

$$\begin{aligned}
y = & 545,0997 - 118,2499 \cdot (x_{i1} - 25,0) / 75,0 + 565,454 \cdot (x_{i2} - 0,04) / 0,06 - \\
& - 238,0462 \cdot (x_{i3} - 0,015) / 0,02 - 72,9966 \cdot (x_{i4} - 0,001) / 0,0039 - \\
& - 103,5313 \cdot (x_{i1} - 25,0) / 75,0 \cdot (x_{i2} - 0,04) / 0,06 - 63,6437 \times \\
& \times (x_{i1} - 25,0) / 75,0 \cdot (x_{i3} - 0,015) / 0,02 - 73,0213 \cdot (x_{i1} - 25,0) / 75,0 \times \\
& \times (x_{i4} - 0,001) / 0,0039 - 147,1995 \cdot (x_{i2} - 0,04) / 0,06 \cdot (x_{i3} - 0,015) / 0,02 - \\
& - 57,5172 \cdot (x_{i2} - 0,04) / 0,06 \cdot (x_{i4} - 0,001) / 0,0039 - 35,3573 \times \\
& \times (x_{i3} - 0,015) / 0,02 \cdot (x_{i4} - 0,001) / 0,0039 - 35,0213 \cdot ((x_{i1} - 25,0) / 75,0)^2 + \\
& + 145,1493 \cdot ((x_{i2} - 0,04) / 0,06)^2 + 10,445 \cdot ((x_{i3} - 0,015) / 0,02)^2 + \\
& + 1,7614 \cdot ((x_{i4} - 0,001) / 0,0039)^2,
\end{aligned}$$

Висновки і перспективи подальшого розвитку даного напрямку

Проведено експериментальні дослідження, які підтверджують достовірність та адекватність математичної моделі. Було отримано регресійні залежності впливу конструктивно-технологічних факторів процесу вторинної переробки текстильних відходів. Дана методика та проведення експериментальних досліджень дозволяють спроектувати ефективний подрібнюючий пристрій для подрібнення текстильних відходів. Отримана методика розрахунку може бути використана при інженерних розрахунках молоткового подрібнюючого обладнання.

Література

1. Скиба М. Є., Михайловський Ю. Б., Філіпченко Е. О. Визначення основних параметрів конструкції молоткового подрібнювача текстильних та волокнистих відходів // Проблеми легкой и текстильной промышленности Украины. – 2003. – № 7. – С. 105-109.
2. Скиба М.Є., Михайловський Ю.Б., Філіпченко Е.О. Розробка методики пошуку оптимальних параметрів для нелінійних моделей // Вісник Хмельницького національного університету. – 2006. – Т. 1. № 2. – С. 176-180.
3. Скиба М.Є., Михайловський Ю.Б., Золотенко Е.О. Моделювання процесу руйнування текстильного матеріалу в молоткових подрібнювачах // Вісник Хмельницького національного університету. – 2006. – № 5. – С. 30-34.
4. Скиба М.Є., Михайловський Ю.Б., Золотенко Е.О. Проектування молоткового подрібнювача для переробки текстильних відходів // Вісник Хмельницького національного університету. – 2007. – № 1. – С. 83-90.
5. Скиба М.Є., Михайловський Ю.Б., Золотенко Е.О. Методика розрахунку технологічних та конструктивних параметрів молоткового подрібнювального обладнання // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2008. – № 2. – С. 41-45.
6. Спиридонов А. А., Васильев Н. Г. Планирование эксперимента при исследовании и оптимизации технологических процессов: Учебное пособие. – Свердловск: Изд. УПИ им. С. М. Кирова, 1975. – 140 с.
7. Спиридонов А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. Учебное пособие. – М.: Машиностроение, 1981. – 184 с.
8. Михайловський Ю. Б. Розробка голкофрезових подрібнювачів для переробки текстильних відходів легкої промисловості: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.10. – Хмельницький, 1999. – 146 с.

Надійшла 11.2.2010 р.

УДК 620.178.1

В.С. ПАВЛОВ

Хмельницький національний університет

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ЗАПАСУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ КРИТЕРІЮ НАЙБІЛЬШОЇ ДОДАТНОЇ ЛІНІЙНОЇ ДЕФОРМАЦІЇ

Виведено формулу коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшої додатної лінійної деформації за складного опору, що зумовлює спрощений плоский напружений стан. Формула справедлива для матеріалу в крихкому стані незалежно від характеру навантаження за простих опорів, що є компонентами складного опору.

The formula of coefficient of supply at using of criterion of the most positive linear deformation at difficult resistance, which predetermines the simplified flat tense state, was concluded in the article. The formula is just for material in the fragile state regardless of character of loading at simple resistances which are the components of difficult resistance.

Ключові слова: напруження, гіпотеза, стержень, опір матеріалів.

1. Вступ

При розрахунку деталей з матеріалу в крихкому стані (надалі «з крихкого матеріалу») за складного опору, що обумовлює складний напружений стан, використовують гіпотезу найбільшої додатної лінійної

деформації [1, с.175].

Формулювання гіпотези: *руйнування крихкого матеріалу за складного опору, що спричиняє складний напружений стан, настає при досягненні найбільшою додатною лінійною деформацією граничного значення.*

Граничне значення K_L критерію (в даному разі найбільшої додатної лінійної деформації) залежить від виду деформації, характеру навантаження і співвідношення між максимальними значеннями критерію за простих опорів, що є компонентами складного опору.

Коефіцієнт запасу визначають як відношення максимальних значень критерію за **подібних** граничного і робочого (дійсного) напружених станів в небезпечній точці деталі [2, с. 25]:

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

В даному разі величину K – найбільшу додатну лінійну деформацію (надалі "найбільшу ДЛД") при робочому напруженому стані обчислюють за узагальненим законом Гука:

$$\varepsilon_{\max} = \varepsilon_I = (\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)) / E, \quad (2)$$

де $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – головні напруження, μ – коефіцієнт Пуассона, E – модуль пружності при розтязі (модуль Юнга).

В інженерній практиці часто виникає потреба в розрахунку на міцність стержня з крихкого матеріалу за сумісної дії згину (рідше – розтягу або розтягу та згину) і кручення. При цьому в небезпечній точці стержня виникає спрощений плоский напружений стан.

Мета роботи – виведення формули коефіцієнта запасу деталі з крихкого матеріалу за сумісних згину (або розтягу чи згину та розтягу) і кручення з використанням критерію найбільшої ДЛД.

2. Виведення формули

Нехай прямий стержень з крихкого матеріалу сприймає одночасно згин і кручення. σ і τ – нормальне і дотичне напруження в небезпечній точці, спричинені згинальним M і крутним M_k моментами відповідно.

2.1. Визначення найбільшої ДЛД

Графічно спрощений плоский напружений стан зображено на рис. 1.

Головні напруження при спрощеному плоскому напруженому стані обчислюють за формулами:

$$\begin{cases} \sigma_1 = \sigma/2 + \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}; \\ \sigma_3 = \sigma/2 - \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}; \\ \sigma_2 = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Із (2) і (3) $\Rightarrow$

$$\varepsilon_{\max} = \varepsilon_I = (1 - \mu)\sigma/2E + (1 + \mu)\sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}/E. \quad (4)$$

Як видно із (4), найбільша ДЛД в небезпечній точці складається з двох компонентів.

Введемо позначення:

$$\varepsilon_{\max} = \varepsilon_I + \varepsilon_{II}; \quad (5)$$

$$\varepsilon_I = (1 - \mu)\sigma/2E; \quad (6)$$

$$\varepsilon_{II} = (1 + \mu)\sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}/E. \quad (7)$$

2.2. Аналіз компонентів найбільшої ДЛД

Деформація ε_I відповідає рівномірному плоскому розтягу нормальними напруженнями $\sigma/2$ (рис. 2).

При рівномірному розтязі довільна площинка є головною. Тому деформація в довільному напрямку однакова. Отже згідно з формулою (2) в даному разі ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma/2$; $\sigma_3 = 0$) її величина

$$\varepsilon_I = (\sigma/2 - \mu\sigma/2)/E \Rightarrow$$

$$\varepsilon_I = (1 - \mu)\sigma/2E.$$

Деформація ε_{II} відповідає максимальній ДЛД при чистому зсуві, що характеризується дотичним напруженням $\tau_{\max}$ (рис. 3).

Це можна довести наступним чином.

1) При складному напруженому стані максимальне дотичне напруження обчислюється за формулою:

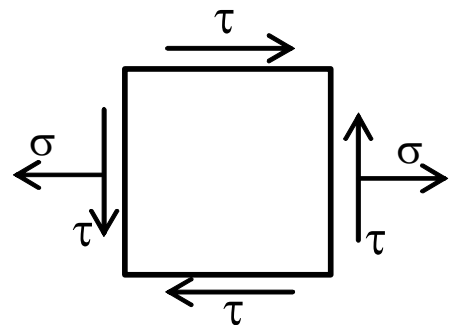


Рис. 1. Спрощений плоский напружений стан: σ , τ – відповідно нормальне і дотичне напруження в небезпечній точці

$$\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3) / 2. \quad (8)$$

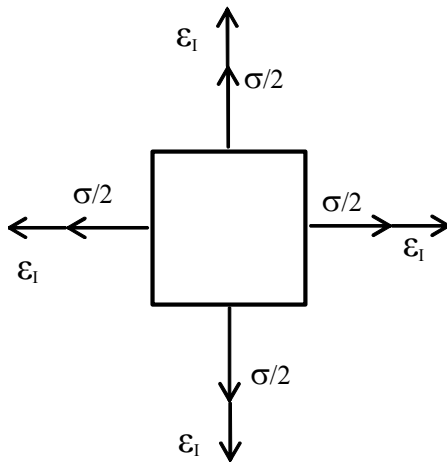


Рис. 2. Рівномірний плоский розтяг напруженнями $\sigma/2$, яким відповідає деформація ϵ_I

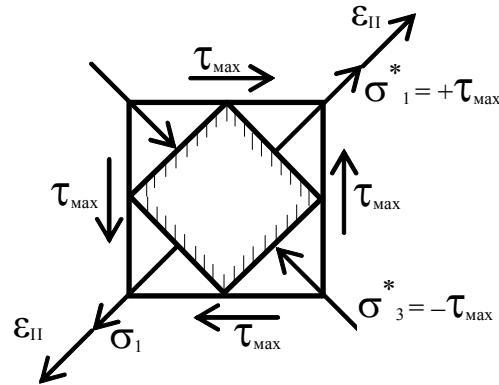


Рис. 3. Чистий зсув: $\tau_{\max} = \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}$; гранями заштрихованого елемента є головні площинки; деформація ϵ_{II} збігається з напрямком головного напруження σ_1^*

Згідно з (3) і (8) отримаємо:

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}. \quad (9)$$

2) Відповідно до (3) головні напруження при чистому зсуві за дотичного напруження $\tau_{\max}$

$$\sigma_1^* = +\tau_{\max}; \sigma_3^* = -\tau_{\max}; \sigma_2 = 0. \quad (10)$$

3) Згідно з (2) і (10) найбільша ДЛД при даному чистому зсуві

$$\epsilon_{\max}^* = \epsilon_{II} = (\sigma_1^* - \mu\sigma_3^*) / E \Rightarrow$$

$$\epsilon_{II} = (1 + \mu) \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2} / E.$$

Напрямок ϵ_{II} збігається з напрямком σ_1^* (рис. 3).

Оскільки при рівномірному плоскому розтязі (рис. 2) деформація ϵ_I в усіх напрямках рівна, то найбільша ДЛД збігається з напрямком ϵ_{II} .

За величиною

$$\epsilon_{\max} = \epsilon_I + \epsilon_{II}.$$

Таким чином, спрощений плоский напружений стан, показаний на рис. 1, можна представити як суму напружених станів за рівномірного плоского розтягу (рис. 2) і чистого зсуву (рис. 3).

2.3. Виведення формули

1) Записуємо вираз максимального значення критерію за робочого напруженого стану у вигляді формули (4):

$$\epsilon_{\max} = (1 - \mu)\sigma/2E + (1 + \mu) \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2} / E.$$

Оскільки між лінійною деформацією і нормальним напруженням існує лінійна залежність у вигляді закону Гука

$$\sigma = \epsilon E,$$

то коефіцієнт запасу можна визначити, використавши нормальні напруження, еквівалентні лінійним деформаціям [1, с. 174]. Помноживши рівняння (4) на модуль пружності E , отримаємо:

$$\sigma_{\max} = (1 - \mu)\sigma/2 + (1 + \mu) \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}. \quad (11)$$

Враховуючи позначення (5)... (7), можна записати:

$$\sigma_{\max} = \sigma_I + \sigma_{II}, \quad (12)$$

де

$$\sigma_I = (1 - \mu)\sigma/2, \quad (13)$$

$$\sigma_{II} = (1 + \mu) \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}. \quad (14)$$

Тепер можна застосувати формулу коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшого нормального напруження. Згідно з [3, с. 41]

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

де n_1, n_2 – частинні коефіцієнти запасу по нормальних напруженнях, спричинених простими опорами. Відповідно до (15)

$$n = \frac{n_I n_{II}}{n_I + n_{II}}, \quad (16)$$

де

$$n_I = \sigma_{Icp} / \sigma_I; \quad (17)$$

$$n_{II} = \sigma_{IIcp} / \sigma_{II}. \quad (18)$$

Визначення n_I . Так як величина граничної деформації і, відповідно, граничного напруження крихкого матеріалу не залежать від виду напруженого стану, а лише від градієнта деформацій [4, с. 42], то

$$\sigma_{Icp} = \sigma_L, \quad (19)$$

де σ_L – межа міцності $\sigma_{мз}$ при згині. Відповідно до (17), (19)

$$n_I = \frac{\sigma_L}{(1-\mu)\sigma/2} = \frac{2}{1-\mu} \frac{\sigma_L}{\sigma} \Rightarrow n_I = 2n_\sigma / (1-\mu), \quad (20)$$

де $n_\sigma = \sigma_L / \sigma$ – частинний коефіцієнт запасу по нормальному напруженню.

Визначення n_{II} . Величина σ_{II} набуде граничного значення при досягненні граничних значень його компонентами:

$$\sigma_{IIcp} = (1+\mu) \sqrt{(\sigma_{cp}/2)^2 + \tau_{cp}^2}. \quad (21)$$

Згідно з (14), (18), (21)

$$n_{II} = \frac{(1+\mu) \sqrt{(\sigma_{cp}/2)^2 + \tau_{cp}^2}}{(1+\mu) \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}} \Rightarrow n_{II} = \frac{\sqrt{(\sigma_{cp}/2)^2 + \tau_{cp}^2}}{\sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}}. \quad (22)$$

Формула (22) виражає коефіцієнт запасу по максимальному дотичному напруженню при сумісних згині і крученні. В цій формулі величини $\sigma/2$ і τ – максимальні дотичні напруження в небезпечній точці, спричинені згинальним M і крутним M_k моментами відповідно.

Відповідно до [2, с. 28] формула (22) після ряду перетворень набуває вигляду:

$$n_{II} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (23)$$

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

$$n_\sigma = \sigma_L / \sigma; \quad (24)$$

$$n_\tau = \tau_L / \tau, \quad (25)$$

де σ_L, σ та τ_L, τ – межа міцності матеріалу і робоче напруження при згині та крученні відповідно.

Значення коефіцієнта n_σ у формулах (20) і (23) одне і те ж.

Із (16), (20), (22) отримаємо:

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

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

(26)

2.4. Особливості використання формули

Формула (26) справедлива за статичного, циклічного або змішаного складного опору. Тобто прості опори, що є компонентами складного опору, можуть бути статичними чи циклічними або одна частина – статичними, інша – циклічними.

Формула виведена за умови статичного навантаження, що зумовлює в небезпечному перерізі згинальний і крутний моменти.

Нижче розглянуто визначення частинних коефіцієнтів запасу за інших можливих умов навантаження.

1) Розтяг і кручення. Коефіцієнт n_σ визначають за формулою (24):

$$n_\sigma = \sigma_L / \sigma,$$

де $\sigma_L = \sigma_{mp}$; $\sigma = \sigma_p$ – відповідно граничне і робоче напруження при розтязі.

2) Розтяг, згин і кручення. За наявності двох простих опорів, що зумовлюють лінійний напружений стан, величину n_σ обчислюють згідно з формулою (15):

$$n_\sigma = \frac{n_p n_z}{n_p + n_z}, \quad (27)$$

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

3) Число простих опорів, що зумовлюють лінійний напружений стан, більше двох.

Формулу (15) використовують спочатку для визначення коефіцієнта запасу $n_{1,2}$ при двох опорах, а потім повторно ще раз. При повторному використанні формули коефіцієнти $n_{1,2}$ і n_3 (коефіцієнт запасу за третього простого опору) відіграють роль частинних коефіцієнтів запасу [3, с. 42].

Таким способом можна визначити частинний n_σ коефіцієнт запасу за довільної кількості простих опорів.

4). Наявність циклічних простих опорів

а) Симетричний цикл напружень. Частинний коефіцієнт запасу n (n_σ чи n_τ) обчислюють за формулою:

$$n = \frac{p_{-1}}{K_D p_a}, \quad (28)$$

де p_{-1} – межа витривалості матеріалу за симетричного циклу напружень при згині (σ_{-1}), розтязі-стиску

(σ_{-1p}) чи крученні (τ_{-1});

p_a – амплітудне робоче напруження (σ_a чи τ_a);

K_D – загальний коефіцієнт зниження межі витривалості деталі при симетричному циклі напружень: $K_{\sigma D}$ при згині або розтязі-стиску, $K_{\tau D}$ – при крученні.

б) Несиметричний цикл напружень (середнє напруження $p_m > 0$). Вид формули коефіцієнта запасу залежить від характеристики ρ_D циклу напружень в небезпечній точці деталі [5, с. 20].

$$\rho_D = K_D \rho, \quad (29)$$

де ρ – номінальна характеристика циклу напружень.

$$\rho = p_a / p_m, \quad (30)$$

де p_a, p_m – відповідно амплітудне і середнє напруження циклу, визначені без врахування впливу різних факторів, які залежать від конструкції деталі, матеріалу і технології її виготовлення.

При $\infty > K_D \rho \geq 1$

$$n = \frac{p_{-1}}{K_D p_a + \psi p_m}, \quad (31)$$

де ψ (ψ_σ чи ψ_τ) – коефіцієнт чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень.

При $1 > K_D \rho > 0$

$$n = \frac{p_L}{\gamma K_D p_a + p_m}. \quad (32)$$

де p_L – межа міцності матеріалу при згині (σ_{m3}), розтязі (σ_{mp}) чи крученні (τ_m);

γ – коефіцієнт, який обчислюють за формулою:

$$\gamma = (p_L / p_{-1})(1 + \psi) - 1. \quad (33)$$

Приклад 1. Визначити коефіцієнт запасу n круглого стержня діаметром 40 мм, в небезпечному перерізі якого діють згинальний момент $M = 200$ Нм і крутний момент $M_K = 300$ Нм.

Матеріал – СЧ 21: $\sigma_{\text{мр}} = 210$ МПа; $\sigma_{\text{мс}} = 750$ МПа; $\sigma_{\text{мз}} = 400$ МПа; $\tau_{\text{м}} = 280$ МПа; $\mu = 0,25$.

Розв’язання. Записуємо формулу коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшої додатної лінійної деформації, оскільки маємо справу з крихким матеріалом – сірим чавуном і складним опором, що зумовлює спрощений плоский напружений стан.

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

$$n_\sigma = \sigma_L / \sigma_{\text{макс}} \cdot \sigma_L = \sigma_{\text{мз}}$$

$$\sigma_{\text{макс}} = M / W; W = \pi d^3 / 32 \Rightarrow \sigma_{\text{макс}} = 32M / \pi d^3 =$$

$$= 32 \cdot 200 \cdot 10^3 / \pi \cdot 40^3 = 31,83 \text{ Н/мм}^2 = 31,83 \text{ МПа.}$$

$$n_\sigma = \sigma_{\text{мз}} / \sigma_{\text{макс}} = 400 / 31,83 \Rightarrow n_\sigma = 12,57.$$

$$n_\tau = \tau_L / \tau_{\text{макс}} \cdot \tau_L = \tau_{\text{м}}.$$

$$\tau_{\text{макс}} = M_K / W_p; W_p = \pi d^3 / 16 \Rightarrow \tau_{\text{макс}} = 16M_K / \pi d^3 =$$

$$= 16 \cdot 300 \cdot 10^3 / \pi \cdot 40^3 = 23,87 \text{ Н/мм}^2 = 23,87 \text{ МПа.}$$

$$n_\tau = \tau_{\text{м}} / \tau_{\text{макс}} = 280 / 23,87 \Rightarrow n_\tau = 11,73.$$

$$n = \frac{12,57 \cdot 11,73}{\sqrt{12,57^2 + 11,73^2 + (1 - 0,25)11,73 / 2}} \Rightarrow n = 6,83.$$

Відповідь: $n = 6,83$.

Обчислюємо коефіцієнт запасу при використанні гіпотези Мора.

$$n' = \sigma_L / \sigma_{\text{екв}}^M \cdot \sigma_L = \sigma_{\text{мр}}.$$

$$\sigma_{\text{екв}}^M = (1 - K)\sigma / 2 + (1 + K)\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} / 2; K = \sigma_{\text{мр}} / \sigma_{\text{мс}} = 210 / 750 = 0,28.$$

$$\sigma_{\text{екв}}^M = (1 - 0,28)31,83 / 2 + (1 + 0,28)\sqrt{31,83^2 + 4 \cdot 23,87^2} / 2 = 50,18 \text{ МПа.}$$

$$n' = 210 / 50,18 \Rightarrow n' = 4,18.$$

Відповідь: $n' = 4,18$.

Отже дійсний коефіцієнт запасу занижено у $6,83/4,18=1,63$ рази.

Приклад 2. В небезпечному перерізі круглого чавунного стержня діаметром 20 мм діють внутрішні зусилля: статичні поздовжня сила $N = 10$ кН і крутний момент $M_K = 40$ Нм та циклічний згинальний момент $M = \pm 8$ Нм. Визначити коефіцієнт запасу деталі. Матеріал СЧ 32: $\sigma_{\text{мр}} = 320$ МПа; $\sigma_{\text{л}} = 140$ МПа; $\tau_{\text{м}} = 350$ МПа; $\mu = 0,25$. Загальний коефіцієнт зниження межі витривалості деталі при циклічному симетричному згині $K_{\sigma\text{д}} = 2$.

Розв’язання. Навантаження зумовлює в небезпечній точці деталі спрощений плоский напружений стан. Враховуючи крихкий матеріал і складний напружений стан, в розрахунках використаємо гіпотезу найбільшої ДІД, а коефіцієнт запасу визначимо за формулою (26):

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

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

I. Обчислюємо частинні коефіцієнти запасу за простих опорів.

1) Статичний розтяг

$$n_p = \sigma_{\text{мр}} / \sigma_p.$$

$$\sigma_p = N / A = 4N / \pi d^2 = 4 \cdot 10 \cdot 10^3 / \pi \cdot 20^2 = 31,83 \text{ Н/мм}^2 \Rightarrow \sigma_p = 31,83 \text{ МПа.}$$

$$n_p = 320 / 31,83 \Rightarrow n_p = 10,05.$$

2) Статичне кручення

$$n_\tau = \tau_{\text{м}} / \tau.$$

$$\tau = \tau_{\text{макс}} = M_K / W_p = 16M_K / \pi d^3 = 16 \cdot 40 \cdot 10^3 / \pi \cdot 20^3 = 25,46 \text{ Н/мм}^2 \Rightarrow \tau = 25,46 \text{ МПа.}$$

$$n_{\tau} = 350 / 25,46 \Rightarrow n_{\tau} = 13,75.$$

3) Циклічний симетричний згин. Згідно з (28)

$$n_3 = \sigma_{-1} / (K_{\sigma L} \sigma_a).$$

$$\sigma_a = M_{\max} / W = 32 M_{\max} / \pi d^3 = 32 \cdot 8 \cdot 10^3 / \pi \cdot 20^3 = 10,19 \text{ Н/мм}^2 \Rightarrow \sigma_a = 10,19 \text{ МПа.}$$

$$n_3 = 140 / (2 \cdot 10,19) \Rightarrow n_3 = 6,87.$$

Розмірність: N – кН; M, M_{κ} – Н·мм; d – мм.

4) Нормальне напруження σ в небезпечній точці дорівнює сумі напружень, спричинених статичним розтягом і циклічним згином:

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_a.$$

Тому частинний коефіцієнт n_{σ} запасу визначаємо за формулою (15) як коефіцієнт запасу за складного опору, що зумовлює лінійний напружений стан:

$$n_{\sigma} = n_p n_3 / (n_p + n_3) = 10,05 \cdot 6,87 / (10,05 + 6,87) \Rightarrow n_{\sigma} = 4,08.$$

II. Обчислюємо коефіцієнт запасу деталі. Згідно з (26)

$$n = \frac{4,08 \cdot 13,75}{\sqrt{4,08^2 + 13,75^2} + (1 - 0,25) 13,75 / 2} \Rightarrow n = 2,88.$$

Відповідь: $n = 2,88$.

III. Обчислюємо коефіцієнт запасу за формулою (23), тобто при використанні критерію найбільшого дотичного напруження

$$n' = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{4,08 \cdot 13,75}{\sqrt{4,08^2 + 13,75^2}} \Rightarrow n' = 3,91$$

Визначимо відношення η коефіцієнтів n' і n :

$$\eta = n' / n = 3,91 / 2,88 \Rightarrow \eta = 1,36.$$

Тобто дійсний коефіцієнт запасу при використанні формули (23) завищується в даному разі на 36 %.

ВИСНОВКИ

1. Виведено формулу коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшої додатної лінійної деформації за складного опору, що зумовлює спрощений плоский напружений стан.
2. Формула справедлива для матеріалу в крихкому стані незалежно від характеру навантаження за простих опорів, що є компонентами складного опору.
3. При використанні гіпотези Мора дійсний коефіцієнт запасу суттєво занижується, а при використанні коефіцієнта запасу по дотичних напруженнях може суттєво завищуватись.
4. Виведені формули коефіцієнта запасу при використанні різних критеріїв міцності свідчать, що частинні коефіцієнти запасу є універсальним інструментом для оцінки міцності деталі за довільного навантаження.

Література

1. Павлов В.С. Вибір критерію міцності в машинобудуванні / В.С. Павлов // Вісник ХНУ. Технічні науки. – 2006. – № 6. – С. 172...176.
2. Павлов В.С. Визначення коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшого дотичного напруження / В.С. Павлов // Вісник ХНУ. Технічні науки. – 2010. – № 1. – С. 25-31.
3. Павлов В.С. Визначення коефіцієнта запасу міцності при використанні критерію найбільшого нормального напруження / В.С.Павлов // Вісник ХНУ. Технічні науки. – 2008. – № 3. – С. 39– 43.
4. Павлов В.С. Визначення чинників, що впливають на граничне значення критерію міцності / В.С. Павлов // Вісник ХНУ. Технічні науки. – 2008. – № 1. – С. 37– 43.
5. Павлов В.С. Виведення формули коефіцієнта запасу при циклах напружень з від'ємним середнім напруженням / В.С. Павлов // Вісник ХНУ. Технічні науки. – 2009. – № 3. – С. 16...25.

Надійшла 7.2.2010 р.