

1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.8

Доценко В.Н., д.т.н., професор
V.Dotsenko@khai.edu
Ковеза Ю.В., к.т.н., доцент
I.Koveza@khai.edu

ВИБІР ДОПУСТИМОГО НАПРУЖЕННЯ ПРИ ПРОЕКТУВАЛЬНОМУ РОЗРАХУНКУ ВАЛА

Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Україна

Вали – це деталі, призначені для передачі крутного моменту вздовж своєї осі та для підтримки обертових деталей машин. Вали розраховують на міцність, жорсткість і коливання (на критичну швидкість). Розрахунок валів на міцність проводять у два етапи: перший – проектувальний, другий – перевірний. У проектувальному розрахунку призначають матеріал вала і наближено знаходять його діаметр і розробляють конструкцію. У перевірочному розрахунку визначають коефіцієнти запасу втомної і статичної міцності, а також, якщо необхідно, перевіряють вал на жорсткість і коливання.

При проектувальному розрахунку зазвичай відомі параметри навантаження: крутний момент і знайдені попередньо сили. На цьому етапі вал ще не сформований, і неможливо розрахувати діючі згинальні моменти, тому попередньо визначають діаметр валу з розрахунку тільки на кручення при знижених допустимих напруженнях:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000 T}{0,2(1 - \alpha^4) [\tau_{кр}]}} \quad (1)$$

Тут T – крутний момент, Нм; d – діаметр вала, мм; $[\tau_{кр}]$ – умовні допустимі напруження при крученні, МПа; $[\tau_{кр}]$ беруть 20..50 МПа – для валів редукторів загального машинобудування і 60...90 МПа – для валів авіаційних редукторів.

Після попереднього визначення діаметра вала розробляють його конструкцію, передбачаючи посадочні місця для підшипників, коліс, ущільнень, муфт тощо.

Жорсткість вала зазвичай характеризується величиною пружного вигину y (рис. 1), що виникає від дії сил і моментів.

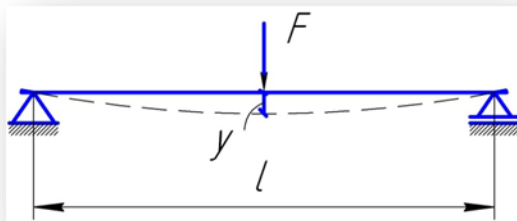


Рис. 1. Схема навантаження вала

Умова достатньої жорсткості вала має вигляд

$$y \leq [y]. \quad (2)$$

Величина $[y]$ мала (наприклад для валів циліндричних зубчастих передач $[y] \leq 0,01m$, для валів конічних передач $[y] \leq 0,005m$, де m – модуль зачеплення, мм).

Часто це призводить до того, що діаметр вала визначають не за умовою міцності, а за умовою жорсткості. Тому було б зручно ще на етапі проектувального розрахунку діаметру визначити, який із критеріїв є суттєвішим.

Прогин вала у найпростішому випадку (див. рис. 1) визначають за формулою

$$y = \frac{Fl^3}{48EJ}, \quad (3)$$

де J – момент інерції валу, мм^4 ; E – модуль пружності його матеріалу, МПа.

У більш складних випадках величину прогину знаходять за допомогою інтеграла Мора або методом Верещагіна.

Вочевидь чим більше допустиме напруження, тим менше діаметр валу та його вага, але тим більший прогин вала. У формулі (3) є два невідомих геометричних параметра: відстань між опорами l і розрахований діаметр d , тому введемо їх відношення $\rho = l/d$ і перепишемо умову жорсткості (2) наступним чином

$$y = \frac{64F\rho^3}{48E\pi d(1-\alpha^4)} \leq [y]; \quad (4)$$

тоді можна знайти залежність діаметра d від співвідношення l/d при різних значеннях навантаження

$$d = \frac{64F\rho^3}{48E\pi[y](1-\alpha^4)}. \quad (5)$$

На рис. 2 подано залежність прогину вала y від $[\tau_{кр}]$ при різних ρ і постійних навантаженнях $T = 200$ Нм і $F = 28\,000$ Н. В результаті дослідження виявилось, що прогин мало залежить від умовних допустимих напружень при крученні $[\tau_{кр}]$ (у межах 40 %), але суттєво – в рази – від параметра ρ . Якщо його значення менш чим 2,5...3, необхідна згінна жорсткість забезпечена міцністю на кручення і перевірка у цьому випадку не потрібна. Але при більших ρ навпаки: перевірка на жорсткість обов'язкова і порахований таким чином діаметр буде достатнім для міцності на кручення.

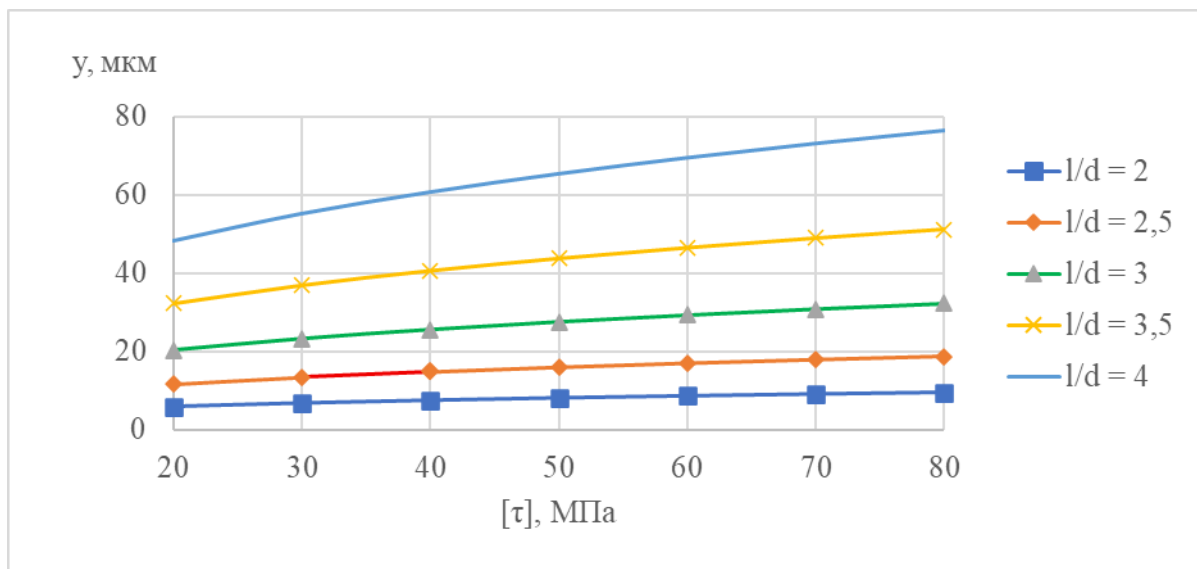


Рис. 2. Результати розрахунку