

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кафедра деталей машин і ТММ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

з розрахунку валів
редукторів загального призначення
(для студентів спеціальності 6.090200
напрямку «Машинобудування»)

Укладачі: Момот Д. І.
 Янчевський І. В.

Затверджено методичною
радою університету,
протокол № __ від _____ 2014 р.

Харків, 2015 р.

Допустиме значення погонного кута закручування для трансмісійних валів механізмів пересування мостових кранів становить $[\vartheta]=0,0045\dots 0,006$ рад/м, а для ходових валів важких верстатів – $[\vartheta]=0,0015$ рад/м.

Малі значення допустимих пружних деформацій валів вимагає визначати розміри вала не за умовою міцності, а за умовою жорсткості.

5.2. Алгоритм розрахунку вала на жорсткість

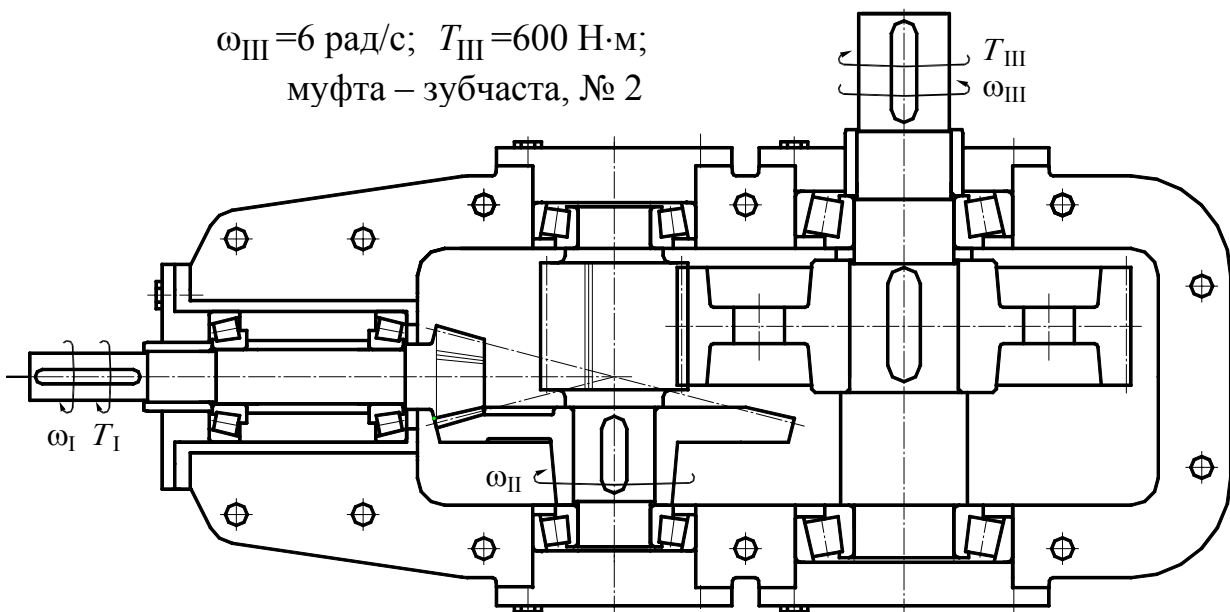
1. Визначити діаметри ділянок вала з насадженими з натягом деталями для побудови «зведеного» валу (рис. 5.1, табл. 5.1 та 5.2).
2. Визначити «еквівалентний» діаметр «зведеного» вала (див. (5.2)).
3. Обчислити проміжні коефіцієнти I і C (примітка Додатку В).
4. Обчислити прогини/кути нахилу лінії валу у контрольних точках для кожної сили у горизонтальній розрахунковій площині (див. Додатки Б та В). Скласти отримані результати з врахуванням знаку.
5. Повторити обчислення для вертикальної площини.
6. Результати скласти за теоремою Піфагора.
7. За необхідності обчислити погонний кут закручування (5.3).
8. Отримані результати порівняти з допустимими значеннями. При невиконанні умови міцності (5.1) збільшити розміри поперечних перерізів та повторити розрахунки.

6. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ВАЛА

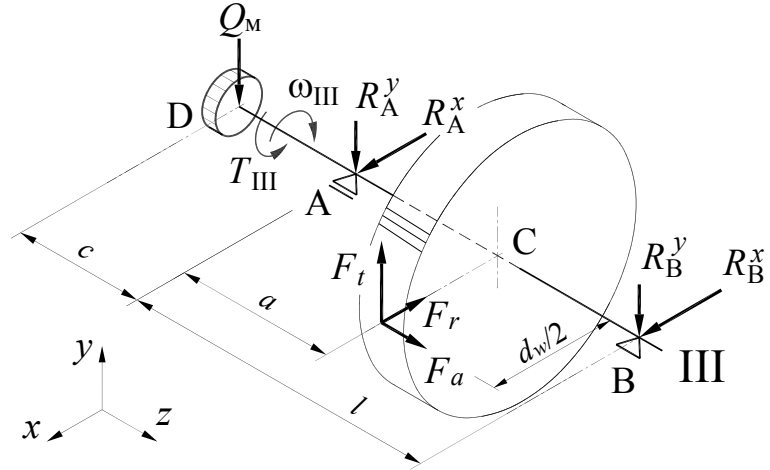
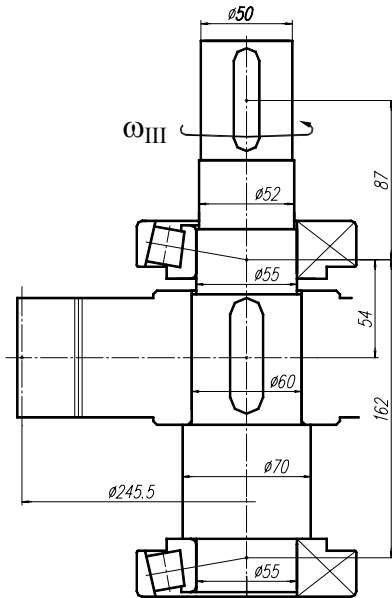
6.1. Формування вхідних даних до розрахунку

6.1.1. Компонувальна схема редуктора

$\omega_{III}=6$ рад/с; $T_{III}=600$ Н·м;
муфта – зубчаста, № 2



6.1.2. Розрахункова схема вала.



$$a=54 \text{ мм}; \quad c=87 \text{ мм}; \quad l=162 \text{ мм}; \\ d_w=245,5 \text{ мм}; \quad \beta=0$$

Сили в зачепленні циліндричної зубчастої передачі (F_t , F_r , F_a) та консольна сила від зубчастої муфти (Q_M)

$$F_t = F_{t2} = \frac{2T_{III}}{d_w} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^5}{245,5} = 4888 \text{ Н};$$

$$F_r = F_{r2} = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = 4888 \cdot \frac{\text{tg}(20^\circ)}{\cos(0)} = 1779 \text{ Н};$$

$$F_a = F_{a2} = F_t \cdot \text{tg} \beta = 4888 \cdot \text{tg}(0) = 0;$$

$$Q_M \approx 0,2 \cdot F_t' = 0,2 \cdot \frac{2T_{III}}{mz} = 0,2 \cdot \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^5}{38 \cdot 2,5} \approx 2526 \text{ Н}.$$

Приймаємо матеріал вала – сталь марки 40 з наступними характеристиками (табл. 2.1, діаметр заготовки – до 100 мм):

$$\sigma_B = 750 \text{ МПа}; \quad \sigma_T = 450 \text{ МПа}; \quad \tau_T = 270 \text{ МПа}; \\ \sigma_{-1} = 350 \text{ МПа}; \quad \tau_{-1} = 210 \text{ МПа}; \quad \psi_\sigma = 0,1; \quad \psi_\tau = 0.$$

6.1.3. Обчислення реакцій опор А та В та побудова епюр виконується згідно до наведених у схемі 1 Додатку Б формул. При цьому $Q^x = 0$, а $Q^y = Q_M$.

$$R_A^x = \frac{1}{l} \left[F_r(l-a) + F_a \frac{d_w}{2} + Q^x(l+c) \right] = \frac{1}{162} [1779 \cdot (162-54) + 0 + 0] = 1186 \text{ Н};$$

$$R_B^x = \frac{1}{l} \left[F_r a - F_a \frac{d_w}{2} - Q^x c \right] = \frac{1}{162} [1779 \cdot 54 - 0 - 0] = 593 \text{ Н};$$

$$R_A^y = \frac{1}{l} \left[F_t(l-a) - Q^y(l+c) \right] = \frac{1}{162} [4888 \cdot (162-54) - 2526 \cdot (162+87)] = -624 \text{ Н};$$

$$R_B^y = \frac{1}{l} [F_t a + Q^y c] = \frac{1}{162} [4888 \cdot 54 + 2526 \cdot 87] = 2986 \text{ Н.}$$

Таким чином, повне навантаження, яке сприймають опори (підшипники):

$$R_A = \sqrt{(R_A^x)^2 + (R_A^y)^2} = \sqrt{1186^2 + (-624)^2} = 1340 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^x)^2 + (R_B^y)^2} = \sqrt{593^2 + 2986^2} = 3044 \text{ Н;}$$

$$F_a = 0.$$

Значення ключових точок на епюрах моменту вигину у горизонтальній та вертикальній площинах:

$$M'_x = R_B^x \cdot (l - a) = 593 \cdot (162 - 54) = 64044 \text{ Н}\cdot\text{мм} = 64,04 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M''_x = -Q^x \cdot (a + c) + R_A^x \cdot a = -0 + 1186 \cdot 54 = 64044 \text{ Н}\cdot\text{мм} \approx 64,04 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M'''_x = Q^x \cdot c = 0;$$

$$M'_y = R_B^y \cdot (l - a) = 2986 \cdot (162 - 54) = 322488 \text{ Н}\cdot\text{мм} \approx 322,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M'''_y = Q^y \cdot c = 2526 \cdot 87 = 219762 \text{ Н}\cdot\text{мм} \approx 219,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Значення ключових точок на епюрі сумарного моменту вигину:

$$M' = M'' = \sqrt{(M'_x)^2 + (M'_y)^2} = \sqrt{64,04^2 + 322,5^2} = 328,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M''' = \sqrt{(M'''_x)^2 + (M'''_y)^2} = \sqrt{0 + 219,8^2} = 219,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Значення ключових точок на епюрі зведеного моменту:

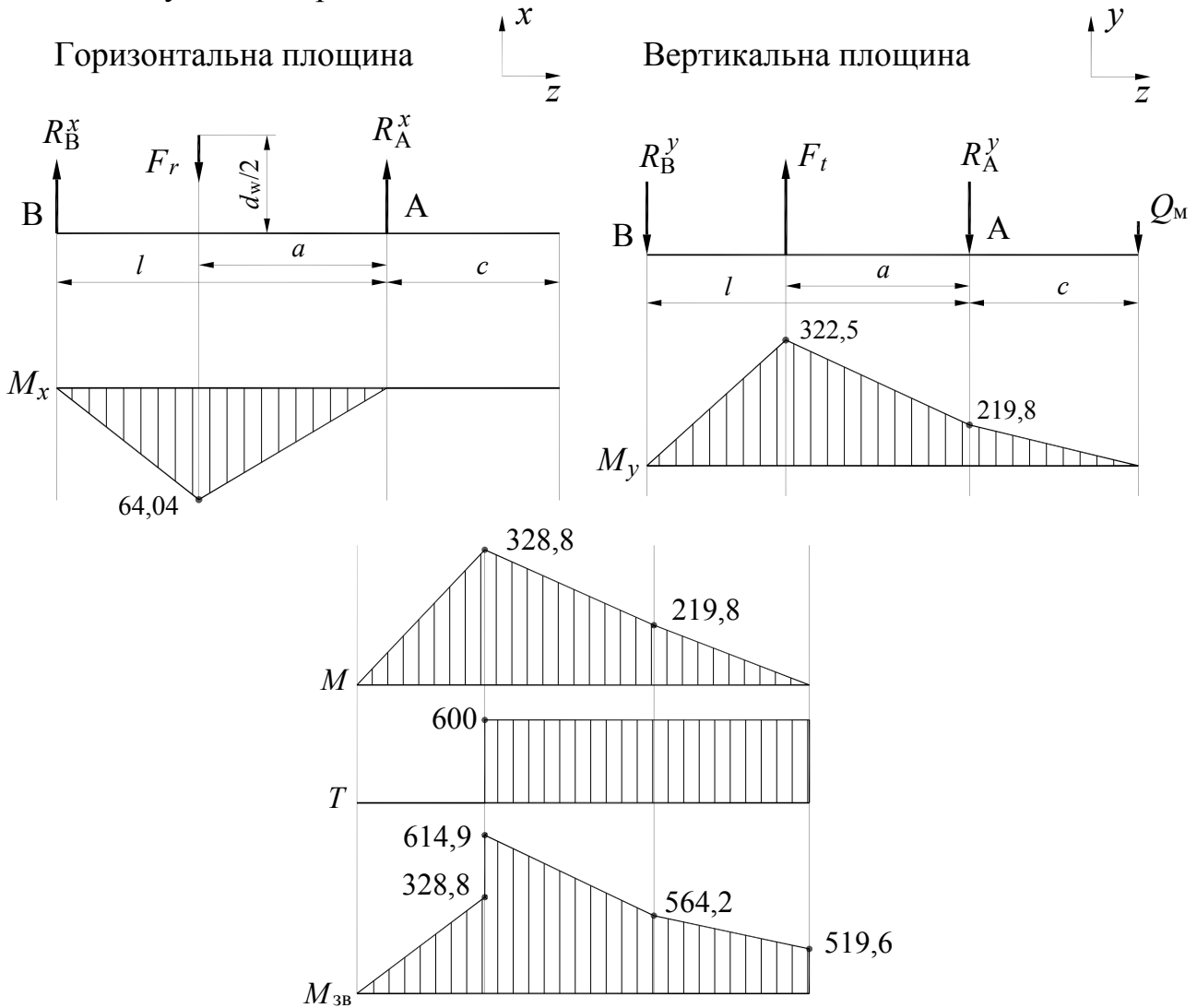
$$M'_{3B} = M' = 328,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M''_{3B} = \sqrt{(M')^2 + \alpha \cdot T_{III}^2} = \sqrt{328,8^2 + 1 \cdot 600^2} = 614,9 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M'''_{3B} = \sqrt{(M''')^2 + \alpha \cdot T_{III}^2} = \sqrt{219,8^2 + 1 \cdot 600^2} = 564,2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M^{IV}_{3B} = \sqrt{\alpha \cdot T_{III}^2} = 519,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Побудова епюр.



6.2. Розрахунок на статичну міцність

За небезпечні перерізи приймаємо переріз I-I (див. рис. вище) під зубчастим колесом (де має місце максимальне значення зведеного моменту на епюрі) та переріз II-II на хвостовику (галтельний перехід з ділянки вала з найменшим діаметром).

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності S (3.5) в цих перерізах.

Коефіцієнт перевантаження – $K=1,6$.

6.2.1. У **перерізі I-I** для ділянки діаметром $d=60$ мм зі шпонковим пазом з розмірами $b=18$ мм і $t_1=7$ мм – ширина та глибина паза (табл. 3.2).

Осьовий та полярний моменти опору поперечного перерізу (див. (3.8b)):

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (60-7)^2}{2 \cdot 60} = 18256,3 \text{ мм}^3;$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 60^3}{16} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (60-7)^2}{2 \cdot 60} = 39462 \text{ мм}^3.$$

Нормальне, дотичне та еквівалентне напруження (див. (3.2), (3.3)):

$$\sigma = \frac{1000 \cdot M}{W} = \frac{1000 \cdot 328,8}{18256,3} = 18 \text{ МПа}; \quad \tau = \frac{1000 \cdot T}{W_p} = \frac{1000 \cdot 600}{39462} = 15,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{18^2 + 4 \cdot 15,2^2} = 35,3 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності (3.7)

$$S_{\text{I-I}} = \frac{[\sigma]}{K \cdot \sigma_{\text{екв}}} = \frac{450}{1,6 \cdot 35,3} = 7,9;$$

Умова міцності виконується, оскільки $S_{\text{I-I}} > [S] = 2$.

6.2.2. У **перерізі II-II** для ділянки діаметром $d = 50$ мм коефіцієнт запасу міцності (див. (3.5))

$$S_{\text{II-II}} = \frac{\sigma'_T \cdot 0,1d^3}{K_A \cdot 1000 \cdot M_{\text{екв}}} = \frac{450 \cdot 0,1 \cdot 50^3}{1,6 \cdot 1000 \cdot 519,6} = 6,8.$$

Тут $\sigma'_T = K_1 \cdot \sigma_T = 1 \cdot 450 = 450$ МПа – розрахункова межа текучості; $K_1 = 1$ – для сталі 40 (див. (3.1)).

Умова міцності виконується, оскільки $S_{\text{II-II}} > [S] = 2$.

6.3. Розрахунок на витривалість

6.3.1. Розрахунок на витривалість для **перерізу I-I**, у якому $\sigma_{\text{екв}} = 35,3$ МПа (див. вище). Розрахунок проводимо за спрощеною методикою (див. (4.1)).

$$K_\sigma = 1,2 + 0,2 \cdot \frac{\sigma_B - 400}{1100} = 1,2 + 0,2 \cdot \frac{750 - 400}{1100} = 1,26;$$

$$\beta \approx 1,0; \quad \varepsilon = [1,2 + 0,01 \cdot (d - 30)]^{-1} = [1,2 + 0,01 \cdot (60 - 30)]^{-1} = 0,67;$$

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon} = \frac{1,26}{1 \cdot 0,67} = 1,89.$$

Таким чином

$$S = \frac{1}{K_{\sigma D}} \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{екв}}} = \frac{1}{1,89} \cdot \frac{350}{35,3} = 5,6, \quad (4.1)$$

Умова міцності виконується, оскільки $S > [S_B] = 1,8$.

6.3.2. Розрахунок на витривалість за *спрощеною методикою для перерізу II-II*, у якому має місце галтельний перехід з діаметра $d = 50$ мм до діаметра $D = 52$ мм з радіусом $r = 1$ мм. Шорсткість поверхні – $Ra3,2$.

За спрощеною методикою:

$$\varepsilon = [1,2 + 0,01 \cdot (d - 30)]^{-1} = [1,2 + 0,01 \cdot (50 - 30)]^{-1} = 0,714;$$

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma}}{\beta \cdot \varepsilon} = \frac{1,26}{1 \cdot 0,714} = 1,765.$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 12271,8 \text{ мм}^3; \quad W_p = 2W = 24543,7 \text{ мм}^3,$$

$$\sigma = \frac{M}{W} \approx 0; \quad \tau = \frac{T}{W_p} = \frac{600 \cdot 10^3}{24543,7} = 24,45 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{екв}} \approx \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{0^2 + 4 \cdot 24,45^2} = 48,9 \text{ МПа}.$$

$$S = \frac{1}{K_{\sigma D}} \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{екв}}} = \frac{1}{1,76} \frac{350}{48,9} = 4,5, \quad (4.1)$$

Умова міцності виконується, оскільки $S > [S_B] = 1,8$.

6.3.3. Розрахунок на витривалість для перерізу II-II за уточненою методикою.

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \frac{1000 \cdot M}{W} \approx 0; \quad \tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \frac{11000 \cdot T}{W_p} = \frac{1}{2} 24,45 = 12,23 \text{ МПа}.$$

Оскільки $\sigma_m = 0$ та $\sigma_a = 0$, то послідує розрахунок проводимо виключно для визначення коефіцієнту S_{τ} , який визначає загальний коефіцієнт запасу – $S = S_{\tau}$.

При гальтельному переході ефективний коефіцієнт концентрації напружень

$$K_{\tau} = 1 + C_{\tau} \cdot (K'_{\tau} - 1) = 1 + 0,493 \cdot (2,38 - 1) = 1,68,$$

де $K'_{\tau} = 2,38$ для $r/d = 1/50 = 0,02$ та $D/d = 52/50 = 1,04$ (табл. 4.4); $C_{\tau} = 0,493$ (табл. 4.5).

Коефіцієнт впливу абсолютних розмірів

$$\nu_{\sigma} = 0,19 - 0,000125 \cdot \sigma_B = 0,19 - 0,000125 \cdot 750 = 0,096; \quad \nu_{\tau} = 1,5 \cdot \nu_{\sigma} = 1,5 \cdot 0,096 = 0,144;$$

$$\varepsilon_{\tau} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2\nu_{\tau}} \right] = 0,5 \left[1 + \left(\frac{52}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,144} \right] = 0,786.$$

Коефіцієнт, що характеризує вплив шорсткості поверхні

$$K_{F\sigma} = \left(1 - 0,22 \left[\log \left(\frac{\sigma_B}{20} \right) - 1 \right] \log(4R_a) \right)^{-1} = \left(1 - 0,22 \left[\log \left(\frac{750}{20} \right) - 1 \right] \log(4 \cdot 3,2) \right)^{-1} = 1,16;$$

$$K_{F\tau} = 0,575 K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 1,16 + 0,425 = 1,09.$$

Комплексний коефіцієнт концентрації напружень

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + K_{F\tau} - 1 \right) \frac{1}{K_V} = \left(\frac{1,68}{0,786} + 1,09 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,23.$$

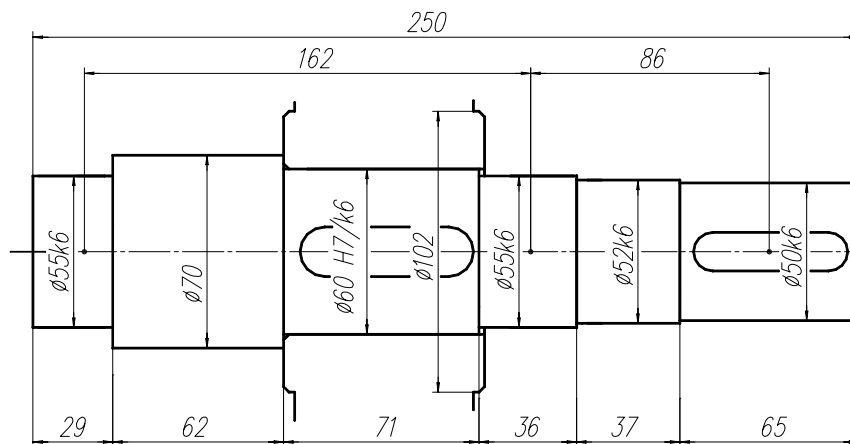
Таким чином,

$$S = S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{210}{2,23 \cdot 12,23 + 0 \cdot 12,23} = 7,7.$$

Умова міцності виконується, оскільки $S > [S_B] = 1,8$.

6.4. Розрахунок на жорсткість

6.4.1. Фрагмент робочого кресленика вала.



6.4.2. Визначаємо «зведений» діаметр ділянки вала з насадженою з натягом деталлю (зубчастим колесом), оскільки $102 \text{ мм}/60 \text{ мм} = 1,7 > 1,6$. Довжина ділянки 71 мм.

Осереднене значення натягу Δ для посадки $\varnothing 60H7/k6$:

- 1) $\varnothing 60H7 \Rightarrow \varnothing 60^{+0,030}$ (табл. 5.1) $\Rightarrow ES = +0,030 \text{ мм}, EI = 0$;
- 2) $\varnothing 60k6 \Rightarrow \varnothing 60^{+0,021}_{+0,002}$ (табл. 5.2) $\Rightarrow es = +0,021 \text{ мм}, ei = +0,002 \text{ мм}$;
- 3) $\Delta_{\max} = es - EI = 0,021 - 0 = 0,021 \text{ мм}; \Delta_{\min} = ei - ES = 0,002 - 0,030 = -0,028 \text{ мм}$;
- 4) $\Delta = \frac{\Delta_{\max} + \Delta_{\min}}{2} = \frac{0,021 + (-0,028)}{2} = -0,0035 \text{ мм}$.

Оскільки $\Delta < 0$, то «зведення» не виконується.

6.4.3. Діаметр «еквівалентного» вала

$$d_e = \frac{1}{\sqrt[4]{\sum_{i=1}^N \frac{1}{d_i^4} \left(\frac{l_i}{L} \right)}} = \frac{1}{\sqrt[4]{\left[\frac{1}{70^4} \left(\frac{62}{235} \right) + \frac{1}{60^4} \left(\frac{71}{235} \right) + \frac{1}{52^4} \left(\frac{37}{235} \right) + \frac{1}{50^4} \left(\frac{65}{235} \right) \right]}} = 56,2 \text{ мм},$$

де $L = \sum_{i=1}^N l_i = 62 + 71 + 37 + 65 = 235 \text{ мм}$.

6.4.4. Обчислення проміжних коефіцієнтів для розрахунку на жорсткість

$$I = 0,05d_e^4 = 0,05 \cdot 56,2^4 = 498787,2 \text{ мм}^4;$$

$$C = E \cdot I \cdot l = 2,1 \cdot 10^5 \cdot 498787,2 \cdot 162 = 17 \cdot 10^{12} \text{ Н} \cdot \text{мм}^3, \text{ де } l = 162 \text{ мм.}$$

6.4.5. Визначення прогину під зубчастим колесом у горизонтальній площині від діючих у цій площині сил (див. розрахункові схеми вала та Додаток В).

$$w_x = w_{F_r} = \frac{Fbd(l^2 - b^2 - d^2)}{6C} = \frac{1779 \cdot 54 \cdot 108 \cdot (162^2 - 54^2 - 108^2)}{6 \cdot 17 \cdot 10^{12}} \approx 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ мм,}$$

де $F = F_r = 1779 \text{ Н}$; $l = 162 \text{ мм}$; $b = 54 \text{ мм}$; $d = l - b = 108 \text{ мм}$.

6.4.5. Визначення прогину під зубчастим колесом у вертикальній площині від діючих у цій площині сил (див. розрахункові схеми вала):

- від сили F_t

$$w'_y = w_{F_t} = \frac{Fbd(l^2 - b^2 - d^2)}{6C} = \frac{-4888 \cdot 54 \cdot 108 \cdot (162^2 - 54^2 - 108^2)}{6 \cdot 17 \cdot 10^{12}} \approx -3,3 \cdot 10^{-3} \text{ мм,}$$

де $F = -F_t = -4888 \text{ Н}$.

- від сили Q_M

$$w''_y = w_{Q_M} = \frac{-Fcd(l^2 - d^2)}{6C} = \frac{-2526 \cdot 87 \cdot 108 \cdot (162^2 - 108^2)}{6 \cdot 17 \cdot 10^{12}} \approx -3,4 \cdot 10^{-3} \text{ мм,}$$

де $F = Q_M = 2526 \text{ Н}$; $c = 87 \text{ мм}$.

Таким чином,

$$w_y = w'_y + w''_y = -3,3 \cdot 10^{-3} - 3,4 \cdot 10^{-3} = -6,7 \cdot 10^{-3} \text{ мм.}$$

6.4.6. Загальний прогин вала під зубчастим колесом

$$Y = \sqrt{w_x^2 + w_y^2} = 10^{-3} \sqrt{1,2^2 + 6,7^2} = 6,8 \cdot 10^{-3} \text{ мм.}$$

6.4.7. Максимально допустиме значення прогину під циліндричним зубчастим колесом з модулем m –

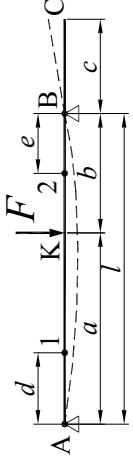
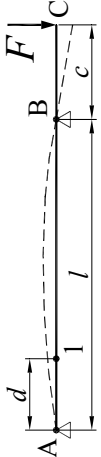

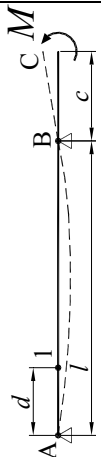
$$[Y] = (0,01 \dots 0,02) \cdot m = 0,015 \cdot 3 \text{ мм} = 45 \cdot 10^{-3} \text{ мм.}$$

Умова жорсткості виконується, оскільки $W = 6,8 \text{ мкм} < [W] = 45 \text{ мкм}$.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Коновалюк Д. М., Ковальчук Р. М.* Деталі машин: Підручник. – К.: Кондор, 2004. – 584 с.
2. *Курмаз Л. В.* Основи конструювання деталей машин: навч. посібник. – Харків: Вид-во "Підручник НТУ "ХПІ", 2010. – 532 с.
3. *Мархель І. І.* Деталі машин: Навч. посібник. – К.: Алерта, 2005. – 368 с.
4. *Момот Д. І., Янчевський І. В.* Методичні вказівки з виконання компонувального кресленника редуктора при виконанні курсового проекту з дисципліни «Деталі машин». – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2014. – 48 с.
5. *Момот Д. І., Янчевський І. В.* Механічні передачі. Розрахунок на міцність і проектування приводів машин. Навчально-методичний посібник. – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2011. – 246 с.
6. *Павлице В. Т.* Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
7. *Иосилевич Г. Б.* Детали машин: Учебник. – М.: Машиностроение, 1988. – 367 с.
8. *Проців В. В.* Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни "Деталі машин" для студентів спеціальності 7.090258. Частина друга. Проектування двохступеневого редуктору. – Дніпропетровськ: НГУ, 2009. – 271 с.
9. *Тіщенко Л. М.* Раціональне проектування валів і осей. – Харків: ХДТУСГ: Торнадо, 2001. – 174 с.
10. *Устюгов І. І.* Деталі машин: Підручник. – К.: Вища школа, 2002. – 398 с.
11. *Цехнович Л.І., Петриченко И.П.* Атлас конструкцій редукторів. – К.: Вища школа, 1990. – 152 с.

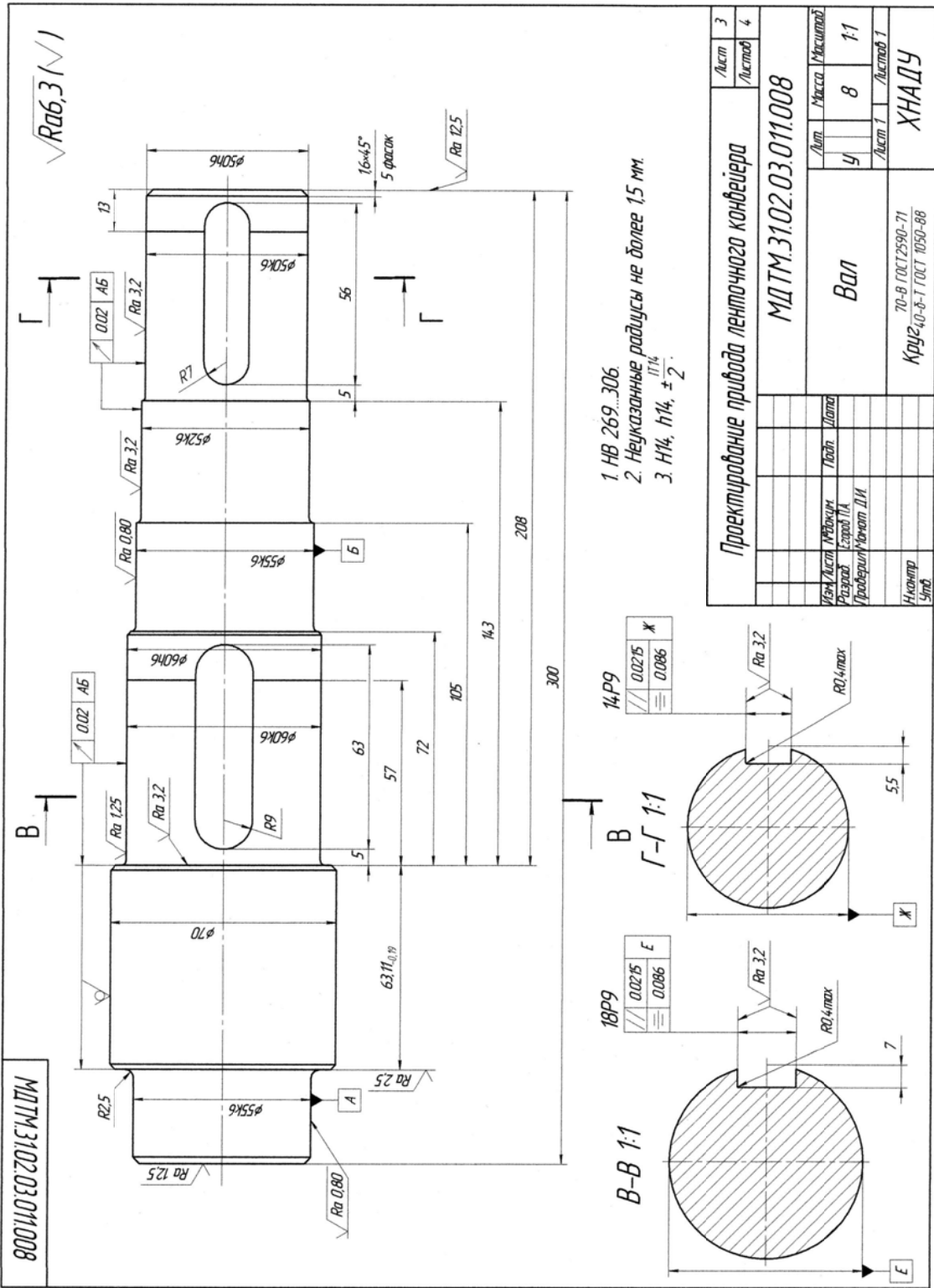
**ДОДАТОК В. ФОРМУЛИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПРОГИНІВ БАЛКИ
ТА КУТІВ ПОВОРОТУ НЕЙТРАЛЬНОЇ ЛІНІЇ В ОКРЕМИХ ТОЧКАХ**

Прогини і кутів повороту	Схема навантаження вала					
						
w_1	$Fbd(l^2 - b^2 - d^2)/6C$	$-Fcd(l^2 - d^2)/6C$	$Md(a^3 + 3a^2b - 2b^3 - ld^2)/6Cl$	$-M(d^3 - l^2d)/6C$		
w_2	$Fae(l^2 - a^2 - e^2)/6C$		$-Me(3ab^2 + b^3 - 2a^3 + le^2)/6Cl$			
w_K	$Fa^2b^2/3C$		$-Mab(b-a)/3C$			
w_C	$\theta_B \cdot c$	$Fc^2l(l+c)/3C$	$\theta_B \cdot c$	$-Mcl(3c+2l)/6C$		
θ_A	$Fab(l+b)/6C$	$-Fcl^2/6C$	$M(6al - 2l^2 - 3a^2)/6C$	$MI^2/6C$		
θ_B	$-Fab(l+a)/6C$	$-2\theta_A$	$M(l^2 - 3a^2)/6C$	$-2\theta_A$		
θ_C	θ_B	$Fcl(2l+3c)/6C$	θ_B	$-MI(3c+l)/3C$		
θ_1	$Fb(l^2 - b^2 - 3d^2)/6C$	$Fc(3d^2 - l^2)/6C$	$M(6al - 3a^2 - 2l^2 - 3d^2)/6C$	$-MI/C$		
θ_2	$-Fa(l^2 - a^2 - 3e^2)/6C$		$-M(3l^2 - 6el + 2l^2 + 3d^2)/6C$			
θ_K	$Fab(b-a)/3C$		$M(3al - 3a^2 - l^2)/3C$			

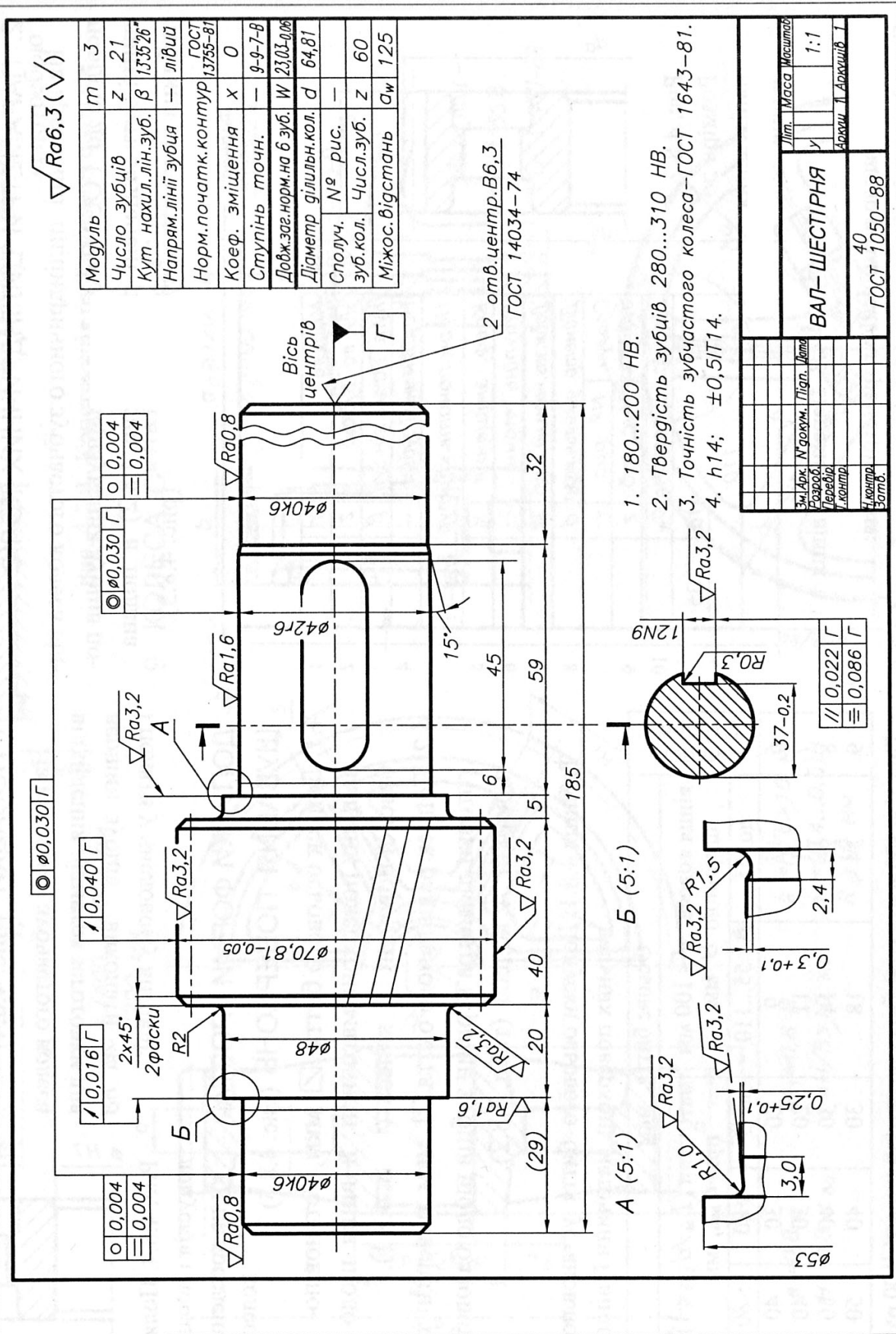
Позначення. w_x – прогин балки в точці X, мм; θ_y – кут повороту нейтральної лінії балки в точці Y, рад; $C = EI$;
 $E \approx 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм² – модуль Юнга; $I = \pi d_e^4 / 64 \approx 0,05 d_e^4$ – момент інерції балки круглого поперечного перерізу при вигині;
 d_e – діаметр еквівалентного гладкого вала (див. (5.2)), мм.

ДОДАТОК Г. ПРИКЛАДИ КРЕСЛЕНИКІВ ВАЛІВ

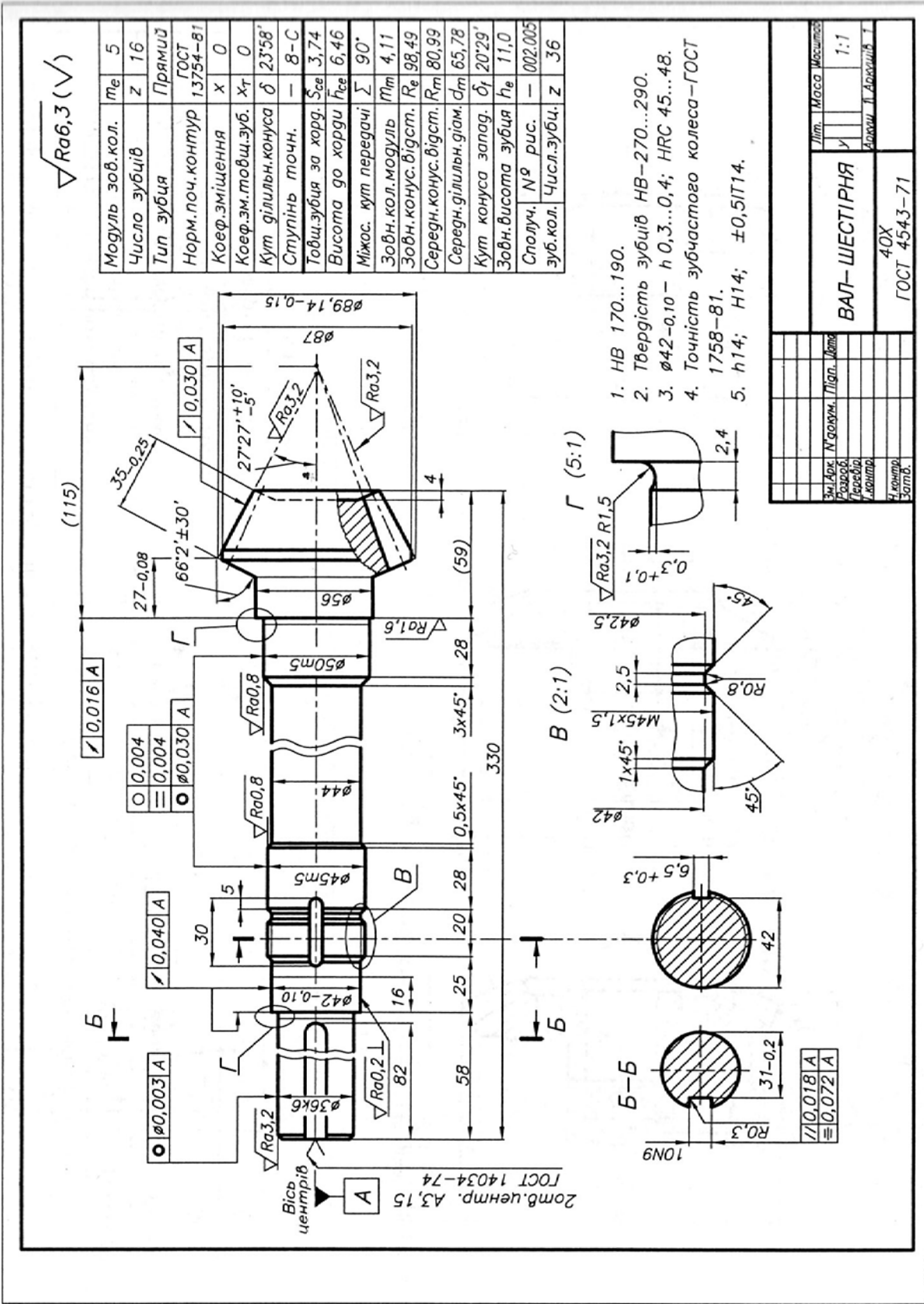
КРЕСЛЕНИК 1. Вихідний вал



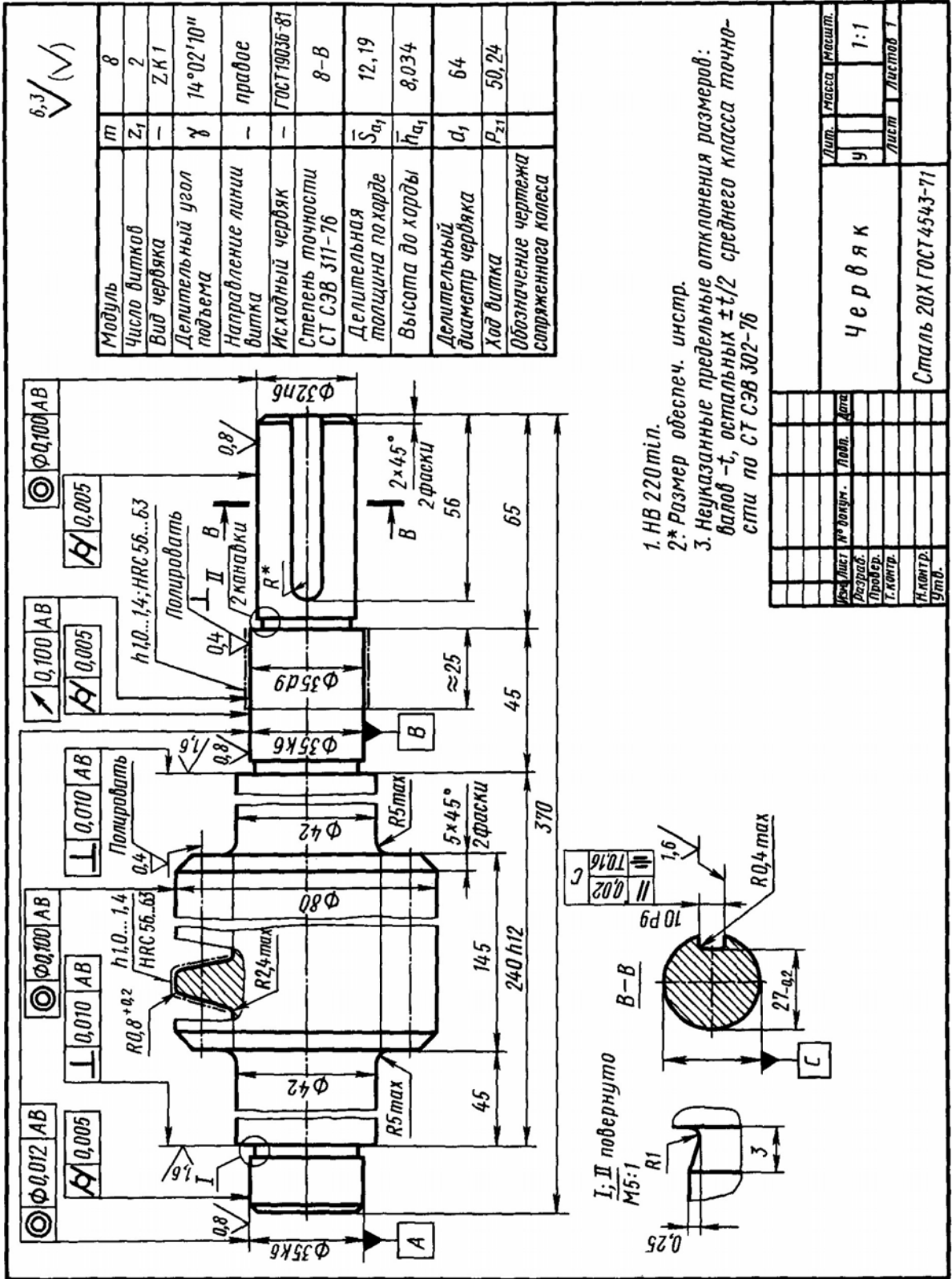
КРЕСЛЕНІК 2. Вал-шестірна [2]



КРЕСЛЕНІК 3. Вал-шестірна [2]



КРЕСЛЕНИК 4. Вал-черв'як



1. HB 220 мп.
 2.* Размер обесеч. INSTR.
 3. Неуказанные предельные отклонения размеров: валов -т, остальных $\pm t/2$ среднего класса точности по СТ СЭВ 302-76

ЗМІСТ

ВСТУП	1
1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ	1
2. ФОРМУВАННЯ ПОЧАТКОВИХ ДАНИХ ДЛЯ РОЗРАХУНКІВ	
2.1. Вибір матеріалу вала	3
2.2. Побудова схеми навантаження вала	5
2.3. Побудова епюри зведеного моменту	13
2.4. Алгоритм формування початкових даних для розрахунків валів	13
3. РОЗРАХУНОК ВАЛА НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ	
3.1. Загальні положення	14
3.2. Алгоритм розрахунку вала на статичну міцність	19
4. РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ВИТРИВАЛІСТЬ	
4.1. Загальні положення	19
4.2. Алгоритм розрахунку вала на утомну міцність	27
5. РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ЖОРСТКІСТЬ	
5.1. Загальні положення	27
5.2. Алгоритм розрахунку вала на жорсткість.....	34
6. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ВАЛА	
6.1. Формування вхідних даних до розрахунку.....	34
6.2. Розрахунок на статичну міцність	37
6.3. Розрахунок на витривалість	38
6.4. Розрахунок на жорсткість	40
ЛІТЕРАТУРА	42
ДОДАТКИ	
Додаток А. Приклади схем навантаження валів	43
Додаток Б. Приклади побудови епюр	46
Додаток В. Формули для визначення прогинів балки та кутів повороту нейтральної її лінії в окремих точках.....	56
Додаток Г. Приклади креслеників валів	57