

ФРИКЦІЙНА ВЗАЄМОДІЯ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ З ДЕФОРМІВНИМ ЗАПОВНЮВАЧЕМ ПРИ НЕМОНОТОННОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Процес немонотонного навантаження деформівного заповнювача в циліндричній оболонці досліджено з урахуванням тертя Кулона. Числово-аналітичний опис петлі конструкційного демпфування отримано з використанням прикладних моделей.

У сучасній промисловості помітну роль відіграють вібраційні процеси. Робота всіх без винятку машин і механізмів безпосередньо пов'язана з виникненням вібрацій. У переважній більшості випадків вібрації погіршують міцність, надійність і довговічність промислових машин, механізмів і споруд, а також шкідливо впливають на здоров'я обслуговуючого персоналу. Таким чином, проблема віброізоляції є актуальною як у технічному, так і в соціальному розумінні.

Одним із шляхів розв'язання сформульованої проблеми є застосування віброзахисних пристроїв – амортизаторів, демпферів, динамічних гасників коливань тощо. Тому винятково важливого значення набувають дослідно-конструкторські і теоретичні дослідження в галузі розробки нових засобів віброзахисту та методики їх розрахунку.

В Інституті прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України розроблено перспективні конструкції віброізоляторів на основі нових віброзахисних пристроїв – оболонкових пружних елементів [6]. Головною ознакою конструкцій цього класу є застосування тонкостінних елементів (оболонки, пластин, стрижнів) як основної несучої і виконавчої ланки. За конструкторським виконанням – це є деформівні оболонкові системи з сухим тертям. Детальний огляд публікацій, присвячених дослідженню динамічних систем із різноманітними законами тертя, зроблено в статті [9]. При механіко-математичному моделюванні поведінки пружних елементів в умовах навантаження (взагалі кажучи, немонотонного) виникає клас нелінійних неконсервативних змішаних контактних задач про фрикційну взаємодію тонких оболонок з деформівним заповнювачем. Загальні підходи до формулювання і розв'язування таких задач, розроблені для спрощених одновимірних моделей, викладено у монографії [2]. Постановки, методи і розв'язки деяких задач цього класу та результати експериментальних досліджень подано у роботах авторів [1, 3, 5, 7, 8]. На основі асимптотичного аналізу отриманих розв'язків розроблено інженерну методику розрахунку оболонкових віброізоляторів [6].

У цій роботі розвинуто методику дослідження напружено-деформованого стану, податливості і демпфувальної здатності системи «циліндрична оболонка – деформівний заповнювач», яка моделює базовий пружний елемент оболонкових віброзахисних пристроїв.

Нехай пружний деформівний циліндр (заповнювач) радіуса R і довжини $2a$ поміщено в циліндричну оболонку завтовшки h_0 (рис. 1). Заповнювач стискається на торцях абсолютно жорсткими поршнями, до яких прикладено зовнішнє немонотонне за часом навантаження Q . Тертя між заповнювачем і поршнями нехтуємо. Характер контактної взаємодії оболонки і заповнювача визначається законом сухого тертя.

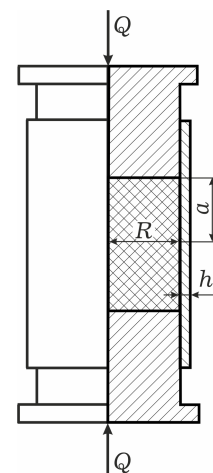


Рис. 1

З огляду на симетрію конструкції відносно площини, рівновіддаленої від поршнів, можемо розглянути половину системи (рис. 2), вважаючи переріз, який належить площині симетрії, гладко впертим у жорстку перепону. Осесиметричний напружено-деформований стан конструкції досліджуємо в циліндричних координатах $Or\theta z$.

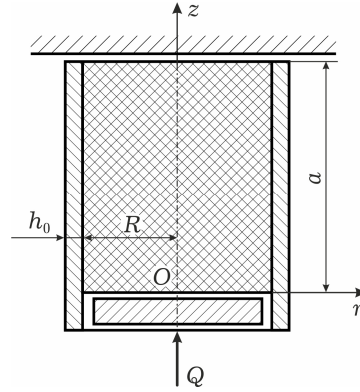


Рис. 2

За вихідні співвідношення для заповнювача та оболонки приймемо моделі певного рівня строгості, запропоновані в [3, 7, 8], які дають можливість аналітично розв'язати сформульовану задачу.

Приймемо, що у *заповнювачі* нормальні напруження σ_r , σ_β , σ_z та осьові переміщення u_z розподілені рівномірно, а дотичні напруження τ_{rz} і радіальні переміщення u_r – лінійно вздовж поперечного перерізу. Тоді, переходячи до системи безрозмірних координат $\ell = a/R$, $\zeta = z/a \in [0, 1]$, $\rho = r/R \in [0, 1]$, запишемо

$$\sigma_\rho = \sigma_\beta = \sigma, \quad \tau_{\rho\zeta} = \tau\rho, \quad u_\zeta = u, \quad u_\rho = w\rho. \quad (1)$$

Усереднені по площі поперечного перерізу рівняння рівноваги та закон Гука мають вигляд

$$\frac{d\sigma_\zeta}{d\zeta} + 2\ell\tau = 0, \quad (2)$$

$$\varepsilon_\zeta = \frac{1}{a} \frac{du}{d\zeta} = \frac{1}{E} (\sigma_\zeta - 2\nu\sigma), \quad \varepsilon_\rho = \varepsilon_\beta = \frac{w}{R} = \frac{1}{E} ((1 - \nu)\sigma - \nu\sigma_\zeta). \quad (3)$$

Тут w – радіальне переміщення поверхні $\rho = 1$; u – осьове переміщення перерізів заповнювача; E , ν – модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона матеріалу заповнювача; σ , τ – нормальне та дотичне напруження на бічній поверхні.

Моделні співвідношення (1)–(3) можна отримати операторним методом, а також суперпозицією розв'язків задач про радіальний і осьовий стиск суцільного циліндра, що доводить достатню адекватність побудованої моделі заповнювача на заданому рівні строгості.

Пружну рівновагу *оболонки* описуємо співвідношеннями безмоментної теорії [4]:

– *рівняння рівноваги*

$$\frac{dN_\zeta}{d\zeta} - a\tau_0 = 0, \quad N_\beta = -R\sigma_0; \quad (4)$$

– *фізичні співвідношення (закон Гука)*

$$\varepsilon_{\zeta 0} = \frac{1}{a} \frac{du_0}{d\zeta} = \frac{1}{E_0 h_0} (N_\zeta - \nu_0 N_\beta), \quad \varepsilon_{\beta 0} = \frac{w_0}{R} = \frac{1}{E_0 h_0} (N_\beta - \nu_0 N_\zeta). \quad (5)$$

Тут N_ζ , N_β – мембранні зусилля, σ_0 , τ_0 – задані на внутрішній поверхні оболонки напруження, u_0 , w_0 – осьове і радіальне переміщення оболонки, E_0 , ν_0 – модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона її матеріалу.

Фрикційну взаємодію оболонки і заповнювача описуємо співвідношеннями одностороннього контакту

$$[w] = 0, \quad \sigma_0 = \sigma < 0, \quad \tau_0 = \tau, \quad \zeta \in [0, 1], \quad (6)$$

і законом сухого тертя для немонотонного навантаження

$$\tau = f\sigma \operatorname{sgn} \frac{d[u]}{dt} = f\sigma \operatorname{sgn} \frac{d[u]}{dQ} \operatorname{sgn} \dot{Q}, \quad \frac{d[u]}{dQ} \neq 0, \quad (7)$$

$$\frac{d[u]}{dQ} = 0, \quad |\tau| \leq -f\sigma, \quad (8)$$

де f – коефіцієнт сухого тертя пари оболонка – заповнювач; $[u] = u - u_0$, $[w] = w - w_0$ – переміщення заповнювача відносно оболонки або стрибки переміщень; $\dot{Q} = \frac{dQ}{dt}$.

На торцях заповнювача і оболонки виконуються умови

$$\begin{aligned} \sigma_\zeta(0) &= -\frac{Q}{\pi R^2} \equiv -p, & N_\zeta(0) &= 0, \\ u(1) &= 0, & u_0(1) &= 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Виберемо геометричні та фізико-механічні параметри системи так, що зона зчеплення при початковому навантаженні не досягається [5, 8]. Зазначимо, що у квазістатичній постановці процес немонотонного навантаження системи розбивається на етапи, на яких навантаження є монотонним. Позначимо через Q_m величину діючої сили в кінці попереднього етапу навантаження. Зауважимо, що на етапі активного (початкового) навантаження $Q_m = 0$, $[u](Q_m) = 0$.

У процесі розв'язання змішаної задачі (1)–(9) встановлено, що при навантаженні системи за довільним циклом з коефіцієнтом асиметрії $s = Q_{\min}/Q_{\max} \in [0, 1]$ на поверхні контакту завжди присутні дві області: проковзування (формули (7)) і зчеплення (умови (8)), причому область проковзування на всіх етапах навантаження чи розвантаження виникає у точці $\zeta = 0$. При зміні діючої сили координата точки поділу областей (з огляду на осьову симетрію розглядуваної системи ситуація є однаковою уздовж кожної твірної циліндричної поверхні контакту, тому замість терміну «лінія поділу областей» вживаємо термін «точка поділу областей») зростає від нуля до значення відповідної координати точки поділу областей, зафіксованої як константа в кінці попереднього етапу навантаження. Для знаходження біжучої координати α цієї точки слід використовувати першу з умов (8), записану для точки поділу областей:

$$\left. \frac{d[u]}{dQ} \right|_{\zeta=\alpha} = \left(\frac{\partial[u]}{\partial Q} + \frac{\partial[u]}{\partial \alpha} \frac{\partial \alpha}{\partial Q} \right) \Big|_{\zeta=\alpha} = 0. \quad (10)$$

Зауважимо, що при розв'язанні подібної задачі у працях [3, 7] не враховано похідної від стрибка переміщення, що вплинуло на точність результатів.

Розв'язок змішаної задачі (1)–(10) отримано в аналітичному вигляді. Для ілюстрації отриманих результатів як приклад вибрано систему з параметрами $h_0/R = 0.1$, $E/E_0 = 0.001$, $f = 0.3$, $\nu = 0.499$, $\nu_0 = 0.3$, $\ell = 2$. Діаграма циклічного деформування у безрозмірних координатах показана на рис. 3, де $\bar{Q} = Q/Q_{\max}$, $\bar{\delta} = c\delta/Q_{\max}$; δ – переміщення поршня; $c = \pi h_0 E_0 / \ell$ – лінійна жорсткість консервативної системи.

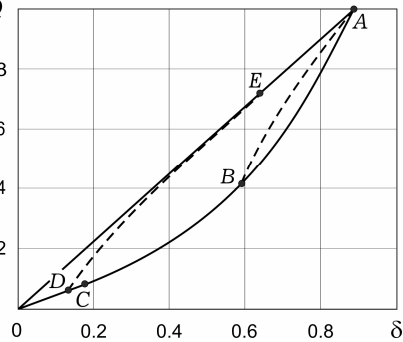


Рис. 3

Наведемо залежності переміщень поршня δ від змінного навантаження Q , а також вирази та побудовані за ними розподіли контактних σ , τ і осьових σ_ζ напружень уздовж твірної циліндричної поверхні контакту, які характеризують цикл навантаження за етапами (рис. 4 – рис. 8). Верхній індекс у символах напружень означає номер етапу навантаження. Суцільні лінії на графіках описують напруження поточного етапу навантаження, штрихові та штрих-пунктирні лінії – напруження попередніх етапів активного навантаження та розвантаження відповідно.

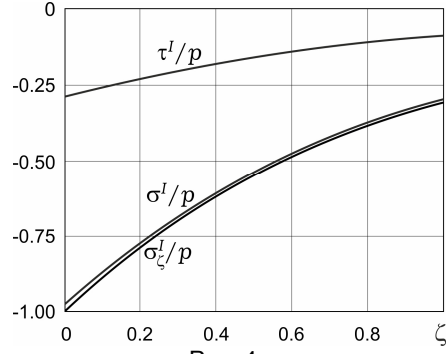


Рис. 4

I. Активне (початкове) навантаження – лінійна ділянка OA (рис. 3) ($0 \leq Q \leq Q_{\max}$, $\dot{Q} > 0$).

На всій поверхні контакту $\zeta \in [0, 1]$ відбувається пряме проковзування заповнювача відносно оболонки в напрямі руху поршня. Переміщення поршня на цьому етапі лінійно залежить від навантаження:

$$\delta = Q \left[\frac{\vartheta_1 + \vartheta_2(1 - e^{-\lambda})}{\lambda} \right]. \quad (11)$$

Напруження описуються формулами

$$\begin{aligned} \sigma^I(\zeta) &= -\frac{\nu p}{1 - \nu + \varepsilon_0} e^{-\lambda\zeta}, & \tau^I(\zeta) &= -\frac{f\nu p}{1 - \nu + \varepsilon_0} e^{-\lambda\zeta}, \\ \sigma_\zeta^I(\zeta) &= -\frac{p}{2\nu + \nu_0\varepsilon_0} (\nu_0\varepsilon_0 + 2\nu e^{-\lambda\zeta}). \end{aligned} \quad (12)$$

Графіки розподілу цих напружень наведено на рис. 4.

II. Розвантаження ($Q_{\max} \geq Q \geq 0$, $\dot{Q} < 0$).

a) нелінійна ділянка ABC ($Q_{\max} \geq Q \geq s_* Q_{\max}$).

Навантаження і переміщення поршня у цій ситуації пов'язані параметричними залежностями через α :

$$Q = Q_{\max} \exp \left[\int_0^\alpha K_1(\alpha) d\alpha \right], \quad \delta = Q \left[\frac{\vartheta_1 + \vartheta_2(2e^{\lambda\alpha} - e^{-\lambda(1-2\alpha)} - 1)}{\lambda} \right], \quad 0 \leq \alpha \leq 1. \quad (13)$$

На поверхні контакту присутні дві області з різними знаками дотичних напружень:

– область зворотного проковзування $\zeta \in [0, \alpha]$, де напруження мають вигляд

$$\begin{aligned} \sigma^{II}(\zeta) &= -\frac{\nu p}{1 - \nu + \varepsilon_0} e^{\lambda\zeta}, & \tau^{II}(\zeta) &= \frac{f\nu p}{1 - \nu + \varepsilon_0} e^{\lambda\zeta}, \\ \sigma_\zeta^{II}(\zeta) &= -\frac{p}{2\nu + \nu_0\varepsilon_0} (\nu_0\varepsilon_0 + 2\nu e^{\lambda\zeta}); \end{aligned} \quad (14)$$

– область зчеплення $\zeta \in [\alpha, 1]$, де напруження залежать від координати α точки поділу областей:

$$\begin{aligned} \sigma^{II}(\zeta) &= -\frac{\nu p}{1 - \nu + \varepsilon_0} e^{-\lambda(\zeta-2\alpha)}, & \tau^{II}(\zeta) &= -\frac{f\nu p}{1 - \nu + \varepsilon_0} e^{-\lambda(\zeta-2\alpha)}, \\ \sigma_\zeta^{II}(\zeta) &= -\frac{p}{2\nu + \nu_0\varepsilon_0} (\nu_0\varepsilon_0 + 2\nu e^{-\lambda(\zeta-2\alpha)}). \end{aligned} \quad (15)$$

Графіки розподілу цих напружень при $Q = 0.5Q_{\max}$, що відповідає значенню параметра $\alpha = 0.28$, показано на рис. 5.

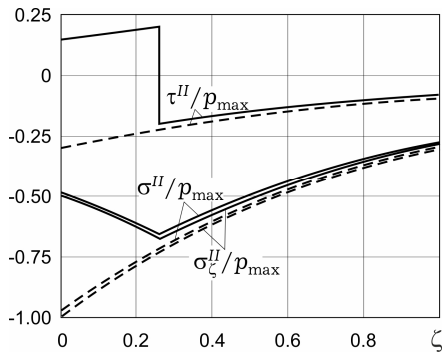


Рис. 5

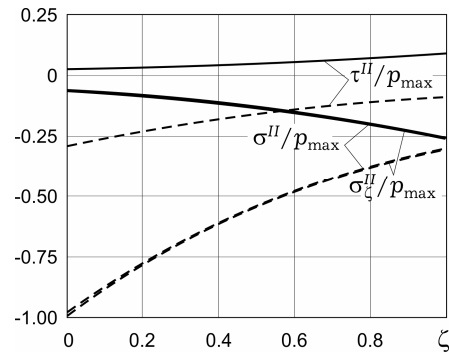


Рис. 6

б) лінійна ділянка CO ($s_*Q_{\max} \geq Q \geq 0$).

На всій поверхні контакту $\zeta \in [0, 1]$ відбувається зворотне проковзування заповнювача відносно оболонки. Переміщення поршня лінійно залежить від навантаження:

$$\delta = Q \left[\frac{\vartheta_1 + \vartheta_2(e^\lambda - 1)}{\lambda} \right]. \quad (16)$$

Напруження у цьому випадку обчислюються за формулами (14), і їх графіки наведено на рис. 6.

III. Повторне навантаження ($Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\max}$, $\dot{Q} > 0$).

а) комбінована ділянка DEA ($0 \leq s \leq s_*$):

– крива DE ($Q_{\min} \leq Q \leq s_{**}Q_{\min}$).

Навантаження і переміщення поршня у цій ситуації пов'язані такими параметричними залежностями через α :

$$Q = Q_{\min} \exp \left[\int_0^\alpha K_2(\alpha) d\alpha \right],$$

$$\delta = Q \left[\frac{\vartheta_1 + \vartheta_2(1 - 2e^{-\lambda\alpha} + e^{\lambda(1-2\alpha)})}{\lambda} \right], \quad 0 \leq \alpha \leq 1. \quad (17)$$

На поверхні контакту присутні дві області з різними знаками дотичних напружень:

– область прямого проковзування $\zeta \in [0, \alpha]$, де напруження мають вигляд (12);

– область зчеплення $\zeta \in [\alpha, 1]$, де напруження залежать від координати α точки поділу областей:

$$\sigma^{III}(\zeta) = -\frac{\nu p}{1 - \nu + \varepsilon_0} e^{\lambda(\zeta - 2\alpha)},$$

$$\tau^{III}(\zeta) = \frac{f\nu p}{1 - \nu + \varepsilon_0} e^{\lambda(\zeta - 2\alpha)},$$

$$\sigma_\zeta^{III}(\zeta) = -\frac{p}{2\nu + \nu_0\varepsilon_0} (\nu_0\varepsilon_0 + 2\nu e^{\lambda(\zeta - 2\alpha)}). \quad (18)$$

Графіки розподілу напружень у цьому випадку при $Q = 5Q_{\min}$, що відповідає значенню параметра $\alpha = 0.657$, зображено на рис. 7.

– пряма EA – вихід на лінію активного навантаження ($s_{**}Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\max}$).

На всій поверхні контакту $\zeta \in [0, 1]$ відбувається пряме проковзування заповнювача відносно оболонки. Переміщення описуються співвідношенням (11), а напруження – формулами (12) і графіками на рис. 4.

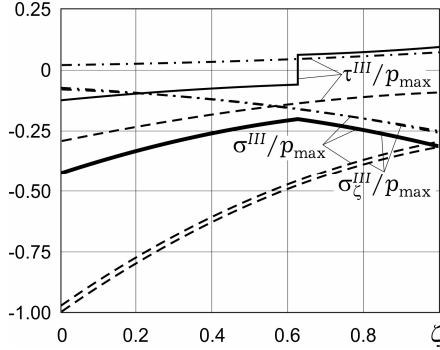


Рис. 7

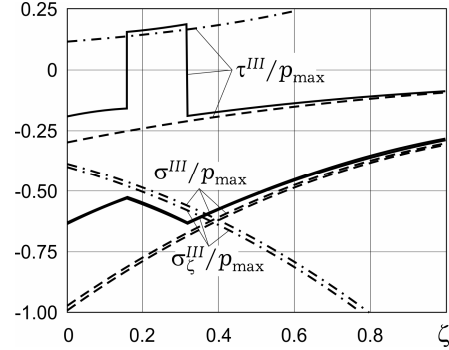


Рис. 8

б) нелінійна ділянка BA ($s_* \leq s \leq 1$).

Навантаження і переміщення поршня у цій ситуації пов'язані параметричними залежностями через α :

$$Q = Q_{\min} \exp \left[\int_0^{\alpha} K_3(\alpha, \alpha_m) d\alpha \right],$$

$$\delta = Q \left[\frac{\vartheta_1 + \vartheta_2(1 - 2e^{-\lambda\alpha} + 2e^{\lambda(\alpha_m - 2\alpha)} - e^{-\lambda[1 - 2(\alpha_m - \alpha)]})}{\lambda} \right], \quad 0 \leq \alpha \leq \alpha_m. \quad (19)$$

На поверхні контакту присутні три області, причому в сусідніх областях дотичні напруження мають різні знаки:

– область прямого проковзування $\zeta \in [0, \alpha]$, де напруження мають вигляд (12);

– область зчеплення $\zeta \in [\alpha, \alpha_m]$, де дотичні напруження додатні і справджуються співвідношення (18);

– область зчеплення $\zeta \in [\alpha_m, 1]$, де дотичні напруження від'ємні і для напружень маємо такі формули:

$$\begin{aligned} \sigma^{III}(\zeta) &= -\frac{\nu p}{1 - \nu + \varepsilon_0} e^{-\lambda[\zeta - 2(\alpha_m - \alpha)]}, \\ \tau^{III}(\zeta) &= -\frac{f\nu p}{1 - \nu + \varepsilon_0} e^{-\lambda[\zeta - 2(\alpha_m - \alpha)]}, \\ \sigma_{\zeta}^{III}(\zeta) &= -\frac{p}{2\nu + \nu_0\varepsilon_0} (\nu_0\varepsilon_0 + 2\nu e^{-\lambda[\zeta - 2(\alpha_m - \alpha)]}). \end{aligned} \quad (20)$$

Графіки розподілу напружень у цьому випадку при $Q = 1.5Q_{\min}$, що відповідає значенням $\alpha = 0.169$ та $\alpha_m = 0.337$, наведено на рис. 8.

У співвідношеннях (11)–(20) введено позначення:

$$\begin{aligned} \lambda &= f\ell \frac{(2\nu + \nu_0\varepsilon_0)}{(1 - \nu + \varepsilon_0)}, & \varepsilon_0 &= \frac{ER}{E_0 h_0}, \\ \vartheta &= \frac{1 - \nu + \varepsilon_0}{\nu} \frac{\varepsilon_0(\nu_0 - \nu)}{(1 - \nu + \varepsilon_0)(2 + \varepsilon_0) - (2\nu + \nu_0\varepsilon_0)^2}, \end{aligned}$$

$$\mathfrak{G}_1 = \frac{v_0 \ell}{\pi h_0 E_0 (2v + v_0 \varepsilon_0)},$$

$$\mathfrak{G}_2 = \frac{2v \ell}{\pi h_0 E_0 (2v + v_0 \varepsilon_0)} \frac{(1+v)(1-2v) + 1 - vv_0}{1 - v + \varepsilon_0},$$

$$K_1(\alpha) = \frac{2\lambda e^{2\lambda\alpha} (e^{-\lambda} - e^{-\lambda\alpha})}{(1-\alpha)\lambda\mathfrak{G} - (e^{-\lambda} - e^{-\lambda\alpha})e^{2\lambda\alpha}}, \quad s_* = \exp\left[\int_0^1 K_1(\alpha) d\alpha\right],$$

$$K_2(\alpha) = \frac{2\lambda e^{-2\lambda\alpha} (e^\lambda - e^{\lambda\alpha})}{(1-\alpha)\lambda\mathfrak{G} + (e^\lambda - e^{\lambda\alpha})e^{-2\lambda\alpha}}, \quad s_{**} = \exp\left[\int_0^1 K_2(\alpha) d\alpha\right],$$

$$K_3(\alpha, \alpha_m) = \frac{2\lambda e^{-2\lambda\alpha} [e^{\lambda\alpha_m} - e^{\lambda\alpha} - e^{2\lambda\alpha_m} (e^{-\lambda} - e^{-\lambda\alpha_m})]}{(1-\alpha)\lambda\mathfrak{G} + e^{-2\lambda\alpha} [e^{\lambda\alpha_m} - e^{\lambda\alpha} - e^{2\lambda\alpha_m} (e^{-\lambda} - e^{-\lambda\alpha_m})]}.$$

Тут α_m – найменша з координат точок, які розмежують зони з протилежними знаками дотичних контактних напружень в області зчеплення. У розглядуваному випадку α_m – це фіксоване значення параметра α , яке визначаємо зі співвідношень (13) при $Q = Q_{\min}$, що відповідає закінченню етапу розвантаження. Встановлено, що для змінної координати α існує обмеження $0 \leq \alpha \leq \alpha_m$. У випадку досягнення змінною α значення α_m маємо кінець етапу повторного навантаження.

Отже, у роботі наведено формулювання і розв'язок задачі, яка складається, по суті, із ряду змішаних контактних задач, розв'язок кожної з яких, отриманий окремо, описує конкретну ділянку діаграми деформування неконсервативної системи «безмоментна циліндрична оболонка – деформівний заповнювач». Врахування складової похідної від стрибка переміщення на етапах розвантаження і повторного навантаження дало змогу переосмислити вплив історії навантаження на поведінку малорухомих оболонкових систем із сухим позиційним тертям і знайти числово-аналітичний розв'язок змішаної контактної задачі, який описує явище конструкційного демпфування у циліндричній оболонці з деформівним заповнювачем при немонотонному навантаженні. Отримані результати дозволяють розширити діапазон застосовності методики розрахунку оболонкових віброізоляторів і більш точно проаналізувати вплив пружних характеристик матеріалів оболонки та заповнювача на міцність і демпфувальну здатність розглянутої системи.

1. Величкович А. С., Попадюк І. І., Шопа В. М. Экспериментальные исследования оболочечного упругого элемента для буровых средств виброзащиты. – Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2010. – № 9. – С. 16–20.
The same: Velichkovich A. S., Popadyuk I. I., Shopa V. M. Experimental study of shell flexible component for drilling vibration damping devices // Chem. Petrol. Eng. – 2011. – 46, No. 9–10. – P. 518–524.
2. Никитин Л. В. Статика и динамика твердых тел с внешним сухим трением. – Москва: Моск. Лицей, 1998. – 272 с.
3. Попадюк І. Й., Шацький І. П., Шопа В. М. Механіка фрикційного контакту оболонок з деформівним заповнювачем. – Івано-Франківськ: Факел, 2003. – 180 с.
4. Филлин А. П. Элементы теории оболочек. – Ленинград: Госстройиздат, 1975. – 256 с.
5. Шацький І., Шопа В., Величкович А. Конструкційне демпфування у розрізаній циліндричній оболонці з пружним заповнювачем // Машинознавство. – 2009. – № 10. – С. 31–36.
6. Шопа В. М., Величкович А. С., Величкович С. В., Шацький І. П., Попадюк І. Й., Шопа Т. В. Оболонкові пружини. – Івано-Франківськ: Факел, 2002. – 92 с.

7. Шона В. М., Шацький І. П., Попадюк І. Й. Конструкційне демпфування в циліндричній оболонці з пружним заповнювачем // Доп. АН УРСР. Сер. А. – 1989. – № 2. – С. 44–47.
8. Шона В. М., Шацький І. П., Попадюк І. Й. Фрикційна взаємодія циліндричної оболонки з пружним заповнювачем // Доп. АН УРСР. Сер. А. – 1989. – № 3. – С. 48–50.
9. Awrejcewicz J., Olejnik P. Analysis of dynamic systems with various friction laws // Trans. ASME. Appl. Mech. Rev. – 2005. – 58, No. 6. – P. 389–411.

ФРИКЦИОННОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ С ДЕФОРМИРУЕМЫМ ЗАПОЛНИТЕЛЕМ ПРИ НЕМОНОТОННОМ НАГРУЖЕНИИ

Процесс немонотонного нагружения деформируемого заполнителя в цилиндрической оболочке исследован с учетом трения Кулона. Численно-аналитическое описание петли конструкционного демпфирования получено с использованием прикладных моделей.

FRICIONAL INTERACTION OF CYLINDRICAL SHELL WITH A DEFORMABLE FILLER AT A NON-MONOTONOUS LOADING

The process of non-monotonous loading of a deformable filler in the cylindrical shell is investigated taking into account the Coulomb friction. The numerical and analytical description of the loop constructive damping is obtained by using the applied models.

Ин-т прикл. проблем механіки і математики
ім. Я. С. Підстригача НАН України, Львів,
Ів.-Франків. нац. техн.
ун-т нафти і газу, Івано-Франківськ

Одержано
07.02.13