

ГРАНИЧНІ НАПРУЖЕННЯ ПРИ ЗГІНІ

Доведено неправомірність припущення про рівність граничних напружень конструкційних сталей при деформаціях розтягу і згину. Показано, що при згині межа текучості суттєво вища порівняно з розтягом. Запропоновано додатково ввести стандартні показники статичної і циклічної міцності конструкційних сталей.

Illegality of supposition about equality of maximum tensions of construction steel at tension and bend deformations has been well-proven. It is shown that at a bend the limit of fluidity is substantially higher comparatively with tension. Additional introduction of the standard indexes of static and cyclic durability of construction steel has been suggested in the article.

Ключові слова: напруження, межа міцності, межа текучості.

Вступ

Величина граничного напруження за простого опору є визначальною при обчисленні коефіцієнта запасу як за цього простого опору, так і за складного, компонентом якого він є.

Тому визначення і уточнення граничних напружень матеріалу за простих опорів завжди є актуальними.

Особливо актуальною є проблема визначення граничного нормального напруження при статичному згині.

Автором вже порушувалось питання неправомірності припущення про рівність граничних напружень конструкційних сталей при розтязі і згині [1, с.42], [2, с.27], тобто

$$S_{mз} = S_{mр} \quad (1)$$

де $S_{mз}$ і $S_{mр}$ – межа текучості при згині і розтязі відповідно.

Мета роботи:

1) обґрунтування неправомірності припущення про рівність меж текучості конструкційної сталі при згині і розтязі;

2) визначення граничного напруження конструкційної сталі при статичному згині.

Основний розділ

Способи розв'язання поставлених задач різні. Тому доцільно розглянути кожен з них окремо.

Доведення неправомірності використання припущення (1):

$$S_{mз} = S_{mр} \quad (1)$$

Оскільки для розв'язання цієї задачі використано діаграми граничних амплітуд напружень, нагадаємо основні питання, що стосуються циклічної міцності матеріалу і особливостей зазначених діаграм.

В роботі розглядається лише багатоциклова міцність (число циклів до руйнування $N > 5 \cdot 10^4$) з регулярним циклом напружень, що характеризується наявністю одного максимуму і одного мінімуму (рис. 1).

Між параметрами циклу існують прості співвідношення:

$$p_{cp} = (p_{max} + p_{min}) / 2; \quad (2)$$

$$p_a = (p_{max} - p_{min}) / 2; \quad (3)$$

$$p_{max} = p_{cp} + p_a \quad (4)$$

$$p_{min} = p_{cp} - p_a \quad (5)$$

До параметрів циклу напружень належать також коефіцієнт несиметрії

$$R = p_{min} / p_{max} \quad (6)$$

і характеристика

$$r = p_a / p_{cp} \quad (7)$$

Залежність між коефіцієнтом несиметрії і характеристикою циклу

$$r = (1-R) / (1+R); \quad (8)$$

$$R = (1-r) / (1+r). \quad (9)$$

Граничним напруженням при циклічному навантаженні є **межа (границя) витривалості** p_R – найбільше за абсолютною величиною значення циклічного напруження, яке матеріал витримує не руйнуючись базове (задане) число циклів при коефіцієнті несиметрії R .

Стандартний показник циклічної міцності – межа витривалості p_{-1} (S_{-1} чи t_{-1}) за симетричного циклу напружень.

Інші значення p_R визначають графічно або аналітично. При графічному визначенні p_R

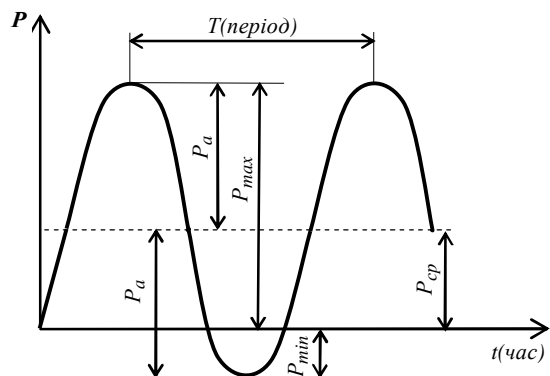


Рис. 1. Регулярний цикл напружень: параметри циклу – максимальне p_{max} , мінімальне p_{min} , середнє p_{cp} , амплітудне p_a напруження

використовують діаграму граничних напружень, побудовану в координатах $p_{cp} - p_a$ (діаграму граничних амплітуд Хейя), що показана на рис. 2. Гранична лінія BD – геометричне місце точок, що зображають граничні цикли напружень.

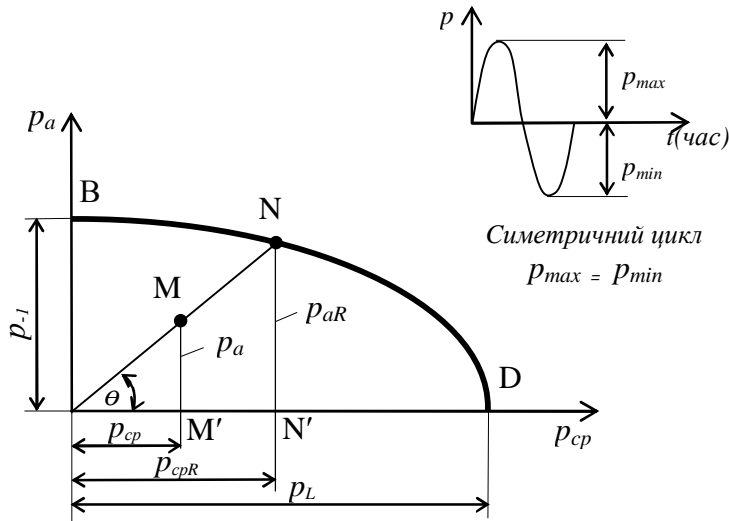


Рис. 2. Діаграма граничних амплітуд Хейя: т. В – граничний симетричний цикл ($p_{cp}=0; p_a=p_{-1}$); т. D – граничний напружений стан при розтязі або крученні ($p_{cp}=p_L; p_a=0$); точки М і N – подібні відповідно робочий і граничний цикли з характеристикою $r=tg\alpha=p_a/p_{cp}$; p_{-1} – межа витривалості при симетричному циклі; p_L – межа міцності p_m крихкого або межа текучості p_m пластичного матеріалу при статичному розтязі або крученні

Послідовність дій при графічному визначенні межі витривалості матеріалу p_R і коефіцієнта запасу міцності n , що відповідають робочому циклу напружень.

- 1) На діаграмі будують робочу точку M , координатами якої є параметри p_{cp} і p_a циклу напружень в небезпечній точці зразка (рис. 2).
- 2) З початку координат через т. M проводять промінь до перетину з граничною лінією BD . Точка перетину N зображає граничний цикл напружень.
- 3) Межа витривалості (максимальне напруження граничного циклу напружень) згідно із (4)

$$p_R = p_{cpR} + p_{aR}, \tag{10}$$

тобто дорівнює, в масштабі, сумі довжин відрізків $\overline{ON'}$ і $\overline{NN'}$:

$$p_R = \overline{ON'} + \overline{NN'}.$$

Примітки. а) Величини p_{cp} і p_a обчислюють за формулами (2) і (3), де p_{max} і p_{min} – номінальні напруження, які визначають за формулами опору матеріалів.

б) При визначенні межі витривалості деталі координатами небезпечної точки є p_{cp} і $K_D p_a$.

K_D – загальний коефіцієнт зміни межі витривалості деталі при симетричному циклі напружень в небезпечній точці деталі під впливом різних факторів (негативних і позитивних).

4) Цикли напружень з однаковим коефіцієнтом несиметрії R (або характеристикою r) називаються подібними.

5) Коефіцієнт запасу дорівнює відношенню найбільших за абсолютною величиною напружень подібних граничного і робочого циклів напружень:

$$n = p_R / p_{max}. \tag{11}$$

Коефіцієнт запасу при графічному визначенні визначають як відношення відстаней від початку координат до точок, що зображають граничний і робочий цикли відповідно:

$$n = \overline{ON} / \overline{OM}.$$

Схематизовані діаграми граничних амплітуд напружень

З метою зменшення трудомісткості графічного визначення межі витривалості p_R і коефіцієнта запасу n використовують схематизовані діаграми.

Діаграма Кінасашвілі. Р.С.Кінасашвілі запропонував схематизовану діаграму (1944 р.), побудовану в координатах $s_{cp} - s_a$ у вигляді двох відтинків прямої: BK і KD (рис. 3) [3, с.421].

Пряма BK проходить через т. B під кутом α до горизонталі.

$tg\alpha = y_s$ – коефіцієнт чутливості матеріалу до несиметрії циклу напружень.

$$y_s = \frac{s_{-1} - s_0/2}{s_0/2}, \quad (12)$$

де s_0 – межа витривалості матеріалу при віднульовому циклі напружень ($s_{\max} = s_0$; $s_{\min} = 0$).

Граничні середнє і амплітуднє напруження

$$s_a^0 = s_{cp}^0 = s_0/2, \quad (13)$$

а характеристика циклу напружень $r_0 = 1$. Тобто $q_0 = 45^\circ$.

За відсутності даних про s_0 величину y_s можна обчислити за формулою [3, с.422]:

$$y_s = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} s_m \quad (s_m \text{ – число МПа}), \quad (14)$$

де s_m – межа статичної міцності матеріалу.

Пряма KD утворює з додатним напрямком осі абсцис кут 135° . Відповідно гострий кут ODK дорівнює 45° .

Довільна точка відтинку KD зображає граничний цикл, максимальнє напруження якого дорівнює межі текучості при розтязі.

Наприклад, максимальнє напруження граничного циклу, що зображений точкою N_m і подібний до робочого циклу M ,

$$s_R(\kappa) = \overline{ON'_m} + \overline{N'_m N'_m} = \overline{ON'_m} + \overline{N'_m D} = s_m.$$

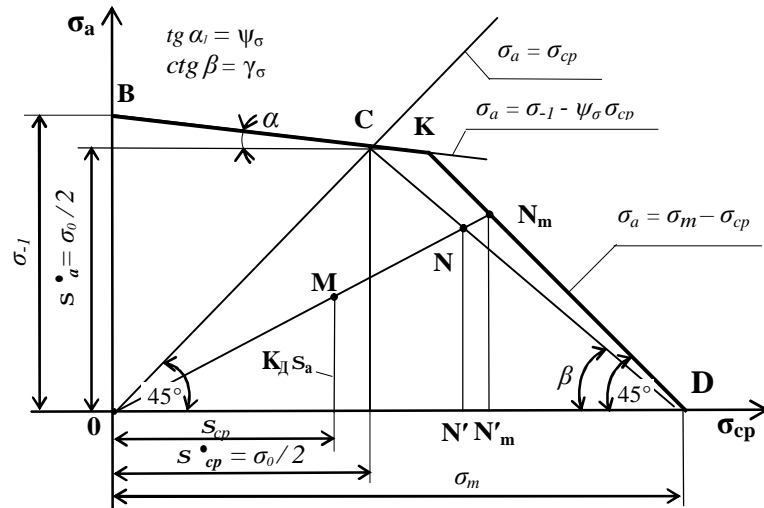


Рис. 3. Схематизовані діаграми граничних амплітуд напружень. Циклічний розтяг-стиск. BKD – діаграма Кінасошвілі, BCD – її модифікація. Сталь 20: $s_m=420$ МПа; $s_m=250$ МПа; $s_{-1}=120$ МПа; $y_s=0,104$; $g_s=1,300$

Модифікована діаграма Кінасошвілі. Модифікована діаграма запропонована автором. Її зображає ламана лінія BCD . Модифікація полягає в заміні характерної точки K точкою C .

Т. C зображає граничний віднульовий цикл напружень. Це точка перетину прямої BK і променя, проведеного з початку координат під кутом 45° до осі абсцис. Відтинки OC – геометричне місце точок віднульових циклів напружень.

Межа витривалості, що відповідає робочому циклу M і визначена за діаграмою BCD , менша межі текучості s_m :

$$s_R(c) = \overline{ON'} + \overline{NN'} < s_R(\kappa) = s_m,$$

так як обидва відтинки, $\overline{ON'}$ і $\overline{NN'}$, менші відповідних відтинків $\overline{ON'_m}$ і $\overline{N'_m N'_m}$.

Рівняння прямої CD :

$$s_a = g_s (s_m - s_{cp}), \quad (15)$$

де $g_s = ctg b$.

Коефіцієнти g_s і y_s пов'язані співвідношенням:

$$g_s = (s_m / s_{-1})(1 + y_s) - 1. \quad (16)$$

Обґрунтування більшої достовірності модифікованої діаграми.

1) Т. C зображає граничний віднульовий цикл, що розмежовує знакопостійні цикли, які належать

відтинку CD , і знакозмінні, які належать відтинку BC .

Тобто вона розмежовує цикли, при яких деформування є принципово різним.

Зміна напрямку деформації протягом кожного періоду знакозмінного циклу спричиняє різке зниження опірності матеріалу циклічному навантаженню.

2) Експериментально встановлено, що за одного і того ж виду деформації максимальне напруження довільного граничного циклу напружень (межа витривалості) завжди менше граничного статичного напруження. Тобто завжди

$$S_R < S_m \quad (17)$$

Пояснення результату експерименту.

При досягненні межі текучості S_m за одноразового розтягу зразка пластична деформація матеріалу відбувається в макрооб'ємі, а при руйнуванні зразка за багатоциклової втоми – в мікрооб'ємі. Деформація в мікрооб'ємі передеє деформації в макрооб'ємі. Вона виникає при меншому рівні напружень. Тому $S_R < S_m$.

Для доведення неправомірності припущення $S_{mз} = S_{mp}$ використаємо рис. 4.

Він відрізняється від рис. 3 наявністю модифікованої діаграми B_1C_1D циклічного згину, побудованої за умови $S_{mз} = S_{mp}$. Матеріал той же – сталь 20.

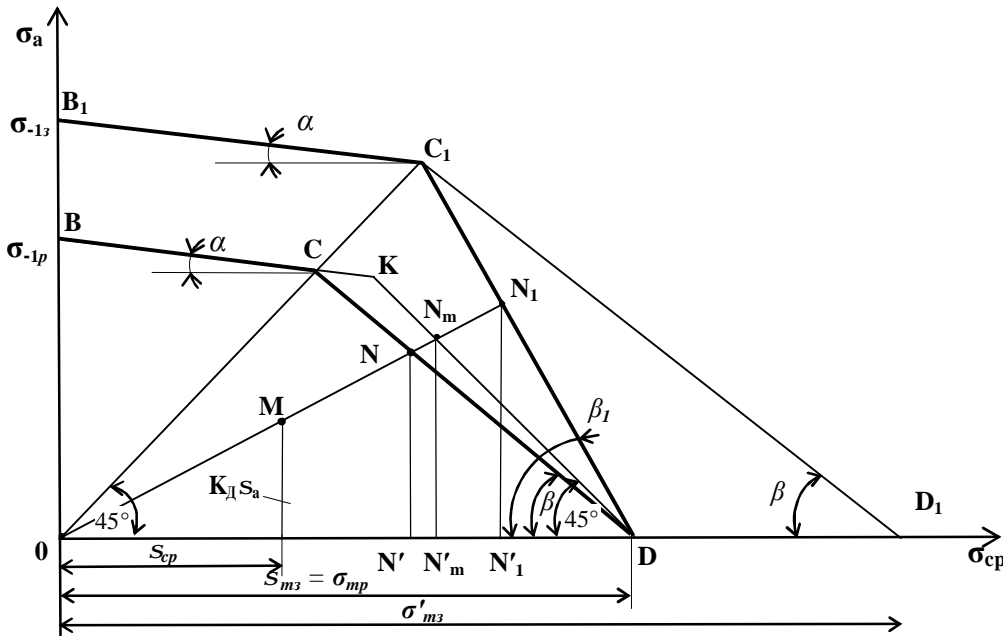


Рис. 4. Схематизовані діаграми граничних амплітуд напружень. Розтяг-стиск: BKD – діаграма Кінасошвілі; BCD – її модифікація. Згин: B_1C_1D – модифікована діаграма Кінасошвілі. Сталь 20: $S_{cp}=420$, $S_{mp}=250$, $S_{-1p}=120$, $S_{-1s}=170$ (с в МПа); $y_s=\text{tga}=0,104$; $g_s=\text{ctgb}=1,300$; $g'_s=\text{ctgb}_1=0,624$

Визначимо графічним способом межі витривалості за обох видів деформацій: розтягу-стиску і згину.

Розглянемо робочі цикли, параметри яких (S_{cp} і $K_D S_a$) однакові. Ці цикли зображає т. M .

Маємо на увазі, що точки лінії KD зображають граничні цикли, максимальне напруження яких дорівнює межі текучості S_{mp} .

Граничне напруження при розтязі-стиску (див. діаграму BCD)

$$S_R(c) = \overline{ON'} + \overline{NN'}$$

Як показано вище, оскільки відтинки $\overline{ON'}$ і $\overline{NN'}$ менші відповідних відтинків $\overline{ON'_m}$ і $\overline{N_mN'_m}$, то межа витривалості при розтязі-стиску менша межі текучості:

$$S_R(c) < S_{mp}$$

Аналогічно визначаємо граничне напруження при циклічному згині (див. діаграму B_1C_1D):

$$S_R(c_1) = \overline{ON'_1} + \overline{N_1N'_1}$$

Так як довжини відтинків $\overline{ON'_1}$ і $\overline{N_1N'_1}$ більші відповідних відтинків $\overline{ON'_m}$ і $\overline{N_mN'_m}$, то межа витривалості при циклічному згині більша межі текучості:

$$S_R(c_1) > S_{mp}. \quad (18)$$

Отже граничне напруження знакопостійного циклу при деформації згину більше межі текучості при розтязі. При статичному згині ця різниця напружень буде більш суттєвою.

Таким чином, неправомірність припущення $S_{mp} = S_{mз}$ доведена.

Межа текучості при згині завжди більша межі текучості при розтязі:

$$S_{mз} > S_{mp}. \quad (19)$$

Орієнтовна межа текучості вуглецевої конструкційної сталі при згині

Як видно із суміщених діаграм Кінасошвілі (рис. 4), відтинки BC і B_1C_1 , що належать діаграмам розтягу-стиску і згину відповідно, паралельні. Так як коефіцієнти чутливості матеріалу $y_s = tga$ до знакозмінних циклів напружень розтягу-стиску і згину рівні.

Можна сподіватись, що коефіцієнти чутливості $g_s = ctgb$ до знакопостійних циклів також рівні.

А це означає, що відтинки діаграм розтягу-стиску і згину, точки яких зображають відповідні знакопостійні цикли напружень, не можуть мати спільної т. D , а повинні бути паралельними. Тобто $\overline{CD} // \overline{C_1D_1}$.

Тоді точка D_1 зобразить дійсне напруження при статичному згині ($S'_{mз}$ на рис. 4).

В такому разі відношення $\overline{OB_1}/\overline{OB}$ і $\overline{OD_1}/\overline{OD}$ рівні. Тобто

$$\frac{S_{-1з}}{S_{-1р}} = \frac{S_{mз}}{S_{mp}}. \quad (20)$$

І величину межі текучості конструкційної сталі при згині можна визначити із співвідношення:

$$S_{mз} = (S_{-1з}/S_{-1р}) S_{mp}. \quad (21)$$

Для підтвердження правомірності припущення (20) використано механічні характеристики сірих (СЧ) і ковких (КЧ) чавунів, які наведено в таблицях 1 і 2 [4, с.652].

Граничні напруження при згині цих матеріалів відомі.

В таблиці 3 наведено механічні характеристики вуглецевих конструкційних сталей [4, с.646].

Таблиця 1

Механічні характеристики сірих чавунів

Марка	S_{mp}	$S_{mз}$	$S_{-1р}$	$S_{-1з}$	$\frac{S_{mз}}{S_{mp}}$	$\frac{S_{-1з}}{S_{-1р}}$
					МПа	
СЧ 18-36	180	360	35	90	2,00	2,57
СЧ 24-44	240	440	65	120	1,83	1,85
СЧ 28-48	280	480	75	150	1,71	2,00
СЧ 32-52	320	520	70	140	1,63	2,00
СЧ 35-56	350	560	75	150	1,60	2,00
Ср.					1,75	2,08

Таблиця 2

Механічні характеристики ковких чавунів

Марка	S_{mp}	$S_{mз}$	S_{mp}	$S_{mз}$	$S_{-1р}$	$S_{-1з}$	$\frac{S_{mз}}{S_{mp}}$	$\frac{S_{mз}}{S_{mp}}$	$\frac{S_{-1з}}{S_{-1р}}$
							МПа		
КЧ 30-6	300	490	190	310	70	120	1,63	1,63	1,71
КЧ 33-8	330	530	210	330	80	130	1,61	1,57	1,63
КЧ 35-10	350	570	220	340	80	140	1,63	1,55	1,75
КЧ 37-12	370	580	230	350	80	140	1,57	1,52	1,75
КЧ 50-4	500	720	270	420	110	180	1,44	1,56	1,64
Ср.							1,58	1,57	1,70

Механічні характеристики вуглецевих конструкційних сталей

Марка	S_{mp}	S_{-1p} МПа не менше	S_{-13}	$\frac{S_{-13}}{S_{-1p}}$	S_{m3}^* МПа
Сталь 10	210	120	160	1,333	256
- " - 20	250	120	170	1,417	305
- " - 30	300	170	200	1,176	366
- " - 35	320	170	220	1,294	390
- " - 40	340	180	230	1,278	415
- " - 45	360	190	250	1,316	439
- " - 50	380	200	270	1,350	464
- " - 60	410	220	310	1,409	500
Ср.				1,321	

Позначення механічних характеристик в табл. 1, 2, 3.

S_{mp} , S_{m3} і S_{mp} , S_{m3} – межа міцності і межа текучості при розтязі і згині відповідно;

S_{-1p} , S_{-13} – межа витривалості при симетричному розтязі-стиску і згині відповідно.

Як видно з таблиці 1, у разі сірих чавунів середні значення величин S_{-13}/S_{-1p} і S_{m3}/S_{mp} складають 2,08 і 1,75 відповідно.

У разі ковких чавунів (табл. 2) $S_{-13}/S_{-1p} = 1,70$, а S_{m3}/S_{mp} і S_{-13}/S_{-1p} практично однакові і складають 1,58 і 1,57 відповідно.

Для вуглецевих конструкційних сталей $S_{-13}/S_{-1p} = 1,32$ (табл. 3).

Розбіжність q між відношеннями показників циклічної і статичної міцності у разі крихких сірих чавунів

$$q(\text{СЧ}) = 2,08/1,75 = 1,19.$$

Для пластичних ковких чавунів

$$q(\text{КЧ}) = 1,70/1,57 = 1,08.$$

Можна сподіватись, що для більш пластичних (порівняно з ковкими чавунами) конструкційних сталей розбіжність q (КЧ) буде меншою 1,08.

Тому межа текучості вуглецевих конструкційних сталей S_{m3} при згині щонайменше на 22 % ($1,32/1,08=1,22$) вища порівняно з S_{mp} при розтязі.

В табл. 3 наведено очікувані найменші значення межі текучості вуглецевих конструкційних сталей при згині, обчислені за формулою:

$$S_{m3}^* = (S_{-13}/S_{-1p}) S_{mp} / 1,08.$$

Обговорення результатів дослідження

Доведено неправомірність припущення про рівність граничних напружень конструкційних сталей при статичних деформаціях розтягу і згину, яке широко використовується в практиці інженерних розрахунків.

Показано, що навіть при заниженій оцінці межа текучості вуглецевих конструкційних сталей в середньому не менше ніж на 22 % вища порівняно з межею текучості при розтязі.

Враховуючи масштаби використання конструкційних сталей в машинобудуванні і будівельній галузі, важко переоцінити економічний ефект завдяки уточненню показників міцності матеріалів.

Сьогодні розрахунок на циклічну міцність при згині у разі знакопостійного циклу напружень можна виконати лише дуже наближено. Оскільки нема якісної діаграми граничних амплітуд напружень. Із трьох опорних точок B_1 , C_1 і D_1 (рис. 4) лише т. B_1 визначена експериментально. Положення т. C_1 , що зображає граничний віддольовий цикл, визначається кутом α . А кут α (вірніше, $tg \alpha$) визначається з використанням емпіричної формули (14). Точку D опорною вважати, як показано, не можна. А положення т. D_1 невідоме.

На нашу думку, потрібно ввести додаткові показники міцності конструкційних сталей: межі текучості S_{m3} і тимчасової міцності S_{m3} при згині, межі витривалості S_{op} і S_{o3} при віддольових розтязі і згині відповідно.

Затрати на визначення цих показників мізерні порівняно з економічними вигодами.

Висновки

1. Припущення про рівність меж текучості конструкційних сталей при розтязі і згині є неправомірним.
2. Межа текучості вуглецевої конструкційної сталі при згині щонайменше на 22 % вища межі текучості при розтязі.
3. До стандартних механічних характеристик конструкційної сталі повинні належати:
 - 1) межа текучості і межа міцності при згині; .
 - 2) межа витривалості при віддольових циклах розтягу і згину.

Література

1. Павлов В. С. Визначення чинників, що впливають на граничне значення критерію міцності / В. С. Павлов // Вісник Хмельницького національного університету. – 2008. – № 1. – С. 37–43.
2. Павлов В. С. Повна схематизована діаграма граничних амплітуд напружень / В. С. Павлов // Вісник Хмельницького національного університету. – 2009. – № 3. – С. 25–30.
3. Корнілов О. А. Опір матеріалів: [підручник] / О. А. Корнілов. – К.: ЛОГОС, 2002 – 562 с.
4. Писаренко Г. С. Справочник по сопроотивленню материалов / Г. С. Писаренко А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – К.: Наукова думка, 1988. – 734 с.

Надійшла 26.3.2011 р.

УДК 621.81

Б.Ф. ППА, М.М. РУБАНКА

Київський національний університет технологій та дизайну

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ВАЛІВ НЕРЕВЕРСИВНИХ ВУЗЛІВ ТА МЕХАНІЗМІВ МАШИН

Представлено результати досліджень з удосконалення різьбових з'єднань валів. Запропоновано нову конструкцію з'єднання валів нереверсивних вузлів та механізмів машин – різьбове з'єднання з фрикційною шайбою, що дозволяє знизити величину напружень в різьбовому з'єднанні валів, і тим самим підвищити ефективність його роботи. Наведено метод вибору параметрів та оцінки працездатності і ефективності роботи запропонованого з'єднання валів.

The results of researches are presented from the improvement of screw-thread connections of billows. The new construction of connection of billows of unreversible knots and mechanisms of machines – screw-thread connection is offered with a friction puck, that allows to reduce the size of tensions in screw-thread connection of billows, and the same to promote efficiency of his work. The method of choice of parameters and estimation of capacity and efficiency of work of the offered connection of billows is resulted.

Ключові слова: різьбове з'єднання валів, різьбове з'єднання валів з фрикційною шайбою, напруження в різьбовому з'єднанні, ефективність різьбового з'єднання валів.

Вступ

Надійність та довговічність роботи вузлів та механізмів машин, в тому числі і машин легкої промисловості, в значній мірі залежать від надійності з'єднання валів між собою. В сучасних вузлах та механізмах машин з'єднання валів між собою здійснюється за допомогою муфт [1– 3]. Великий зовнішній діаметр муфт, що в 3 і більше разів перевищує діаметр з'єднуваних валів, та їх вага [1] призводять до збільшення моменту інерції обертальних мас механічної системи, де використовується з'єднання валів, що в свою чергу, викликає значні динамічні навантаження [4] і, в цілому, призводить до зниження надійності та довговічності роботи з'єднання. Відоме також різьбове з'єднання нереверсивних валів [5]. З'єднання валів здійснюється за допомогою циліндричного різьбового стержня, кінці якого загвинчуються в різьбові отвори кінців валів. При цьому торці валів притискаються один до одного, створюючи необхідний момент сил тертя. Недоліком такого з'єднання валів є значні напруження, що виникають в різьбовому з'єднанні, що призводить до зниження надійності та довговічності його роботи.

Таким чином питання удосконалення конструкцій з'єднання валів з метою підвищення надійності та довговічності їх роботи є актуальним для машинобудування, зокрема легкого.

Об'єктом досліджень обрано різьбове з'єднання валів нереверсивних вузлів та механізмів машин та метод вибору його параметрів, здатних забезпечити працездатність такого з'єднання та ефективно підвищити надійність і довговічність його роботи.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії деталей машин, теорії міцності та опору матеріалів.

Завданням досліджень стала розробка нової конструкції різьбового з'єднання валів нереверсивних вузлів та механізмів машин – різьбового з'єднання з фрикційною шайбою.

Основний розділ

Аналіз існуючих конструкцій з'єднань валів дає змогу запропонувати новий тип з'єднання, що