

мають вигляд, вказаний на рис.. Відрізок 2М відповідає проекції робочого органу. Знаючи координати т. М, довжину робочого органу, кути його нахилу до осей, можна легко знайти координати точки 2 (сферичний шарнір). Далі, для знаходження трьох невідомих узагальнених координат  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\varphi$  складаємо систему трьох рівнянь з трьома невідомими:

$$\begin{cases} x = (l_1 \cos \alpha_1 + l_2 \cos \alpha_2) \cos \varphi; \\ y = (l_1 \cos \alpha_1 + l_2 \cos \alpha_2) \sin \varphi; \\ z = l_1 \cos \alpha_1 - l_2 \cos \alpha_2; \end{cases}$$

З системи знаходимо параметри  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  і  $\varphi$ .

Таким чином, запропонований алгоритм дозволяє вирішувати обернену задачу положення маніпулятора - по відомих координатах заданої траєкторії визначити відповідно необхідні закони руху ланок ПР.

Застосування запропонованого методу дозволяє значно зменшити і спростити об'єм обчислень і прискорити розробку програм, що управляють, для ПР, де потрібно переміщувати схват по складних криволінійних траєкторіях.

#### *ЛИТЕРАТУРА*

1. Промышленный робот. Авт. свид. № 1129069, бюлл. 46,1984.
2. Промышленный робот. Авт. свид. № 1430260, бюлл. 38,1988.
3. Манипулятор. Авт. свид. № 1514601, бюлл. 38,1989.
4. Велянин Н. П. Промышленные роботы и их применение. М., Машиностроение, 1983.
5. Козырев Ю. Г. Промышленные роботы. М., Машиностроение 1988.

**УДК 620.17**

#### **ЦИКЛИ НАВАНТАЖЕННЯ І РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПО ДОПУСТИМИМ НАПРУЖЕННЯМ**

*Іванов Г.О., к.т.н., доцент, Полянський П.М., к.е.н., доцент  
Миколаївський національний аграрний університет*

*Після того, як конструкція машини і механізму обрана, матеріал призначений, встає питання о розрахунку деталей на міцність.*

*После того, как конструкция машины и механизма выбрана, материал предназначен, встает вопрос о расчете деталей на прочность.*

Найбільш розповсюдженим в даний час методом оцінки міцності деталей машин є порівняння діючих максимальних напружень в деталях з безпечними, тобто допустимими  $[\sigma]$ ,  $[\tau]$  і умова міцності запишеться у такому вигляді:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], \tau \leq [\tau].$$

Розглянемо цикли роботи деталей машин.

В деталях машин під навантаженням виникають змінні за часом і постійні напруження.

Постійний цикл. Постійні напруження можна надати графіком (рис. 1).

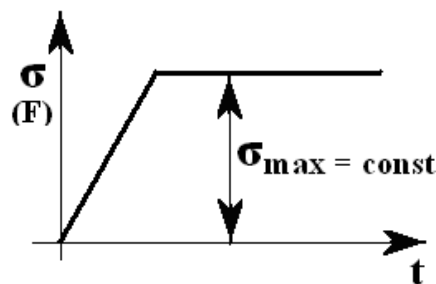


Рис. 1. Графік постійного циклу

По постійному циклу розраховуються інженерні конструкції (будинки, споруди і т.п.) і деталі машин, у яких число змін напружень не більше ніж  $10^3$  циклів за вісь строк служби (болти, вали турбін і т.п.).

Симетричний цикл. Навантаження або напруження змінюються від  $\sigma_{\max}$  до  $\sigma_{\min}$  причому  $|\sigma_{\max}| = |\sigma_{\min}|$  (рис. 2).

Середнє напруження циклу:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 = 0.$$

Амплітуда циклу:

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max}.$$

Крім того, цикли характеризуються коефіцієнтом асиметрії:

$$r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}.$$

Для асиметричного циклу  $r = |-\sigma_{\min}| / |+\sigma_{\max}| = -1$ .

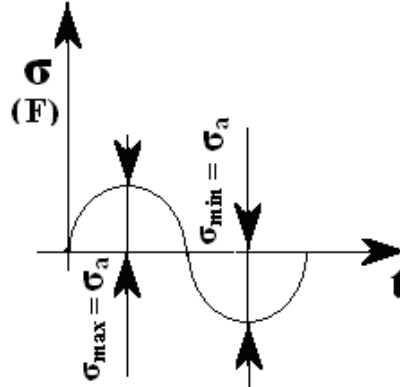


Рис. 2. Графік симетричного циклу

За таким циклом працюють вали і осі від нормальних напружень, реверсивні зубчасті передачі.

Пульсуючий цикл. Напруження або навантаження змінюється від нуля до  $F_{\max}$  (рис. 3).

Середнє напруження циклу:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max} / 2.$$

Амплітуда циклу:

$$\sigma_0 = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max} / 2.$$

Коефіцієнт асиметрії циклу:

$$r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = 0 / \sigma_{\max} = 0.$$

По пульсуючому циклу працюють нереверсивні зубчасті передачі, крюки вантажопідійомних машин і всі деталі поліспахів.

Асиметричний цикл.

Напруження змінюється від  $+\sigma_{\max}$  до  $-\sigma_{\max}$  причому за абсолютною величиною вони не рівні (рис. 4).

Тут коефіцієнт асиметрії дорівнює величині, що відрізняється від нуля і  $\pm 1$ .

За асиметричним циклом працюють більшість деталей машин, наприклад, пальці поршнів ДВЗ і компресорів і т.п.

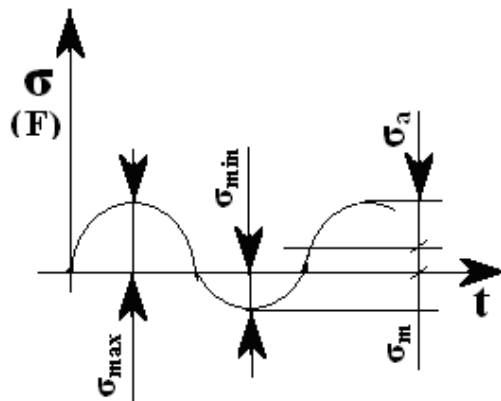
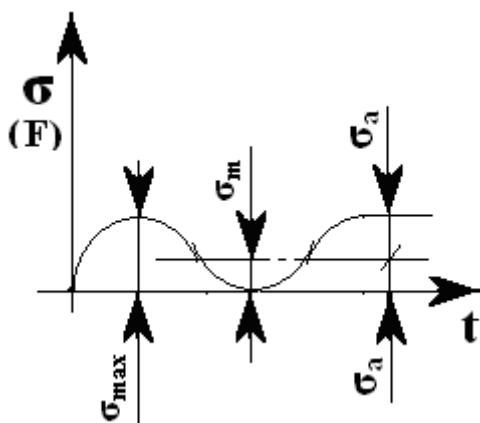


Рис. 3. Графік пульсуючого циклу      Рис. 4. Графік асиметричного циклу

Допустимими напруженнями є:

$$[\sigma] = \sigma_{\text{гран}}/K; \quad [\tau] = \tau_{\text{гран}}/K,$$

де:  $K$  – коефіцієнт зменшення граничного напруження.

Тут необхідно дати відповідь на запитання, що брати за  $\sigma_{\text{гран}}$  і  $\tau_{\text{гран}}$  і в яких межах призначати коефіцієнт  $K$  залежно від тих чи інших умов?

При роботі деталей, що мають постійне навантаження, руйнування настає при досягненні границі текучості  $\sigma_T$  (для пластичних матеріалів) або границі міцності  $\sigma_B$  (для хрупких матеріалів). Тобто, у першому випадку ми будемо брати за  $\sigma_{\text{гран}}$  границю текучості, то у другому - границю міцності.

Коли деталі працюють по якимось змінним циклам, то руйнування настає після того, як деталь зробила велике число циклів. Характер руйнування зв'язаний з утворенням і розвитком тріщин.

О такому руйнуванні говорять, що настає границя втоми. В такому випадку за граничне напруження слід брати границю втоми.

Що таке втома і границя втоми?

Втома є видом руйнування матеріалу, яке відбувається протягом довготривалого часу під дією циклічно змінних навантажень пари рівні напружень, які не приводять до руйнування при статичному навантаженні.

Загальний механізм руйнування від втоми ще повністю не встановлений, хоча відомо, що при циклічній дії напружень в металі діються необратимі фізичні процеси, що приводять вже з перших циклів навантаження до послаблення зв'язків кристалічної решітки. Це підтверджується зниженням модуля пружності  $E$  на різних стадіях деформації.

Руйнування від дії циклічно навантажень, що змінюються, (втоми) було відмічено на початку 19 століття.

Явищем руйнування металів від циклічних навантажень розпочинають займатися з середини 19 століття. Так, французький інженер А. Велер з 1852 року протягом 17 років займався явищем втоми. Він займався дослідженням роботи вагонних осей в лабораторних умовах у зв'язку з їх частими виходами із ладу на Баварській залізниці.

В результаті систематичних досліджень А. Велер отримав залежність напруження згину при симетричному навантаженні вагонних осей від числа циклів  $N$ , причому, зменшую напруження, він встановив, що осі витримували  $6 \cdot 10^6$  циклів і подальше збільшення їх числа не визивало руйнування деталі.

Напруження, при якому деталь витримує, не руйнуючись, приблизно  $10^7$  циклів, називається подовженою межею втоми (рис. 5) або просто границею втоми.

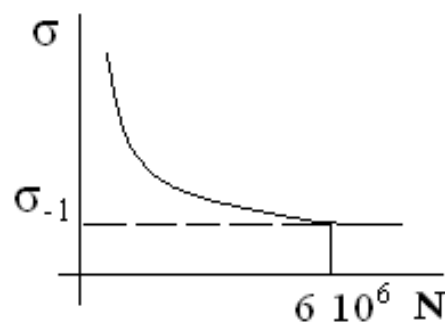


Рис. 5. До поняття границі втоми

Межу втоми прийнято позначати  $\sigma_{-1}$ , так як Велер досліджував руйнування при симетричному циклі.

Втомне руйнування зв'язане з утворенням тріщин і розрихлення кристалічної решітки.

Таким чином, повертайсь до граничних напружень, в якості граничного напруження симетричного циклу приймаємо границю втоми  $\sigma_{-1}$ .

Для пульсуючого циклу границя втоми позначається  $\sigma_0$ . Тут 0 вказує, що коефіцієнт асиметрії цього циклу  $r = 0$  і границя втоми визначається за експериментально встановленої залежності:

$$\sigma_0 = (1,4 - 1,7) \sigma_{-1}.$$

Границя втоми асиметричного циклу  $\sigma_r$  визначається для конкретного матеріалу і встановлюється із будови діаграми граничних напружень Сміта.

Тепер, коли ми встановили, що брати (яку механічну характеристику матеріалу) за  $\sigma_{\text{гран}}$ , подивимося, як визначити величину коефіцієнта зменшення граничного напруження  $K$ , що включає в собі цей коефіцієнт.

Коефіцієнт  $K$  враховує конкретні умови роботи деталі і включає в себе ряд факторів, що впливають на величину допустимого напруження, а саме:

1. Фактор, що враховує стан поверхні деталі – коефіцієнт  $\beta$ :  
для полірованих деталей  $\beta = 1,0$ ; для деталі, грубо обробленої різцем  $\beta = 0,95$ ;  
для цементованої поверхні або обкатаної роликками  $\beta = 1,2 - 1,3$ .

2. Фактор, що враховує розміри деталі – масштабний фактор  $\varepsilon_\sigma$  і  $\varepsilon_\tau$ .

Досвідом встановлено, що зі збільшенням абсолютних розмірів деталі межа втоми знижується.

Ця обставина була встановлена ще у 1920 році. Однак, на сьогоднішній час повністю причина збільшення напружень при збільшенні розмірів деталі ще не з'ясована.

3. Фактор точності розрахунку  $s_1$ , тобто наскільки точно визначені діючі сили, і наскільки вірні розрахункові залежності.

Значення коефіцієнта  $S_1$  коливається в межах від 1,0 до 1,5.

4. Фактор, що враховує якість матеріалу і, в частоті, його пластичність  $s_2$ :  $s_2 = 1,4$  при  $\sigma_m/\sigma_b = 0,5$ ;  $s_2 = 1,8$  при  $\sigma_m/\sigma_b = 0,9$ .

5. Фактор, що враховує форму деталі – ефективний коефіцієнт концентрації місцевих напружень  $K_\sigma$  і  $K_\tau$ .

У місцях різкого змінення перерізу (форми деталі) розподілення напружень по перерізу приймає своєрідний характер, причому з'являються нові додаткові напруження. Внаслідок чого звичайні розрахункові формули становляться невірними.

Для розрахунку  $K_\sigma$  і  $K_\tau$  використовують емпіричні залежності.

Найвища концентрація місцевих напружень спостерігається в болтових з'єднаннях.

Наприклад, для болта з  $\sigma_a = 1000$  МПа  $K_\sigma = 6,2$ ;

при  $\sigma_a = 800$  МПа  $K_\sigma = 4,8$ ; при  $\sigma_a = 400$  МПа  $K_\sigma = 3,0$ .

Машинобудівники накопичили відомий досвід боротьби з концентрацією місцевих напружень. Так, подовження перехідної кривої зменшує  $K_\sigma$  і  $K_\tau$ . Галтель потрібно окреслювати не дугою кола, а по еліпсу. Поверхневий шар слід зміцнювати, робити розвантажувальні надрізи і т.п.

6. Відповідальність деталі враховується коефіцієнтом безпеки, котрий призначається в межах  $s_3 = 1,0 - 1,5$ .

Тепер ми можемо скласти розрахункові формули.

Постійне навантаження:

$$[\sigma] = \sigma_T / (s K_\sigma); \quad [\tau] = \sigma_B / (s K_\sigma),$$

де:  $s = s_1 s_2 s_3$ .

Симетричне навантаження:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{s \cdot K_\sigma}; \quad [\tau_{-1}] = \frac{\tau_{-1} \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta}{s \cdot K_\tau}.$$

Пульсуюче навантаження:

$$[\sigma_0] = \frac{\sigma_0 \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{s \cdot K_\sigma}; \quad [\tau_0] = \frac{\tau_0 \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta}{s \cdot K_\tau}.$$

Асиметричне навантаження:

$$[\sigma_r] = \frac{\sigma_r \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{s \cdot K_\sigma}; \quad [\tau_r] = \frac{\tau_r \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta}{s \cdot K_\tau}$$

Коефіцієнт запасу міцності.

При розрахунку деталей машин на міцність дуже важливо знати запас міцності во всіх характерних перерізах вала, осі, тяги і т.п.

Під коефіцієнтом запасу міцності розуміють відношення граничних напружень до амплітуди циклу:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_0}{\sigma_a} = \frac{\sigma_\tau}{\sigma_a}; s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a} = \frac{\tau_0}{\tau_a} = \frac{\tau_\tau}{\tau_a}$$

При складному напруженні для пластичних матеріалів краще всього підходить гіпотеза найбільших дотичних напружень, тоді:

$$\sigma_{-1} = \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2};$$

$$\sigma_{-1} = \sqrt{\sigma_a^2 + \frac{(\sigma_{-1})^2}{(\tau_{-1})^2} \tau_a^2}$$

Після перетворень маємо:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{(s_\sigma)^2 + (s_\tau)^2}}$$

Для асиметричного циклу:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \cdot \sigma_a + \phi_\sigma \cdot \sigma_m}$$

При дії дотичних напружень відповідне рівняння має вигляд:

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D \cdot \tau_a + \phi_\tau \cdot \tau_m}$$



Кожний із запасів міцності співставляється з відповідними мінімально допустимими значеннями, що визначаються на основі практики розрахунків і спостережень за машинами при експлуатації.

Величини необхідних запасів міцності приймаються:

– при підвищеної точності розрахунку, при достатньої однорідності матеріалу і якості технологічних процесів  $s = 1,3 - 1,7$  ;

– для звичайної точності розрахунку і помірної однорідності матеріалу  $s = 1,7 - 2,0$  ;

– при зниженої точності розрахунку і помірної однорідності матеріалу, особливо для литих деталей і значних розмірах  $s = 2,0 - 3,0$ .

Значення коефіцієнтів чутності матеріалу  $\phi_\sigma$  і  $\phi_\tau$  визначають за встановленою залежністю  $\phi_\sigma = 0,06 - 0,12$ .

При відсутності точних значень коефіцієнт рекомендується приймати:

$$\phi_\sigma = \phi_\tau .$$

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Беляев Н.М. Сопротивление материалов / Н.М.Беляев. 15-е изд.– М.: Наука, 1976. – 607с.
2. Дарков А.В. Сопротивление материалов / Дарков А.В., Шпиро Г.С. – М.: Высшая школа, 1975.– 654с.
3. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов / Писаренко Г.С. 5-е изд., перераб. и доп.– К.:Вища школа, Головне видавництво, 1986. – 775с.
4. Посацький С.Л. Опір матеріалів / Посацький С.Л. – Львів: Видавництво Львівського університету, 1973. – 403с.
5. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов / Феодосьев В.И. – М.: Наука, 1979. – 559с.
6. Боголюбов А.Н. Математики механики. Биографический справочник / Боголюбов А.Н. – К.:Наукова думка, 1983. – 639с.

7. Мильніков О.В. Опір матеріалів / Мильніков О.В. –Тернопіль: Видавництво ТДТУ імені Івана Пулюя, 2005.– 212с.
8. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д.В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шебаніна. – К. : Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. – 648 с.

**УДК 629**

### **РОЗРАХУНОК ДОПУСКІВ ФОРМИ І РОЗТАШУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

*Іванов Г.О., к.т.н., доцент, Полянський П.М., к.е.н., доцент,  
Некрасов В.С., майстер виробничого навчання  
Миколаївський національний аграрний університет*

*Якісні показники сучасних виробів машинобудування (точність, довговічність, надійність та ін.) значною мірою залежать від правильності вибору посадок, тобто характеру сполучення деталей і правильності вибору допусків форми і розташування поверхонь.*

*Качественные показатели современных изделий машиностроения (точность, долговечность, надежность и др.) В значительной степени зависят от правильности выбора посадок, то есть характер сопряжения деталей и правильности выбора допусков формы и расположения поверхностей.*

Робота машини в сучасних умовах характеризується значним підвищенням навантажень і швидкостей. У зв'язку з цим все більш актуального значення набувають питання динаміки роботи машин. Відомо, що більшість аварій машин і випадків їх непрацездатності пов'язано з вібраціями і динамічними навантаженнями. Тому нині ставлять підвищені вимоги до точності й безшумності роботи машин.

Однією із найголовніших причин вібрацій, шуму і динамічних навантажень є невисока точність деталей машин, особливо точність форми і розташування поверхонь. Тому дуже важливо, щоб на кресленнях деталей, крім допусків розмірів, були задані також допуски форми і розташування поверхонь,