

УДК 539.432.620

О.М. Черниш, канд. техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Запас міцності при циклічному навантаженні

Розроблено метод визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні із застосуванням діаграми граничних напружень в координатах коефіцієнт асиметрії R – максимальне напруження циклу $\sigma_{max} = \sigma_R$.

коефіцієнт запасу міцності, циклічне навантаження, діаграма граничних напружень

Вступ. В залежності від призначення машин і споруд їх деталі можуть працювати при різних режимах пружного стану під дією змінних навантажень певного закону, інтенсивності, частоти і асиметрії циклу. Умови експлуатації суттєво впливають на характеристики опору втомлюваного руйнування і це необхідно враховувати як при розробці матеріалів, так і при розрахунках на міцність.

Вплив асиметрії циклу навантаження на границю витривалості як правило описують діаграмою граничних напружень циклу (діаграмою Сміта) або діаграмою граничних амплітуд циклу (діаграмою Хейя).

У першому випадку діаграма будується в координатах середнє напруження σ_m – максимальне напруження циклу σ_{max} , у другому – в координатах середнє напруження σ_m – амплітуда циклу σ_a за відомими коефіцієнтами асиметрії циклу і експериментально отриманими відповідними значеннями границі витривалості.

Визначення коефіцієнта запасу міцності в таких випадках базується на апроксимації даних діаграм, вимагає значної втрати часу і відносно складно. При цьому складність пов'язана не з самим виводом формули коефіцієнта запасу міцності, а із аналізом зон діаграми та її схематизацією.

Мета досліджень. Метою дослідження було визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні для вуглецевих сталей. Причому, якщо відмовитись від традиційного використання діаграми граничних напружень або амплітуд і перейти до діаграми граничних напружень в координатах коефіцієнт асиметрії R – максимальне напруження циклу $\sigma_{max} = \sigma_R$, можна отримати аналогічний результат, але простішим і наглядним способом.

Зміст дослідження. Після випробувань серії зразків при різних значеннях коефіцієнта асиметрії циклу R згідно отриманих кривих Веллера і відповідних значень границь витривалості σ_{-1} , $\sigma_{-0.5}$, σ_0 ... (рис.1, а) побудуємо криву $\sigma_R = f(R)$, вид якої показаний на рис.1, б. Практично для вуглецевих сталей ця крива при нормальних умовах середовища майже не відрізняється від прямої. Тому в подальших розрахунках діаграму будемо вважати прямолінійною. Для легованих сталей кривизна діаграми значно відчутніша, але в першому наближенні її також можна рахувати прямолінійною.

Треба відмітити, що значення точки C на цій діаграмі відповідає границі міцності, отриманої при статичних випробуваннях. При деяких значеннях коефіцієнта асиметрії циклу навантаження границя витривалості може бути більша границі текучості. Для таких циклів відповідно коефіцієнт запасу опору малим пластичним деформаціям n_T (по відношенню до границі текучості σ_T) буде меншим, ніж

коефіцієнт запасу втомлювальної міцності n (по відношенню до границі витривалості σ_R).

Обмежимо цикли із $\sigma_R > \sigma_T$ горизонтальною прямою. Для вуглецевих сталей із $\sigma_0 > \sigma_T$ діаграма має вигляд на рис.2.

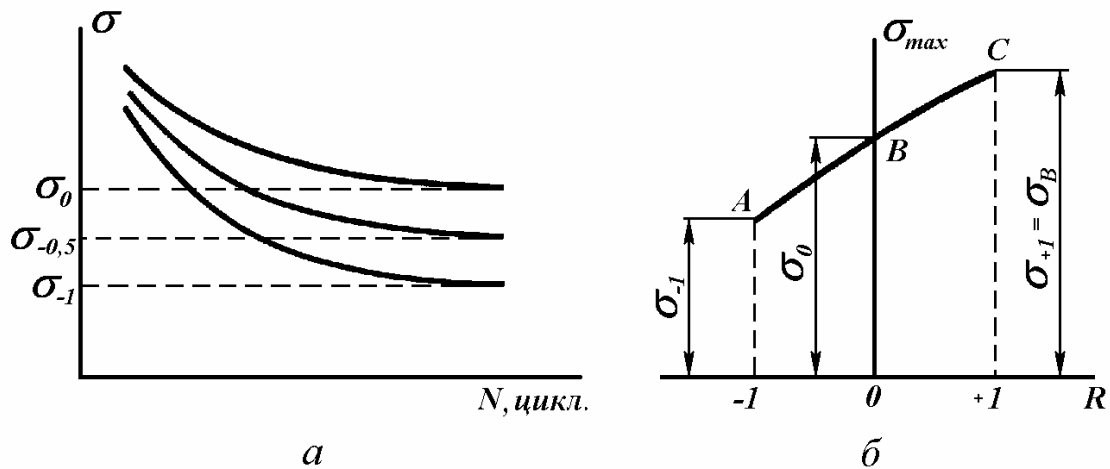


Рисунок 1 – Побудова діаграми $\sigma_R = f(R)$

За даними [4, 5] можна рахувати, що перетин лінії граничних напружень і лінії границі текучості тут спостерігається при $R = -0,4$.

При цьому коефіцієнт запасу міцності являє собою відношення максимального напруження граничного циклу, тобто границі витривалості до максимального напруження робочого циклу:

$$n = \frac{\sigma_{\max}^{cp}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_R}{\sigma_m + \sigma_a}, \quad (1)$$

де вплив експлуатаційних факторів поки не враховані.

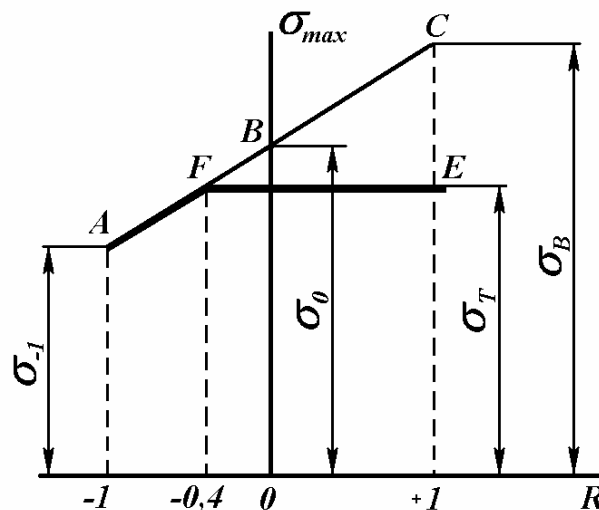


Рисунок 2 – Діаграма $\sigma_R = f(R)$ для вуглецевих сталей

Позначимо на діаграмі точкою h робочий цикл, для якого визначається коефіцієнт запасу міцності, а точкою H - відповідний граничний цикл (рис. 3). Як

правило, розрахунок проводиться із умови подібності робочого і граничного циклів (при однакових значеннях коефіцієнта циклу навантаження R).

Тоді коефіцієнт запасу міцності буде дорівнювати відношенню відрізків даної діаграми:

$$n = \frac{mH}{mh}. \quad (2)$$

Для отримання формули Серенсена – Кінасошвілі, що визначає коефіцієнт запасу міцності в загальновідомій формі, зробимо наступні перетворення. Для зручності розрахунків приймемо, що відрізок ae осі абсцис діаграми дорівнює відріzk OB осі ординат і, відповідно, відрізки $Oa = Ob = \frac{\sigma_0}{2}$.

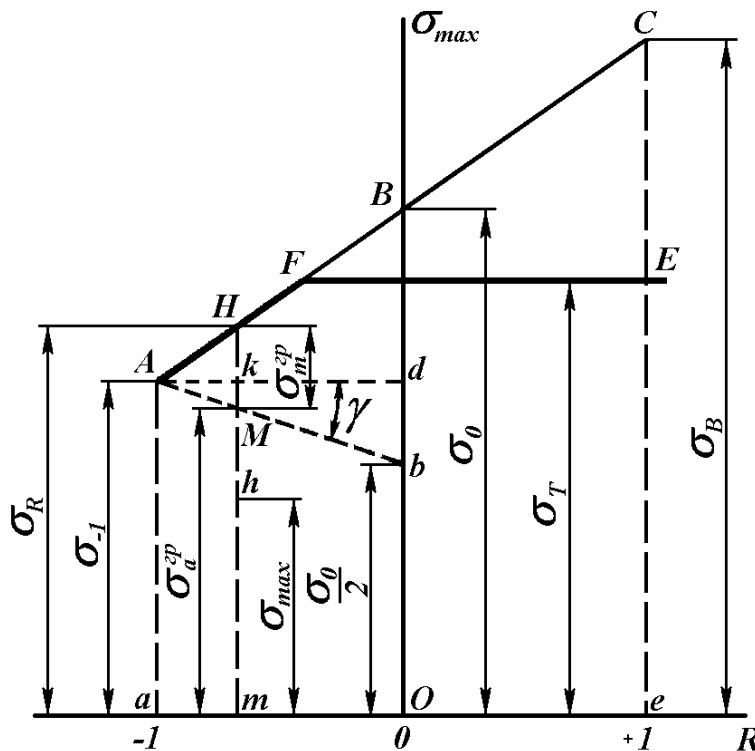


Рисунок 3 – Робочий і граничний цикл на діаграмі $\sigma_R = f(R)$

Проведемо допоміжну пряму Ab , що відсікає на осі ординат відрізок Ob , який дорівнює $\frac{\sigma_0}{2}$.

Тоді

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{bd}{Ad} = \frac{\sigma_{-1} - \frac{\sigma_0}{2}}{\frac{\sigma_0}{2}} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}. \quad (3)$$

Вираз (3) позначимо через ψ_σ , тобто

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}. \quad (4)$$

Необхідність у перетворенні залежності (1) пов'язана з тим, що експериментальні данні величини σ_R не завжди відомі, але відомі величини σ_{-1} і σ_B . При цьому при лінійній залежності $\sigma_R = f(R)$ величина σ_0 дорівнює

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{-1} + \sigma_B}{2}. \quad (5)$$

Пряма Ab ділить любую ординату, в тому числі і mH , на відрізки, які дорівнюють амплітуді і середньому напруженню граничного циклу (рис.3).

Тоді

$$n = \frac{\sigma_{\max}^{zp}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m^{zp} + \sigma_a^{zp}}{\sigma_m + \sigma_a}. \quad (6)$$

При подібності робочого і граничного циклів

$$n = \frac{\sigma_m^{zp}}{\sigma_m} = \frac{\sigma_a^{zp}}{\sigma_a}. \quad (7)$$

Із діаграми (рис.3) $Ak = HM$, тобто

$$\sigma_a^{zp} = \sigma_{-1} - \sigma_m^{zp} \psi_\sigma = \sigma_{-1} - \sigma_m n \psi_\sigma. \quad (8)$$

Відповідно цьому

$$n = \frac{\sigma_m n + \sigma_{-1} - \sigma_m n \psi_\sigma}{\sigma_m + \sigma_a}, \quad (9)$$

звідки після елементарних перетворень

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (10)$$

Із врахуванням впливу концентрації напружень, масштабного ефекту і якості обробки поверхні вираз (10) має вигляд

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma_D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (11)$$

де K_{σ_D} – загальний коефіцієнт зниження границі витривалості при симетричному циклі.

Для вуглецевих сталей $\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_B$ і в даному випадку

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{-1} + \sigma_B}{2} \approx 0,715 \sigma_B = 0,715 \frac{\sigma_{-1}}{0,43} \approx 1,66 \sigma_{-1}, \quad (12)$$

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - 1,66 \sigma_{-1}}{1,66 \sigma_{-1}} \approx 0,2. \quad (13)$$

Більш точні значення ψ_σ містяться в довідковій літературі.

Висновок. Використання діаграми граничних напружень в координатах коефіцієнт асиметрії R – максимальне напруження циклу $\sigma_{\max} = \sigma_R$ замість діаграми граничних напружень циклу (діаграми Сміта) або діаграми граничних амплітуд циклу

(діаграми Хейя) дає наглядне і просте рішення задачі визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні порівняно з традиційним способом.

Список літератури

1. Биргер И.А. Сопротивление материалов / И.А. Биргер, Р.Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1986. – 560 с.
2. Ицкович Г.М. Сопротивление материалов / Г.М. Ицкович. – М.: Высшая школа, 1970. – 520 с.
3. Коцаньда С. Усталостное разрушение металлов / С. Коцаньда. – М.: Metallurgia, 1976. – 453 с.
4. Серенсен С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машгиз, 1976. – 286 с.
5. Трощенко В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. – К.: Наукова думка, 1987, т.1. – 510 с.

О. Черныш

Запас прочности при циклическом нагружении

Разработан метод определения коэффициента запаса прочности при циклическом нагружении с применением диаграммы предельных напряжений в координатах коэффициент асимметрии R – максимальное напряжение цикла $\sigma_{\max} = \sigma_R$.

O. Chernysh

Margin safety coefficient determination at cyclic loading

Margin safety coefficient determination method is resulted at cyclic loading using maximum tensions diagram in the frame asymmetry coefficient R – cycle maximal tension $\sigma_{\max} = \sigma_R$.

Одержано 05.09.11

УДК 631. 355. 075

В.А. Грубань, інж.

Миколаївський державний аграрний університет

Конструктивно-технологічні передумови вдосконалення качаноочисних пристроїв

Визначені основні конструктивні та кінематичні параметри качаноочисного пристрою адаптованого до сучасних умов збирання.

кукурудза, качаноочисний пристрій, притискний пристрій

Постановка проблеми. Практика проектування кукурудзо-збиральних машин вимагає на сучасному етапі розробки теорії продуктивності кукурудзозбиральних машин, яка нерозривно пов'язує процеси проектування з реальними умовами експлуатації. Існуючі на сьогоднішній день елементи теорії методологічно спираються на теорію продуктивності робочих машин, розроблену для інших галузей машинобудування [3], теорію експлуатації машино-тракторного парку та вивчення роботи кукурудзозбиральних машин в віртуальних умовах експлуатації. Останні дозволяють тільки виявити непродуктивні витрати робочого часу, намітити шляхи його