

трения и изнашивания: респ. межвед. науч. – техн. сб. – 1975. – Вып. 7. – С. 11– 16.

6. Пат. 55103 Україна, МПК G01N 3/56. Спосіб оцінки довговічності полімерних і полімеркомпозиційних покриттів при їх кавітаційно-ерозійному зношуванні в середовищах електролітах / М.С. Стечишин, Н.М. Стечишин, О.О. Білецький. В.А. Мартинюк (Україна); заявник і патентовласник Хмельницький національний університет. – № u201004888; заяв. 23.04.2010; опубл. 10.12.2010, Бюл. № 23.

7. Шальнев К.К., Релаксационная гипотеза кавитационной эрозии / К.К. Шальнев, С.П. Козырев // Доклады АН СССР. – 1972. – Т. 202, № 5. – С. 1057– 1060.

Надійшла 27.1.2011 р.

УДК 620.178.1

В.С. ПАВЛОВ

Хмельницький національний університет

СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ЗАПАСУ ПРИ СКЛАДНОМУ ОПОРІ

Запропоновано спосіб визначення коефіцієнта запасу міцності при складному опорі за допомогою використання поняття "опірність матеріалу руйнуванню". Виведено формули коефіцієнта запасу за різних критеріїв міцності.

The method of determination of safety margin coefficient at difficult resistance by means of the use of concept "resistibility of destruction material" has been offered in the article. The formulas of coefficient of supply at the different criteria of durability have been shown out.

Ключові слова: напруження, напружений стан, коефіцієнт запасу.

Вступ

Як відомо, коефіцієнт запасу міцності (надалі "коефіцієнт запасу") обчислюють за формулою:

$$n = K_L / K, \quad (1)$$

де K_L і K – граничне і максимальне значення критерію міцності в небезпечній точці деталі за подібних напружених станів відповідно [1, с.175].

Напружені стани при складному опорі подібні, якщо:

- а) вони обумовлені опорами, що мають однакові складники (компоненти) у вигляді простих опорів;
- б) співвідношення між максимальними напруженнями в небезпечній точці, спричиненими кожним з простих опорів, однакові [1, с.173].

В роботах [2, с.41, 3, с.27, 4, с.37] виведено формули коефіцієнта запасу з використанням діаграм граничних значень критеріїв міцності і логічних викладок.

Мета роботи – 1) викладення суті способу визначення коефіцієнта запасу при складному опорі за допомогою поняття "опірність матеріалу руйнуванню" (надалі "опірність");

2) виведення формул коефіцієнта запасу, складниками яких є частинні коефіцієнти запасу, з використанням понять "опірність" і "частинна опірність".

Основні поняття і терміни

Означення. Опірність є число, що дорівнює відношенню максимального і граничного значень критерію міцності в небезпечній точці деталі за подібних напружених станів:

$$\omega = K / K_L. \quad (2)$$

Гранична опірність матеріалу за довільного опору (простий чи складний) дорівнює одиниці:

$$\omega_L = 1. \quad (3)$$

Як видно із (1) і (2), між величинами n і ω існує обернена пропорційна залежність:

$$n = 1 / \omega. \quad (4)$$

Таким чином, обчисливши величину опірності ω , можна визначити коефіцієнт запасу n .

При визначенні опірності ω за складного опору використовують принцип незалежності дії сил: опірність ω_i за кожного із простих опорів не залежить від наявності інших простих опорів.

$$\omega = f(\omega_i) \quad (i = 1, 2, \dots, m), \quad (5)$$

де m – число простих опорів.

Конкретна форма співвідношення (5) залежить від природи критерію міцності і компонентів складного опору.

Величину ω_i названо *частинною опірністю*, за аналогією з поняттям "частинний коефіцієнт запасу". Між частинною опірністю ω_i і частинним коефіцієнтом запасу n_i існує залежність, що визначається співвідношенням (4):

$$\omega_i = 1 / n_i. \quad (6)$$

Частинну опірність, згідно із (2), можна обчислити за формулою:

$$\omega_i = K_i / K_{Li}, \quad (7)$$

де K_i / K_{Li} – максимальне і граничне значення критерію міцності за простого опору відповідно.

Методика

Складний опір може бути статичним, циклічним або змішаним [3, с.25].

Статичний: всі складники (компоненти) – прості статичні опори.

Циклічний: всі складники – прості циклічні опори.

Змішаний: складниками є як статичні, так і циклічні прості опори.

Формули коефіцієнта запасу доцільно виводити для характерного статичного складного опору, компонентами якого є два прості опори.

Далі можна відзначити особливості використання виведеної формули за складного опору, обидва компоненти якого є циклічними опорами (або один із них є циклічним) і розглянути її модифікації за наявності більше двох простих опорів.

Структура формули опірності ω і максимального значення критерію міцності K однакова, оскільки між ними існує залежність (2). Ця структура залежить від природи критерію.

Послідовність дій при визначенні і виведенні формули коефіцієнта запасу.

1) Запис формули K (максимального значення критерію міцності в небезпечній точці деталі), складниками якої є максимальні значення критерію K_i в небезпечній точці.

2) Запис формули опірності ω відповідно до співвідношення (5) і формули критерію K .

3) Визначення коефіцієнта запасу n (без виведення формули коефіцієнта запасу).

а) Обчислення частинних опірностей ω_i з використанням формули (6) у разі циклічного простого опору і (7) – у разі статичного.

Формули коефіцієнта запасу при циклічному простому опорі, залежно від характеристики ρ циклу напружень, наведено в [5, с.18].

б) Обчислення опірності ω відповідно до (5).

в) Визначення коефіцієнта запасу згідно з (4).

3*) Виведення формули коефіцієнта запасу n , складниками якої є частинні коефіцієнти запасу n_i .

а) Запис співвідношення (5) у вигляді

$$\frac{1}{n} = f\left(\frac{1}{n_i}\right), \quad (8)$$

використовуючи формули (4) і (6).

б) Запис формули коефіцієнта запасу, після виконання необхідних перетворень співвідношення (8), у вигляді:

$$n = f(n_i). \quad (9)$$

Виведення формул коефіцієнта запасу

При складному опорі в розрахунках використовують одну з трьох гіпотез міцності, залежно від виду напруженого стану (лінійний чи складний) і стану матеріалу (крихкий чи пластичний): найбільшого нормального напруження, найбільшої додатної лінійної деформації, найбільшого дотичного напруження [1, с.175].

Нижче наведено формулювання гіпотез міцності і виведення, згідно з методикою, формули коефіцієнта запасу при використанні відповідного критерію міцності.

Гіпотеза найбільшого нормального напруження

Руйнування матеріалу за складного опору, що спричиняє лінійний напружений стан, настає при досягненні найбільшим нормальним напруженням граничного значення.

Лінійний напружений стан при складному опорі виникає за наявності простих опорів розтягу (стиску) і згину.

Виведення формули коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшого нормального напруження ($K = |\sigma_{\max}|$).

Вихідні дані. Статичне навантаження спричиняє в небезпечній точці деталі додатні нормальні напруження розтягу і згину, σ_p і σ_z відповідно.

Діємо згідно з методикою (див. п.3).

1) Запис формули максимального значення критерію найбільшого нормального напруження:

$$K = \sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_z. \quad (10)$$

2) Запис формули опірності згідно із (5) і (10):

$$\omega = \omega_p + \omega_z, \quad (11)$$

де ω_p і ω_z – частинні опірності нормальним напруженням, спричиненим розтягом і згином відповідно.

3) Використавши співвідношення (4) і (6), записуємо формулу (11) у вигляді виразу (8):

$$\frac{1}{n} = \frac{1}{n_p} + \frac{1}{n_3} = \frac{n_p + n_3}{n_p n_3} \Rightarrow$$

$$n = \frac{n_p n_3}{n_p + n_3}, \quad (12)$$

де n_p, n_3 – частинні коефіцієнти запасу.

$$n_p = \sigma_{Lp} / \sigma_p, \quad (13)$$

$$n_3 = \sigma_{L3} / \sigma_3. \quad (14)$$

В (13), (14) σ_{Lp} і σ_{L3} – граничні нормальні напруження при розтязі і згині відповідно.

Замінивши індекси у (12), отримаємо:

$$n = \frac{n_1 n_2}{n_1 + n_2}, \quad (15)$$

де n_1, n_2 – частинні коефіцієнти запасу за простих опорів, що спричиняють лінійний напружений стан.

За трьох простих опорів формула (11) набуде вигляду:

$$\omega = \omega_1 + \omega_2 + \omega_3, \quad (16)$$

а формула коефіцієнта запасу

$$n = \frac{n_1 n_2 n_3}{n_1 n_2 + n_2 n_3 + n_3 n_1}. \quad (17)$$

При числі простих опорів $i > 3$ формула коефіцієнта запасу, складниками якої є частинні коефіцієнти n_i , стає досить громіздкою. Тому доцільно використати формулу (4)

$$n = 1 / \omega,$$

де

$$\omega = \sum \omega_i \quad (i = 4, 5, \dots, m). \quad (18)$$

Гіпотеза найбільшого дотичного напруження

Руїнування пластичного матеріалу за складного опору, що спричиняє складний напружений стан, настає при досягненні найбільшим дотичним напруженням граничного значення.

Виведення формули коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшого дотичного напруження.

В машинобудуванні найбільший практичний інтерес представляє складний напружений стан, що виникає при сумісній дії згину і кручення.

Вихідні дані. В небезпечній точці сталевго стержня з конструкційної сталі діють нормальне напруження σ і дотичне τ , спричинені статичними згином і крученням відповідно.

Виведення формули (діємо згідно з п.3).

1) Запис формули максимального значення критерію міцності K (найбільшого дотичного напруження).

При згині з крученням матеріал в небезпечній точці перебуває в умовах спрощеного плоского напруженого стану (рис. 1).

Максимальне дотичне напруження при складному напруженому стані обчислюють за формулою

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}, \quad (19)$$

де σ_1 і σ_3 – екстремальні головні напруження.

Нагадаємо, що алгебраїчно

$$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3. \quad (20)$$

Отже головні напруження σ_1 і σ_3 потрібно виразити через задані напруження σ і τ .

Головні напруження при плоскому напруженому стані обчислюють за формулою:

$$\sigma_{\max}^{\min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}. \quad (21)$$

В даному разі

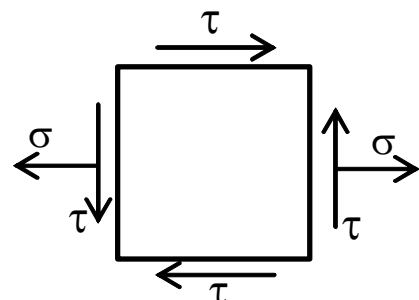


Рис. 1.

$$\sigma_x = \sigma; \quad \sigma_y = 0; \quad \tau_{xy} = -\tau. \quad (22)$$

Із (21), (22) випливає:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma/2 + \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2} > 0; \\ \sigma_{\min} &= \sigma/2 - \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2} < 0. \end{aligned}$$

Третє головне напруження дорівнює нулю.

Відповідно до (20) маємо:

$$\sigma_1 = \sigma/2 + \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}; \quad \sigma_2 = 0; \quad \sigma_3 = \sigma/2 - \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}. \quad (23)$$

Згідно із (19) і (23) отримуємо:

$$K = \tau_{\max} = \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}, \quad (24)$$

де $\sigma/2$, τ – дотичні напруження в небезпечній точці, спричинені згином і крученням відповідно.

2) Запис формули опірності відповідно до (5) і (24):

$$\omega = \sqrt{\omega_3^2 + \omega_k^2}, \quad (25)$$

де ω_3 і ω_k – опірності дотичним напруженням, спричиненим згином і крученням відповідно.

$$\omega_3 = \frac{\tau_3}{\tau_{L3}} = \frac{\sigma/2}{\sigma_L/2} \Rightarrow \omega_3 = \sigma/\sigma_L. \quad (26)$$

$$\omega_k = \frac{\tau_k}{\tau_{LK}} \Rightarrow \omega_k = \tau/\tau_L. \quad (27)$$

3) Запис формули (25) у вигляді співвідношення (8), використовуючи (4) і (6):

$$\begin{aligned} \frac{1}{n} &= \sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2} = \sqrt{\frac{n_\sigma^2 + n_\tau^2}{n_\sigma^2 n_\tau^2}} \Rightarrow \\ &\boxed{n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}}, \end{aligned} \quad (28)$$

де n_σ , n_τ – частинні коефіцієнти запасу по нормальному і дотичному напруженням відповідно.

$$n_\sigma = \sigma_L/\sigma; \quad n_\tau = \tau_L/\tau. \quad (29)$$

У разі 3-х простих опорів у вигляді розтягу, згину і кручення формула (25) набуде вигляду:

$$\omega = \sqrt{(\omega_p + \omega_3)^2 + \omega_k^2}. \quad (30)$$

Частинний коефіцієнт запасу n_σ у (28) потрібно обчислити згідно з (12):

$$n_\sigma = \frac{n_p n_3}{n_p + n_3}, \quad (31)$$

де n_p , n_3 – частинні коефіцієнти запасу, що відповідають простим опорам розтягу і згину.

Гіпотеза найбільшої додатної лінійної деформації

Руйнування крихкого матеріалу за складного опору, що спричиняє складний напружений стан, настає при досягненні найбільшою додатною лінійною деформацією граничного значення.

Виведення формули коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшої додатної лінійної деформації (надалі "ДЛД").

Вихідні дані. В небезпечній точці стержня із крихкого металу діють нормальне напруження σ і дотичне τ , спричинені статичними згином і крученням відповідно.

Діємо згідно з методикою (див. п. 3).

1) Запис формули максимального значення критерію міцності K (найбільшої ДЛД – ε_{\max}).

При згині з крученням, як уже відмічалось вище, матеріал в небезпечній точці перебуває в умовах спрощеного плоского напруженого стану (рис. 1).

Напрямок найбільшої ДЛД (ε_{\max}) збігається з напрямком найбільшого (алгебраїчно) головного напруження σ_1 . Її величина обчислюється за узагальненим законом Гука:

$$\varepsilon_{\max} = \varepsilon_1 = (\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3))/E, \quad (32)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона, E – модуль поздовжньої пружності.

Із (23) і (32) отримаємо:

$$K = \varepsilon_{\max} = (1 - \mu)(\sigma/2)/E + (1 + \mu)\sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}/E \Rightarrow$$

$$K = \varepsilon_{\max} = \frac{1 - \mu}{2} \left(\frac{\sigma}{E} \right) + \sqrt{\left(\frac{1 + \mu}{2} \right)^2 \left(\frac{\sigma}{E} \right)^2 + \left(\frac{(1 + \mu)\tau}{E} \right)^2}, \quad (33)$$

де

$$\sigma/E = \varepsilon_{\sigma}; \quad (34)$$

$$(1 + \mu)\tau/E = \varepsilon_{\tau} \quad (35)$$

– прості лінійні деформації, спричинені згином і крученням відповідно.

Як видно із (33), складові деформації $\frac{1 - \mu}{2} \left(\frac{\sigma}{E} \right)$ і $\frac{1 + \mu}{2} \left(\frac{\sigma}{E} \right)$ по різному впливають на сумарну

деформацію ε_{\max} .

2) Запис формули опірності відповідно до (5) і (33):

$$\omega = \frac{1 - \mu}{2} \omega_{\sigma} + \sqrt{\left(\frac{1 + \mu}{2} \right)^2 \omega_{\sigma}^2 + \omega_{\tau}^2}, \quad (36)$$

де ω_{σ} і ω_{τ} – частинні опірності додатним лінійним деформаціям, спричиненим в небезпечній точці згином і крученням відповідно.

$$\omega_{\sigma} = \frac{\varepsilon_{\sigma}}{\varepsilon_{L\sigma}} = \frac{\sigma/E}{\sigma_L/E} \Rightarrow$$

$$\omega_{\sigma} = \sigma/\sigma_L; \quad (37)$$

$$\omega_{\tau} = \frac{\varepsilon_{\tau}}{\varepsilon_{L\tau}} = \frac{(1 + \mu)\tau/E}{(1 + \mu)\tau_L/E} \Rightarrow$$

$$\omega_{\tau} = \tau/\tau_L. \quad (38)$$

У формулах (37) і (38) величини σ_L і τ_L – граничні значення нормального і дотичного напружень відповідно.

3) Запис формули (36) у вигляді співвідношення (8), з використанням (4) і (6):

$$\frac{1}{n} = \frac{1 - \mu}{2} \cdot \frac{1}{n_{\sigma}} + \sqrt{\left(\frac{1 + \mu}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{n_{\sigma}} \right)^2 + \left(\frac{1}{n_{\tau}} \right)^2} =$$

$$= \frac{1 - \mu}{2n_{\sigma}} + \sqrt{\frac{(1 + \mu)^2 n_{\tau}^2 + 4n_{\sigma}^2}{4n_{\sigma}^2 n_{\tau}^2}} = \frac{(1 + \mu)n_{\tau} + \sqrt{4n_{\sigma}^2 + (1 + \mu)^2 n_{\tau}^2}}{2n_{\sigma} n_{\tau}} \Rightarrow$$

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{(1 - \mu)n_{\tau}/2 + \sqrt{n_{\sigma}^2 + (1 + \mu)^2 (n_{\tau}/2)^2}} \quad (39)$$

де n_{σ} , n_{τ} – частинні коефіцієнти запасу по нормальному і дотичному напруженням відповідно.

$$n_{\sigma} = \sigma_L/\sigma, \quad (40)$$

$$n_{\tau} = \tau_L/\tau. \quad (41)$$

При наявності простих опорів згину, розтягу і кручення величину коефіцієнта n_{σ} обчислюють за формулою (31).

Обговорення результатів

Використання понять "опірність" і "частинна опірність" дозволяє суттєво спростити визначення коефіцієнта запасу деталі за складного опору при використанні різних критеріїв міцності.

Особливо ефективний цей спосіб при визначенні коефіцієнта запасу за наявності більше трьох простих опорів, що є компонентами складного опору, а також при виведенні формул коефіцієнта запасу за складного опору, що спричиняє складний напружений стан.

Прості опори можуть бути як статичними, так і циклічними. Або одна частина опорів може мати статичний характер, а інша – циклічний.

Запропонований спосіб дозволяє обчислити коефіцієнт запасу без визначення граничного значення критерію міцності при складному опорі. Тому відпадає потреба в діаграмі граничних значень критерію міцності, побудова якої може спричинити значні труднощі, як це видно із [3, 4].

На нашу думку, можна сподіватись, що запропонований спосіб знайде застосування в інженерних розрахунках.

Увага! Спроба автора визначити граничне значення критерію найбільшої додатної лінійної деформації за допомогою часткового використання діаграми граничних дотичних напружень [4, с. 34] виявилась невдалою. Причина: не врахована та обставина, що однакові формули найбільшого дотичного напруження і складника найбільшої додатної лінійної деформації мають різний фізичний зміст.

Висновки

1. Запропоновано спосіб визначення коефіцієнта запасу і виведення формул коефіцієнта запасу з використанням понять "опірність" і "частинна опірність".
2. Спосіб дозволяє вивести формулу коефіцієнта запасу без побудови діаграми граничних значень критерію міцності.

Література

1. Павлов В.С. Вибір критерію міцності в машинобудуванні. / В.С.Павлов // Вісник Хмельницького національного університету. – Технічні науки. – 2006. – № 6. – С. 172-176.
2. Павлов В.С. Визначення коефіцієнта запасу міцності при використанні критерію найбільшого нормального напруження. / В.С.Павлов // Вісник Хмельницького національного університету. – Технічні науки. – 2008. – № 3. – С. 39-43.
3. Павлов В.С. Визначення коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшого дотичного напруження. / В.С.Павлов // Вісник Хмельницького національного університету. – Технічні науки. – 2010. – № 1. – С. 25-31.
4. Павлов В.С. Визначення коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшої додатної лінійної деформації / В.С.Павлов // Вісник Хмельницького національного університету. – Технічні науки. – 2010. – № 2. – С. 34-41.
5. Павлов В.С. Виведення формули коефіцієнта запасу при циклах напружень з від'ємним середнім напруженням. / В.С. Павлов, В.І. Євдокименко // Вісник Хмельницького національного університету. – Технічні науки. – 2009. – № 3. – С. 16-25.

Надійшла 5.1.2011 р.

УДК 677.055

Б.Ф. ПІПА, А.І. МАРЧЕНКО, В.В. ЧАБАН
Київський національний університет технологій та дизайну

ДО ЗНИЖЕННЯ ПУСКОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПРИВОДІ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

Представлено результати досліджень з підвищення надійності та довговічності роботи круглов'язальних машин шляхом зниження пускових динамічних навантажень в приводі. Запропоновано здійснювати пуск круглов'язальної машини при мінімальній робочій її швидкості за допомогою лобового фрикційного варіатора, керованого електромагнітом. Наведено методику вибору робочих параметрів лобового фрикційного варіатора та електромагніта.

The results of researches on increase of reliability and durability of job of circleknitted machines are submitted by reduction of starting dynamic loadings in a drive. It is offered to carry out start-up of circleknitted machines at the minimal working speed through frontal frictional CVT, controlled by an electromagnet. The technique of choice of working parameters frontal frictional CVT and electromagnet is given.

Ключові слова: круглов'язальна машина, привод, лобовий варіатор, динамічні навантаження.

Вступ

Специфікою роботи круглов'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають в періоди несталого режиму їх роботи (пуск, гальмування та інше), величина яких в 3 та більше разів перевищує сталі навантаження [1, 2]. Дослідження показують, що зниженню динамічних навантажень в механізмах круглов'язальних машин в значній мірі сприяє удосконалення конструкції привода [3]. При цьому на величину динамічних навантажень впливають не тільки пусковий момент електродвигуна привода, а і режим пуску привода та його конструктивні параметри (жорсткість пружних в'язей, моменти інерції обертальних мас та інше). Тому і надалі в трикотажному машинобудування залишається актуальним питання подальшого вдосконалення конструкції привода круглов'язальних машин, що сприяє зниженню динамічних навантажень.

Об'єктом досліджень обрано привод круглов'язальних машин, його вдосконалення та метод вибору раціональних параметрів, що призводить до зниження динамічних пускових навантажень, забезпечуючи підвищення надійності та довговічності роботи як привода, так і круглов'язальної машини в цілому.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних