s_L = \int_{s_0}^{s_N} \left(-\mu \frac{\sin \theta}{r} \zeta - \frac{\sin 2\theta}{2Kr} (Nr) + \vartheta \cos \theta + \frac{\sin^2 \theta}{2K\pi r} F(s) \right) ds$$

при виконанні рівнянь стану (6) – (10) з прийнятими крайовими умовами

$$s = s_0 : \xi = 0; M = 0; \quad s = s_0 : M = 0; N = 0, \quad (11)$$

вдоволенні обмеженням міцності та конструктивним вимогам, відповідно

$$a) \bar{\sigma}(h, \bar{Y}, s) \leq [\bar{\sigma}]; \quad б) h(s) \geq h_0, \quad (12)$$

та наявності обмеження на кількість матеріалу, необхідного для виготовлення динамометричної шайби

$$\min_{s_0}^{s_N} 2\pi\rho \int_{s_0}^{s_N} r(s)h(s)ds = V_0. \quad (13)$$

Діючі напруження σ_1 , σ_2 як і τ_{1z} , можуть бути виражені [4, 6] через компоненти фазових змінних у вигляді

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{\cos \theta}{rh} (Nr) + \frac{12z}{rh^3} (M_1 r) + \frac{\sin \theta}{rh} \frac{F(s)}{2\pi}; \\ \sigma_2 &= \frac{E}{r} + \frac{Ez \cos \theta}{r} \vartheta + \frac{\mu \cos \theta}{rh} (Nr) + \frac{12\mu z}{rh^3} (M_1 r) + \frac{\mu \sin \theta}{rh} \frac{F(s)}{2\pi}; \\ \tau_{1z} &= \frac{3}{2h} \left(1 - \frac{4z^2}{h^2} \right) \left(\frac{\sin \theta}{r} (Nr) - \frac{\cos \theta}{r} \frac{F(s)}{2\pi} \right), \end{aligned} \quad (14)$$

а обмеженнями міцності (12,а) (далі приймається, що найбільші напруження виникають на поверхні оболонки $z = \pm h/2$) служать умови

$$\max_z \sigma_i \leq [\sigma], \text{ де } \sigma_i = \sqrt{\sigma_l^2 - \sigma_l \sigma_2 + \sigma_2^2 + 3\tau_{l_z}^2}. \quad (15)$$

Гамільтоніан задачі має вигляд

$$\begin{aligned} H = & \mu \frac{\sin \theta}{r} \xi - \frac{\sin 2\theta}{2Kr} (Nr) - \vartheta \cos \theta - \frac{\sin^2 \theta}{2K\pi r} F(s) + \lambda_l \left(-\mu \frac{\cos \theta}{r} \zeta - \vartheta \sin \theta + \frac{\cos^2 \theta}{Kr} (Nr) + \frac{\sin 2\theta}{4K\pi r} F(s) \right) + \\ & + \lambda_2 \left(-\mu \frac{\cos \theta}{r} \vartheta + \frac{I}{Dr} (M_l r) \right) + \lambda_3 \left(\frac{Eh}{r} \xi + \mu \frac{\cos \theta}{r} (Nr) + \mu \frac{\sin \theta}{2\pi r} F(s) - r q_r \right) + \\ & + \lambda_4 \left(\frac{Eh^3}{12r} \vartheta \cos^2 \theta + \sin \theta (Nr) + \mu \frac{\cos \theta}{r} (M_l r) - \frac{\cos \theta}{2\pi} F(s) \right) + \lambda_5 r(s) h(s) + \psi(\sigma - [\bar{\sigma}]). \end{aligned} \quad (16)$$

Тут ψ - множник Лагранжа для врахування обмеження (15), $\bar{\lambda}_i(s)$ ($i=1,4$) - спряжені функції, що визначаються розв'язуванням системи

$$\frac{d\lambda_l}{dx} = -\frac{\partial H}{\partial \xi}; \quad \frac{d\lambda_2}{dx} = -\frac{\partial H}{\partial \vartheta}; \quad \frac{d\lambda_3}{dx} = -\frac{\partial H}{\partial (Nr)}; \quad \frac{d\lambda_4}{dx} = -\frac{\partial H}{\partial (M_l r)} \quad (17)$$

з крайовими умовами трансверсальності [6] $\lambda_2(s_0) = \lambda_3(s_0) = 0$; $\lambda_l(s_L) = \lambda_2(s_L) = 0$, а $\lambda_5 = c = \text{const}$ — із нелінійного алгебраїчного відносно „ c ” рівняння (13), після підстановки в нього оптимального керування $h^*(s)$, яке визначається із умови максимуму гамільтоніана $\sup_{h \in Dm} H(\bar{Y}^*, \bar{\lambda}^*, h, s)$.

Чисельне розв'язування задачі у цілому і відшукування оптимального розподілу товщини $h=h(s)$ динамометричної шайби здійснюється шляхом вдоволення одержаним вище необхідним умовам оптимальності з використанням запропонованого в [7] методу послідовних наближень, а для оптимізації форми меридіану шайби ефективною виявилась методика викладена у роботі [8].

У той же час, незважаючи на переваги одержуваної оболонкової конструкції неперервно змінної жорсткості за вибраним критерієм та результатами виконання всіх накладених обмежень, її використання, як динамометричної шайби, з точки зору технологічних і експлуатаційних якостей є досить проблематичним. У зв'язку з цим виникає необхідність відшукування оптимального керування у класі кусково-постійних функцій. Задачу у такій постановці звичайно прийнято формулювати у термінах задачі нелінійного програмування, хоча при її реалізації і виникає ціла низка своїх труднощів. У той час як застосування принципу максимуму виявляється ефективним і у цьому випадку.

Задача раціонального проектування полягає в доробці проекту оптимальної змінної жорсткості за умовами технологічності шляхом найкращої апроксимації функції товщини стінки $h(s)$ оболонки обертання певною кусково постійною товщиною h_i з довжинами ділянок l_i ($i=\overline{1,k}$), що зводиться до відшукування мінімуму функції

$$V = \min_{h_i, l_i \in D_k} (V_{\text{var}} - V_c)^2, \quad (18)$$

де для оболонок обертання

$$V_{\text{var}} = 2\pi \int_{s_0}^{s_L} h(s)r(s)ds; \quad (a) \quad V_c = 2\pi \sum_{i=1}^k l_i h_i r_i, \quad (б) \quad (19)$$

а область D_k визначається умовами:

$$h_i \geq \max_{s_i \in [s_e, s_j]} h_\sigma(s_i); \quad h_i \geq h_0; \quad (a) \quad \sum_{i=1}^k l_i = L = s_L - s_0; \quad l_i \geq 0. \quad (б) \quad (20)$$

Тут k - кількість ділянок кусково-постійної жорсткості; $e, j \in \overline{1, k}$; $e < j$; а $r_0 \leq \dots < r_e < r_j < \dots \leq r_k$ - граничні точки k інтервалів постійної жорсткості, що співпадають з вузловими точками s_i проміжку інтегрування крайової задачі; $h_\sigma(s_i)$ - товщини оболонки, що визначаються із вимоги сталості керування $h_i = \text{const}$ на k проміжках $s_i \in [s_e, s_k]$. При цьому умова (20, а) еквівалентна виконанню обмеження (12, а) на окремих підінтервалах, довжини ділянок l_i при необхідності можна фіксувати, а розв'язування допоміжної задачі нелінійного програмування (18) - (20) реалізується на кожній ітерації загальної схеми методу послідовних наближень розв'язування задачі оптимального керування.

Висновки. Результати розрахунків показують, що максимальні осьові переміщення розглянутих оболонок-шайб з оптимальною неперервною змінною товщиною стінок (яку можна приймати за теоретично найкращий проект – „еталон”) є в 1,80÷1,85 рази меншими, ніж вихідної оболонки, виготовленої з такої ж кількості матеріалу, а для шайби з оптимальними кусково постійними параметрами товщини, цей показник складає 1,62÷1,66 разів. Тобто втрата переваги у жорсткості у порівнянні з теоретично найкращим проектом складає не більше 10%. Із аналізу одержаних результатів розрахунків та чисельного моделювання випливає також, що площа горизонтального поперечного перерізу шайби (із міркувань пружності і міцності) повинна бути фактично співвимірною з площею поперечного перерізу болта. Як наслідок, можна зробити висновок, що динамометричні властивості шайби можуть бути забезпечені лише пружними конструктивними елементами, що працюють на згин, оскільки деформування розтягу-стиску не може забезпечити ступінь чутливості шайби, що відповідає стандартному набору щупів або застосовуваним індикаторам інших типів.

У цілому слід зазначити, що спільне використання методів теорії оболонок і оптимальних процесів та алгоритму комп'ютерного моделювання поведінки об'єкту досліджень є досить ефективним засобом визначення оптимальних параметрів широкого кола динамометричних елементів [9]. Такий підхід може бути досить корисним для практичних розробок динамометричних шайб спеціальних конфігурацій з високими експлуатаційними властивостями.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. - М.: Машиностроение. -1990. -368с.
2. Справочник машиностроения (в 6-ти томах). – Т.4 // Под ред. Н.С. Ачеркана. М.:Гос.НТИ машин. литературы. -1956. 852с.
3. Жернаков В.С., Пернаков Е.Н., Якубов Р.Г. Ресурс и надежность резьбовых соединений – М.: Машиностроение. – 2003. – 292 с.
4. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций. - М.: Машиностроение. - 1977. - 488с.
5. Понтрягин Л.С., Болтянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.В. Математическая теория оптимальных процессов. - М.: Наука. - 1969. - 384 с.
6. Дзюба А.П., Левитина Л.Д. Оптимизация формы круглых пластин и оболочек вращения. – Дн-ск: ДГУ. – 1985. – 124с.
7. Дзюба А.П. Метод послідовних наближень розв'язування задач оптимального керування з обмеженими фазовими координатами для оптимізації силових елементів конструкцій // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Зб. наук. праць – Дн-ськ: Навчальна книга. – Т.5. – 1999. – С. 61-85.
8. Дзюба А.П., Левитина Л.Д., Філяшина І.А. Розрахунок та оптимізація форми меридіану оболонок обертання як чутливих елементів манометричних пристроїв // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Зб. наук. праць. – Дн-ськ: ДНУ. – 2003. – Вип.7. – С.34-40
9. Дзюба А.П., Левитина Л.Д. Гофрированная мембрана синусоидального профиля: Авторское свидетельство № 1170295 // Открытия и изобретения. – 1985. – № 28. – С.156.

УДК 621.039.543.4.004.82(477)

Д-р техн. наук, профессор Э.И. Черней (г. Москва),
канд. техн. наук, доцент С.Б. Тулуб (г. Киев),
канд. экон. наук, доцент Н.П. Сорока (г. Ровно)

ПРОБЛЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ЯДЕРНОГО ТОПЛИВА АВАРИЙНОГО ЭНЕРГБЛОКА ЧЕРНОБЫЛЬСКОЙ АЭС

Обґрунтовано доцільність використання бактеріального вилуджування урану з метою ліквідації осередків радіоактивності, які виникають внаслідок техногенних катастроф.

NUCLEAR COMBUSTIBLE RECYCLING PROBLEMS OF THE EMERGENCY POWER BLOCK ON CHERNOBIL ATOMIC POWER STATION

In clause the expediency of application of leaching by bacteria of uranium for liquidation of the centers of the radio-activity which has arisen owing to accidents of a technical origin is proved.

Актуальной проблемой в эпоху атомных технологий является локализация и нейтрализация территорий и источников потенциальной радиационно-экологической опасности, которые, несмотря на строжайшие меры безопасности, возникают вследствие аварий и катастроф. Одним из примеров таких трагических событий служит авария на Чернобыльской АЭС.

В объекте «Укрытие» Чернобыльской АЭС содержится 2 млн.м³ радиоактивных отходов (РАО) с общей активностью 24 Мки. В зоне отчуждения в период дезактивации накоплено 3720 м³ твердых радиоактивных отходов (ТРО) и 1800 м³ жидких радиоактивных отходов (ЖРО). Указанные РАО являются источниками альфа-излучения, так как содержат обломки тепловыделяющих элементов (ТВЭЛ). Одной из самых больших проблем «Укрытия» является судьба значительной части «утерянного» ядерного топлива, которое находилось во взорвавшемся реакторе. «Утерянное» ядерное топливо вызывает наибольшие опасения, поскольку несет угрозу возникновения самоподдерживающихся цепных реакций.