

При використанні такого типу подільника, відбивання частинки мінеральних добрив від його тіла буде майже відсутнім, а швидкість ковзання частинки мінеральних добрив  $V_{\text{ч}}$  по поверхні подільника, буде постійною величиною і буде рівна:

$$V_{\text{ч}} = V_{\text{п}}, \quad (7)$$

де  $V_{\text{п}}$  – швидкість повітряного потоку.

**Висновок.** Обґрунтований тип подільника є раціональним варіантом забезпечення точного перерозподілу повітряно-міндобривної суміші між висівними каналами чотирьох технологічних смуг ширини захвату машини.

### Список літератури

1. *Первухин В.Г.* Горизонтальное транспортирование семян потоком высокой концентрации : автореф. ... канд. техн. наук / *В.Г. Первухин*. – М., 1989. – 20 с.
2. *Бать М.И.* Теоретическая механика в примерах и задачах : в 3 томах / *Бать М.И., Джанилидзе Г.Ю., Кельзон А.С.* – М.: Наука, 1972. – Т. 2. – 624 с.
3. *Бутенин Н.В.* Курс теоретической механики : в 2 томах / *Бутенин Н.В., Луну Я.Л., Меркин Д.Р.* – М.: Наука, 1979. – Т. 2. – 461 с.
4. *Василенко П.М.* Об уравнениях транспортировки частиц в сопротивляющихся средах / *П.М. Василенко* // Доклады ВАСХНИЛ. – 1970. – №4. – С. 44–46.
5. *Василенко П.М.* Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / *П.М. Василенко*. – К.: УАСХН, 1960. – 283 с.

*Обоснован рациональный тип делителя пневматического высевающего аппарата для внесения минеральных удобрений по четырем технологическим полосам ширины захвата машины в технологиях точного земледелия.*

***Высевной аппарат, головка, делитель, минеральные удобрения.***

*The rational type of a divider of the pneumatic sowing apparatuses of mineral fertilizers on four technological strips of width of the mashines in production engineering of exact farming agriculture is proved.*

***Sowing apparatus, head, divider, mineral fertilizers.***

УДК 539.432.620

### ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ЗАПАСУ МІЦНОСТІ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

***О.М. Черниш, кандидат технічних наук***

© О.М. Черниш, 2012

*Розглянуто метод визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні при застосуванні діаграми граничних напружень в системі координат: коефіцієнт асиметрії циклу – максимальне напруження.*

***Коефіцієнт запасу міцності, циклічне навантаження, діаграма граничних напружень.***

**Постановка проблеми.** В залежності від призначення машин і споруд у сільському господарстві та у інших галузях виробництва та переробки продукції деталі та елементи конструкцій можуть працювати у різних експлуатаційних режимах під дією змінних навантажень певного закону, інтенсивності, частоти та асиметрії циклу. Для розрахунку ресурсу деталей, які знаходяться в умовах дії циклічних навантажень, важливим параметром є коефіцієнт запасу міцності.

На практиці коефіцієнти запасу міцності визначаються в результаті порівняння розрахункових та експериментальних даних, що отримані при експлуатаційних режимах роботи деталі чи елемента конструкції. Тобто в умовах експлуатації коефіцієнти запасу міцності можна розглядати як динамічну характеристику, що змінюються в залежності від напруження і виду навантаження.

Дослідження і розрахункова оцінка цієї характеристики є однією з важливих задач прогнозування надійності і довговічності як на стадії проектування, так і експлуатації.

**Аналіз останніх досліджень.** На сьогоднішній день існує багато підходів та методик визначення і розрахунку коефіцієнта запасу міцності при дії знакозмінних циклічних навантажень [1-7]. Це пов'язано із різноманітністю видів навантаження, специфікою роботи тієї чи іншої деталі, умовами середовища, особливостями конструктивного виконання і іншими технологічними, експлуатаційними і конструктивними факторами.

Наприклад, у роботі [7] розглянуто розрахунок коефіцієнта запасу міцності при асиметричному циклічному навантаженні, який базується на врахуванні впливу концентрації напружень як на граничну амплітуду, так і на граничне напруження циклу.

В [5,6] досліджені імовірнісні характеристики коефіцієнта запасу міцності і виробки ресурсу деталей газотурбінних двигунів.

Питання запасу динамічної міцності при розрахунках лопатей осьових компресорів розглянуті також у [4].

При цьому треба відмітити, що традиційно вплив асиметрії циклу навантаження на границю витривалості описують діаграмою граничних напружень циклу (діаграмою Сміта) або діаграмою граничних амплітуд циклу (діаграмою Хейя) [1-3].

У першому випадку діаграма будується в координатах середнє напруження  $\sigma_m$  – максимальнє напруження циклу  $\sigma_{max}$ , у другому – в координатах середнє напруження  $\sigma_m$  – амплітуда циклу  $\sigma_a$  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. Якщо відмовитись від традиційного використання діаграми граничних напружень або амплітуд і перейти до діаграми граничних напружень в координатах коефіцієнт асиметрії  $R$  – максимальнє напруження циклу  $\sigma_{max} = \sigma_R$ , можна отримати аналогічний результат, але простішим способом.

**Результати досліджень.** Після випробувань серії зразків при різних значеннях коефіцієнта асиметрії циклу  $R$  згідно отриманих кривих Веллера і відповідних значень границь витривалості  $\sigma_{-1}$ ,  $\sigma_{-0,5}$ ,  $\sigma_0$  ... (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.

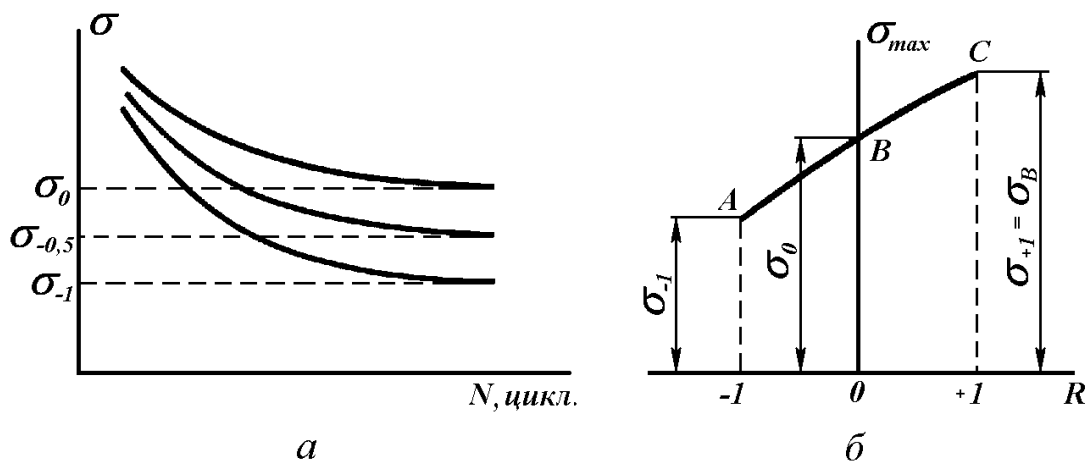


Рис. 1. Побудова діаграми  $\sigma_R = f(R)$ .

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  $\sigma_T$ ) буде меншим, ніж коефіцієнт запасу втомлювальної міцності  $n$  (по відношенню до границі витривалості  $\sigma_R$ ).

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

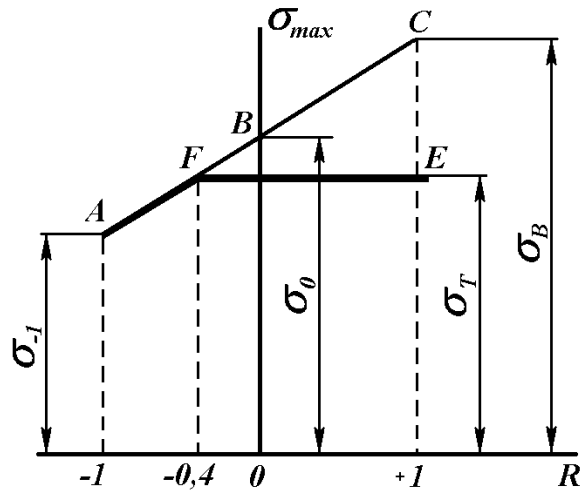


Рис. 2. Діаграма  $\sigma_R = f(R)$  для вуглецевих сталей.

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:

$$n = \frac{\sigma_{max}^{2p}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_R}{\sigma_m + \sigma_a}, \quad (1)$$

де вплив експлуатаційних факторів поки не враховані.

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:

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

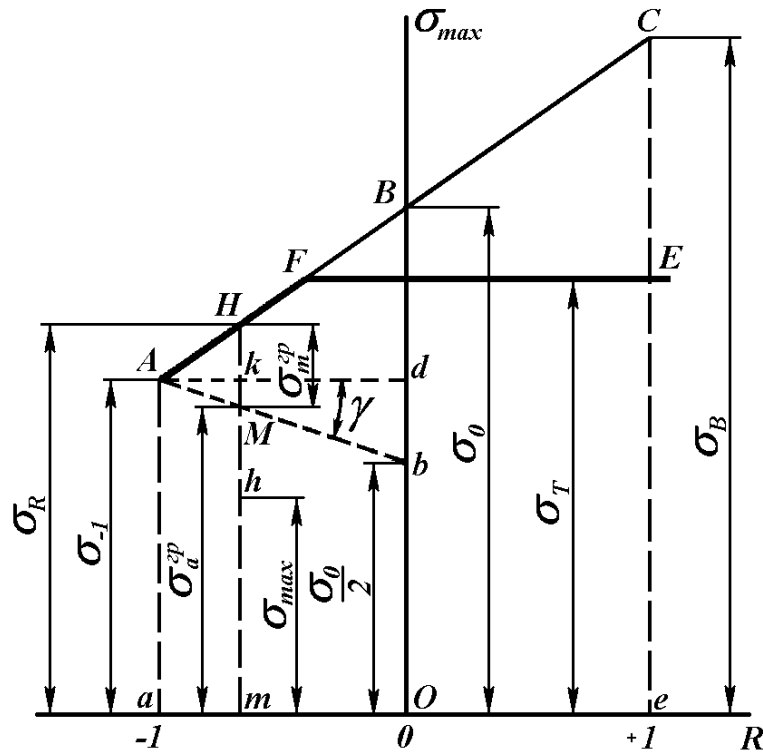


Рис. 3. Робочий і граничний цикл на діаграмі  $\sigma_R = f(R)$ .

Для отримання формули Серенсена-Кінасошвілі, що визначає коефіцієнт запасу міцності в загальновідомій формі, зробимо наступні перетворення. Для зручності розрахунків прийемо, що відрізок  $ae$  осі абсцис діаграми дорівнює відрітку  $OB$  осі ординат і, відповідно, відрізки  $Oa = Ob = \frac{\sigma_0}{2}$ . Проведемо також 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  $\psi_\sigma$ , 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  $\sigma_R$  не завжди відомі, але відомі величини  $\sigma_{-1}$  і  $\sigma_B$ . При цьому при лінійній залежності  $\sigma_R = f(R)$  величина  $\sigma_0 = \frac{\sigma_{-1} + \sigma_B}{2}$ .

Пряма  $Ab$  ділить любу ординату, в тому числі і  $mH$ , на відрізки, які дорівнюють амплітуді і середньому напруженню граничного циклу.

Тоді,

$$n = \frac{\sigma_{max}^{2p}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_m^{2p} + \sigma_a^{2p}}{\sigma_m + \sigma_a}. \quad (5)$$

При подібності робочого і граничного циклів:

$$n = \frac{\sigma_m^{2p}}{\sigma_m} = \frac{\sigma_a^{2p}}{\sigma_a}. \quad (6)$$

Із діаграми (рис. 3)  $Ak = HM$ , тобто:

$$\sigma_a^{2p} = \sigma_{-1} - \sigma_m^{2p} \psi_\sigma = \sigma_{-1} - \sigma_m n \psi_\sigma. \quad (7)$$

Відповідно цьому:

$$n = \frac{\sigma_m n + \sigma_{-1} - \sigma_m n \psi_\sigma}{\sigma_m + \sigma_a}, \quad (8)$$

звідки після елементарних перетворень:

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

Із врахуванням впливу концентрації напружень, масштабного ефекту і якості обробки поверхні вираз (9) має вигляд:

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

де  $K_{\sigma D}$  – загальний коефіцієнт зниження границі витривалості при симетричному циклі.

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

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{-1} + \sigma_B}{2} \approx 0,715 \sigma_B = 0,715 \frac{\sigma_{-1}}{0,43} \approx 1,66 \sigma_{-1}, \quad (11)$$

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - 1,66 \sigma_{-1}}{1,66 \sigma_{-1}} \approx 0,2. \quad (12)$$

Більш точні значення  $\psi_\sigma$  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. Александров А.В. Сопротивление материалов / [А.В. Александров, В.Д. Потапов, Б.П. Державин ; под ред. А.В. Александрова]. – М.: Высшая школа, 2003. – 560 с.

2. Биргер И.А. Сопротивление материалов / И.А. Биргер, Р.Р. Мавлютов. – М.: МАИ, 1994. – 511 с.
3. Горшков А.Г. Сопротивление материалов / А.Г. Горшков, В.Н. Трошин, В.И. Шалашилин. – М.: Физматлит., 2005. – 544 с.
4. Зувев А.В. Расчет на прочность и колебания лопаток осевых компрессоров с большой начальной закруткой. Запасы статической и динамической прочности / А.В. Зувев, Л.Я. Стрижак. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2000. – 48 с.
5. Кулик Н.С. Математические модели накопления повреждений и трещиностойкости при действии статических и циклических нагрузок / Н.С. Кулик, А.Г. Кучер, В.Е. Мильцов // Вісник Національного аграрного університету. – 2009. – Вип. 3. – С. 3–23.
6. Кулик Н.С. Сравнительный анализ поврежденности и остаточной долговечности элементов конструкции с различными дефектами типа трещин при действии спектра нагрузок / Н.С. Кулик, А.Г. Кучер, В.Е. Мильцов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 10(67). – С. 156–166.
7. Степнов М.Н. Новый подход к расчету коэффициента запаса прочности при циклическом нагружении / М.Н. Степнов // Вестник машиностроения. – 2004. – № 11. – С. 14–17.

*Рассмотрен метод определения коэффициента запаса прочности при циклическом нагружении при использовании диаграммы предельных напряжений в системе координат: коэффициент асимметрии цикла – максимальное напряжение.*

***Коэффициент запаса прочности, циклическое нагружение, диаграмма предельных напряжений.***

*The method for determining safety factor of strength under cyclic loading by using diagram of limiting stresses in coordinate system: the coefficient of asymmetry of cycle – maximum voltage.*

***Safety factor, cyclic loading, diagram of limiting stresses.***

УДК 621.867.3

## **ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ КІВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ПОДРІБНЕНОЇ ДЕРЕВИНИ ТА ПРОДУКТІВ ЇЇ ПЕРЕРОБКИ**

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук  
В.А. Бортун, інженер***

*Наведено спосіб зменшення коливань елементів стрічкових ківшових елеваторів під час перехідних процесів шляхом*

*© В.С. Ловейкін, В.А. Бортун, 2012*