

УДК 539.3

О. М. Кириченко, В. П. Раківненко, Л. А. Гребеник

## АВТОМАТИЗОВАНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛА ТУРБОКОМПРЕСОРНОГО АГРЕГАТА

Пропонується алгоритм і комп'ютерна програма автоматизованого розрахунку на міцність і жорсткість вала турбокомпресорного агрегата для наддуву дизеля.

**Постановка проблеми.** Турбокомпресорний агрегат (ТКА) – швидкообертова машина (70 ...120 тис. об/хв), вал ротора якої є найбільш вразливим вузлом і потребує перевірки на міцність та жорсткість на різних режимах роботи ТКА, що пов'язано з великим обсягом проектувальних обчислювальних робіт. Їх можливо виконати тільки із застосуванням спеціальних комп'ютерних програм.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Запропонована стаття є підсумком комп'ютерних розрахунків основних елементів ТКА, що наведені у [2, 3]. У ній також досліджуються статична і динамічна міцності вала. Актуальність досліджень обумовлена ще й тим, що, як показують подальші розрахунки, потрібний діаметр перерізу вала є меншим за той, який має подібний стандартний турбокомпресор ТРК-8,5, і його розрахункові робочі оберти перевищують критичні (вал “гнучкий”), на відміну від стандартного агрегата, робочі оберти якого є докритичними (вал “жорсткий”) [1].

**Метою статті** є запропонування алгоритму та програмного забезпечення автоматизованого розрахунку на міцність і жорсткість вала турбокомпресора та пояснення причини конструювання стандартних ТКА з “жорсткими” валами.

**Виклад основного матеріалу.** Розрахунки виконані як для статичного, так і динамічного навантаження вала.

Перевірка міцності при статичному навантаженні полягає у визначенні необхідного мінімального діаметра вала у межах діючих напружень і деформацій.

Динамічні навантаження вала ТКА обумовлені неврівноваженістю ротора, а також зміною швидкості або напрямку руху автомобіля. Динамічні розрахунки полягають у визначенні жорсткості вала (його прогинів) і критичного числа обертання, при якому прогин вала швидко зростає, що може бути причиною його руйнування.

*Статистичні розрахунки вала ТКА.* Для розрахунку вала вибирається найбільш небезпечний випадок навантаження, коли на ротор ТКА діють:

- крутний момент  $T_{KP}$ , який визначається потужністю  $N_T$  і кількістю обертів  $n$  турбіни;
- вага коліс турбіни  $G_T$  і компресора  $G_K$ , які згинають вал у вертикальній площині;
- відцентрові сили мас ротора  $F_j$ , що зумовлені криволінійністю руху автомобіля (розглядається момент руху в нижній точці траєкторії – “вихід з пікірування”) і діють у вертикальній площині (рис.1);
- гіроскопічні моменти МГК та МГТ дискретних мас ротора, які також виникають при криволінійному русі і згинають вал у горизонтальній площині.

Вал розглядається як невагома балка на двох опорах (див. рис. 4а), навантажена, як вказано вище. Навантаження від незбалансованості ротора чисельно малі й у статичних розрахунках не враховуються (вони визначають критичне число обертання вала). Вважається також, що осьові газодинамічні сили відсутні, оскільки вони врівноважуються наявністю різносторонніх дисків турбіни і компресора.

Наведемо вихідні дані для статичного розрахунку вала ТКА.

1. Крутний момент на валу від турбіни  $T_{KP}$ .
2. Номінальний діаметр і довжини прольотів вала ТКА (див. рис. 4а)  $d_B$ ,  $l_K$ ,  $l$ ,  $l_T$ .

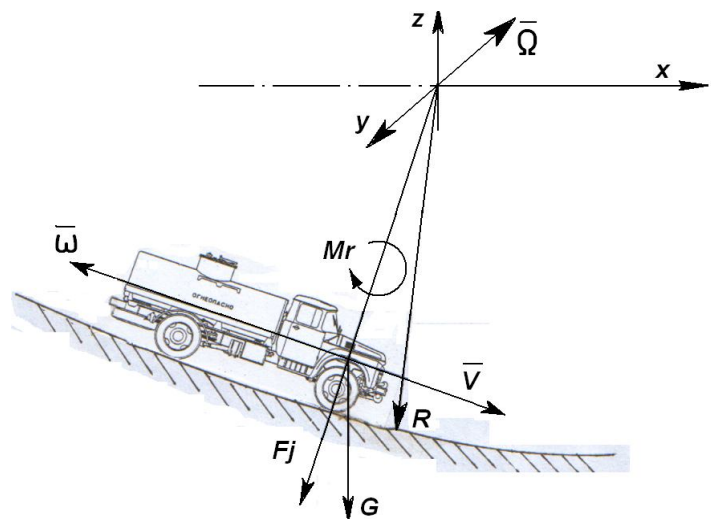


Рис. 1. Траєкторія руху автомобіля

3. Вага коліс турбіни  $G_T$  і вага компресора  $G_K$ :

$$G_T = \rho_T^* \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} h_T^* \cdot g, \quad (1)$$

$$G_K = \rho_K^* \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} h_K^* \cdot g, \quad (2)$$

де  $\rho_T^*$ ,  $\rho_K^*$ ,  $d_T$ ,  $d_K$ ,  $h_T^*$ ,  $h_K^*$  – зведені щільність, діаметри і товщини дисків турбіни та компресора.

4. Відцентрові сили інерції мас колеса турбіни і компресора:

$$F_{jT} = \frac{G_T}{g} R \cdot \Omega^2, \quad (3)$$

$$F_{jK} = \frac{G_K}{g} R \cdot \Omega^2, \quad (4)$$

де  $R$  – радіус кривизни траєкторії руху автомобіля;  $\Omega = \frac{V}{R}$  – кутова швидкість автомобіля на криволінійній траєкторії руху.

5. Гіроскопічні моменти мас дисків турбіни і компресора:

$$M_{G_T} = I_T \cdot \omega \cdot \Omega, \quad (5)$$

$$M_{G_K} = I_K \cdot \omega \cdot \Omega, \quad (6)$$

де  $I_T$ ,  $I_K$  – моменти інерції мас дисків турбіни і компресора. Їх обчислюють за формулами:

$$I_T = \frac{1}{4} \cdot \frac{G_T}{g} \left( \frac{d_T}{2} \right)^2, \quad (7)$$

$$I_K = \frac{1}{4} \cdot \frac{G_K}{g} \left( \frac{d_K}{2} \right)^2. \quad (8)$$

6. Кутова швидкість ротора ТКА  $\omega$ .

Наведемо послідовність розрахунків.

1. Зображують розрахункову схему вала з діючими силовими факторами (див. рис. 4а).

2. Визначають реакції опору у вертикальній площині  $XOZ$  і будують епюру згинаючих моментів  $M_y$  (див. рис. 4б).

3. Визначають реакції опору у горизонтальній площині  $XOY$  і будують епюру згинаючих моментів  $M_z$  (див. рис. 4в).

4. Будують епюру сумарних згинаючих моментів  $M_\Sigma$  (див. рис. 4г).

$$M_\Sigma = \sqrt{M_{y_i}^2 + M_{z_i}^2}. \quad (9)$$

5. Будують епюру крутних моментів  $M_{KP}$  (див. рис. 4д).

6. Згідно з третьою теорією міцності визначають мінімальний потрібний діаметр вала у найбільш навантаженому перерізі:

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi[\delta]} \sqrt{M_{\Sigma \max}^2 + M_{kp}^2}}, \quad (10)$$

де  $[\delta]$  – припустиме напруження для сталі ЭИ617, з якої виготовлено вал ротора ТКА [2].

7. Розраховують статичні прогини вала у місцях посадки коліс турбіни і компресора [4]:

$$Z_T = \frac{G_T + F_{jT}}{3E_T I} l_T^2 (l + l_T), \quad (11)$$

$$Z_K = \frac{G_K + F_{jK}}{3E_K I} l_K^2 (l + l_K), \quad (12)$$

де  $E_T$  і  $E_K$  – модулі пружності 1-го роду матеріалів, з яких виготовлені диски турбіни і компресора ТКА;  $I$  – осьовий момент інерції вала.

$$I = 0,05d_e^4. \quad (13)$$

Для проведення статичних розрахунків вала ТКА за формулами (1 – 13) пропонується комп’ютерна програма, алгоритм якої наведено на рис. 2, головне вікно програми подано на рис. 3.

Вихідні дані до розрахунку наведені у табл. 1. Додаткові дані взяті з [2] та [3].

Результати розрахунків зовнішніх і внутрішніх силових факторів, що діють на вал ТКА, наведені у табл. 2.

Т а б л и ц я 1

Кінематичні, геометричні та пружні параметри

Пор. №	Параметри	Одиниці вимірювання	Значення
1	$T_{KP}$	Нм	1,1
2	$\omega$	С <sup>-1</sup>	6987
3	$V$	м/с	25
4	$d_B$	мм	8
5	$l_K$	м	$35 \cdot 10^{-3}$
6	$l_T$	м	$32 \cdot 10^{-3}$
7	$l$	м	$55 \cdot 10^{-3}$
8	$R$	м	100
9	$E_K$	МПа	$0,72 \cdot 10^5$
10	$E_T$	МПа	$2,2 \cdot 10^5$

Т а б л и ц я 2

Зовнішні і внутрішні силові фактори

Пор. №	Силові фактори	Одиниці вимірювання	Значення
1	$R_{AZ}$	Н	0,59
2	$R_{BZ}$	Н	10,56
3	$R_{AY}$	Н	8,38
4	$R_{BY}$	Н	8,38
5	$G_T$	Н	4,86
6	$G_K$	Н	1,95
7	$F_{jT}$	Н	3,1
8	$F_{jK}$	Н	1,24
9	$M_{TT}$	Н м	0,3
10	$M_{TK}$	Н м	0,16
11	$M_{Ymin}$	Н м	0,25
12	$M_{Zmax}$	Н м	0,39
13	$M_{KP}$	Н м	1,1

За даними табл. 2 побудовані епюри згинаючих і крутних моментів по довжині вала (див. рис. 4б, в, г, д).

Результати розрахунків геометричних параметрів вала наведені у табл. 3.

У розрахунках на жорсткість припустиме значення прогину  $[Z]$  не повинно перевищувати величину такого технологічного дефекту вала, як овальність. Для сучасних ТКА овальність валів не перевищує 0,05 мм, і її часто приймають за припустиме значення прогину  $[Z]$ .

Таким чином, оскільки  $d_{min} = 5$  мм (менше ніж  $d_e = 8$  мм) і  $Z$  (менше  $[Z] = 0,05$  мм), то статична міцність і жорсткість вала ТКА забезпечена.

**Динамічні розрахунки вала ТКА.** У динамічних розрахунках найбільш важливим є визначення критичної швидкості  $\omega_{кр}$  або критичного числа обертання вала  $n_{кр}$ , коли вал, втрачаючи стійкість, значно прогинається та “б’є у підшипниках”, внаслідок чого виникають суттєві, навіть руйнівні, вібрації ротора ТКА. Ситуація ще більш ускладнюється через дисбаланс вала, спричиненого ексцентриситетом.

Залежність прогину вала  $Z$  від відносного числа обертів  $n / n_{кр}$  визначається за формулою:

$$z = e \frac{\left(\frac{n}{n_{кр}}\right)^2}{1 - \frac{n}{n_{кр}}}, \quad (14)$$

де  $e$  – ексцентриситет, який, як правило, не повинен перевищувати овальність вала, тобто  $e < 0,05$  мм.

Т а б л и ц я 3

Геометричні параметри вала

Пор. №	Параметри	Одиниці вимірювання	Значення
1	$d_{min}$	мм	4,92
2	$Z_T$	мм	$5,24 \cdot 10^{-3}$
3	$Z_K$	мм	$7,94 \cdot 10^{-3}$
4	$I$	м <sup>4</sup>	$2,05 \cdot 10^{-10}$

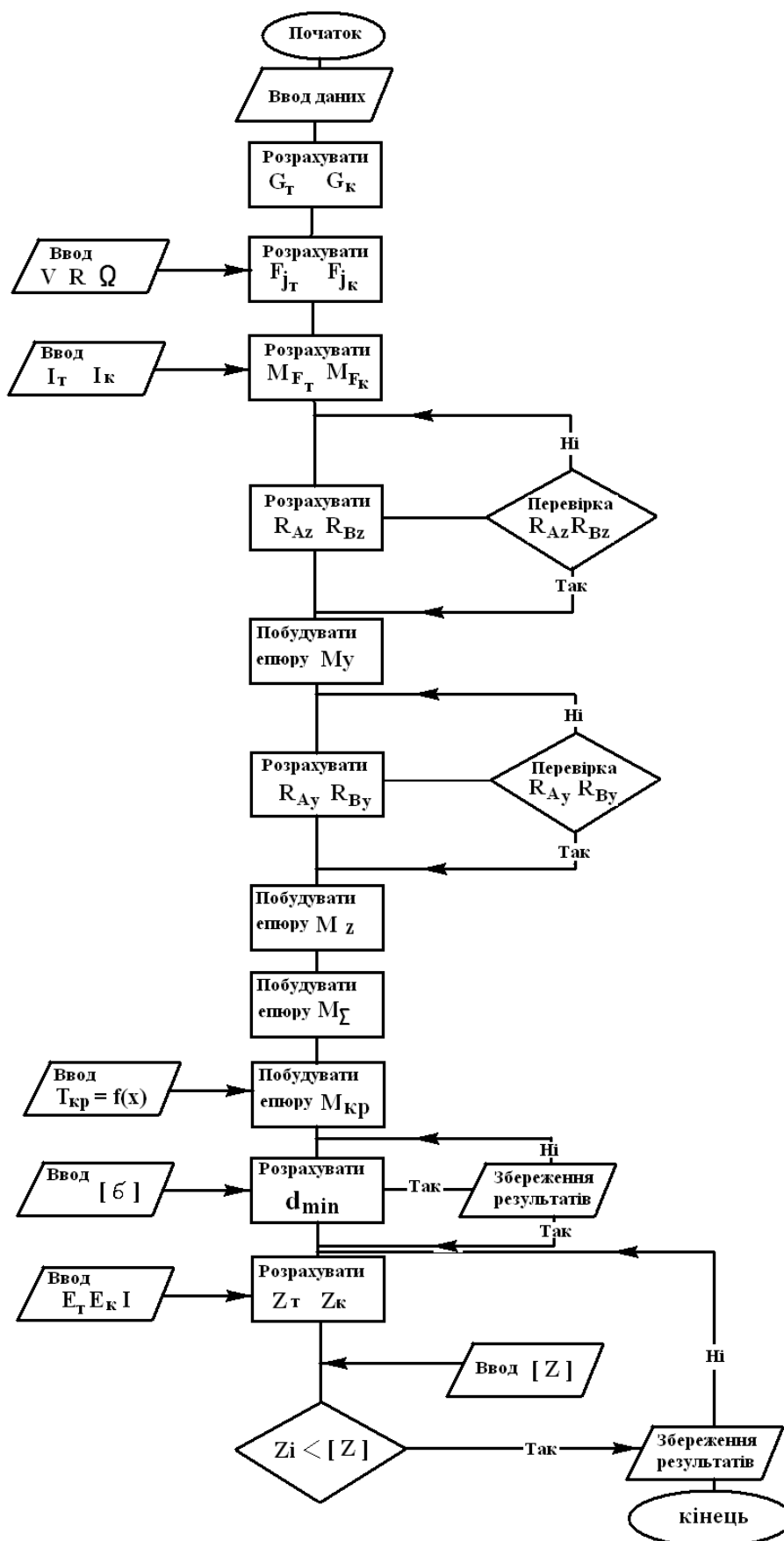


Рис. 2. Алгоритм статичного розрахунку вала ТКА

### Програма розрахунку вала ТКА

**Введіть дані до розрахунку:**

Кінематичні і геометричні параметри

Обертний момент $T_{кр}$ , Нм:	1.1
Колова швидкість $W$ , рад/с:	6897
Швидкість руху автомобіля $v$ , м/с:	25
Радіус кривизни траєкторії $r$ 1/3, мм:	100
Номинальний діаметр вала $d$ , мм:	8 $\times 10^3$
Довжина прогонів вала $l$ , мм:	55 $\times 10^3$
Діаметр диска турбіни $d_1$ , мм:	75 $\times 10^3$
Діаметр диска компресора $d_2$ , мм:	85 $\times 10^3$

Характеристики матеріалу вала і диска

Модуль пружності $E_2$ , МПа:	1.75 $\times 10^5$
Границя міцності $G_2$ , МПа:	8.75
Коефіцієнт Пуассона $\mu_2$ :	0.33
Густина матеріалу $\rho_2$ , кг/куб. м:	2.8 $\times 10^3$

Характеристики конструкції вала

Модуль пружності $E_1$ , МПа:	0.72 $\times 10^5$
Густина матеріалу $\rho_1$ , кг/куб. м:	2.8 $\times 10^3$
Матеріал:	АЛ4

Зведені характеристики елементів ротора

Зведена щільність матеріалу турбіни, кг/м <sup>3</sup> :	11.21 $\times 10^3$
Зведена щільність матеріалу компресора, кг/м <sup>3</sup> :	3.5 $\times 10^3$
Зведена товщина диска турбіни компресора, мм:	1.0 $\times 10^3$

Параметри графічних зображень

Масштаб по осі X:	500
Масштаб по осі Y:	400

Рис. 3. Головне вікно програми статичного розрахунку вала ТКА

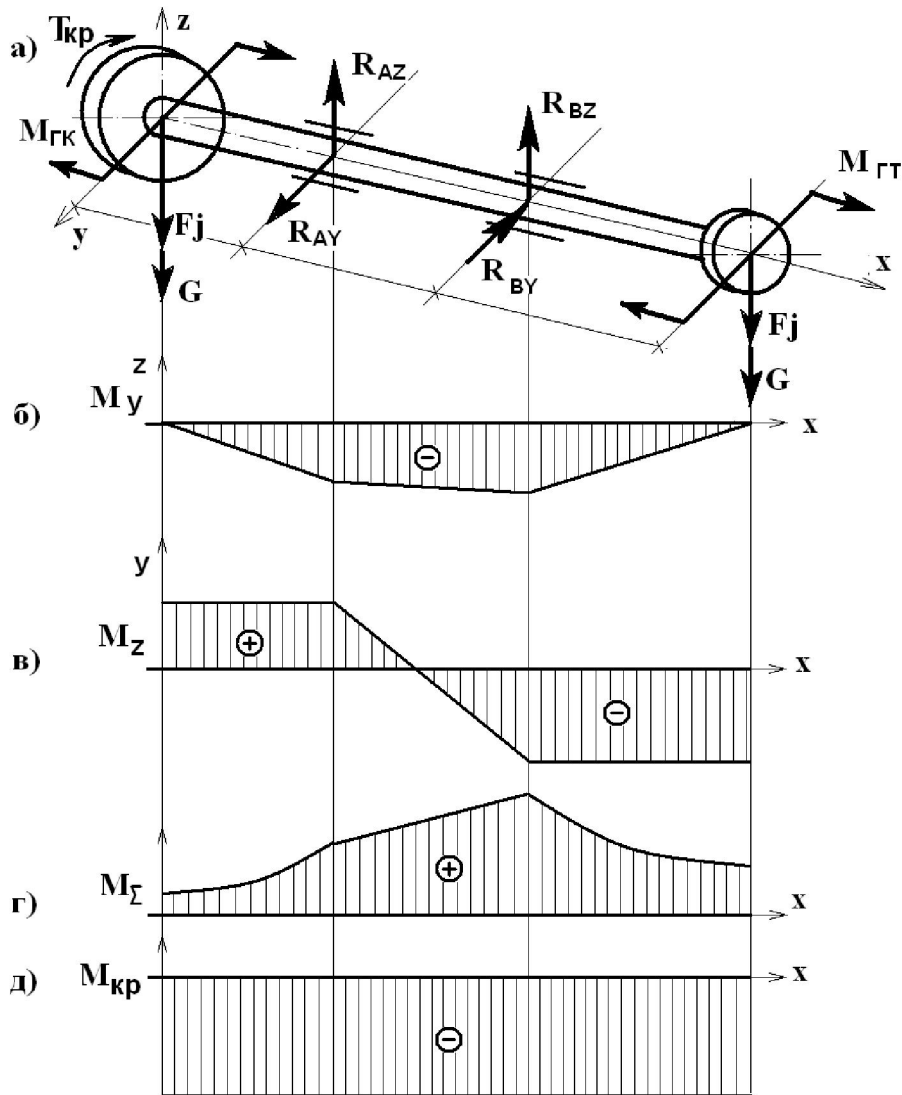


Рис. 4. Статичний розрахунок вала

Критичне число обертів вала постійного діаметра  $n_{кр}$  відповідно до розрахункової схеми (рис. 5) визначається за формулою Дункерлея – Лур'є [1]

$$\frac{1}{n_{кр}^2} = \frac{1}{n_{кр\epsilon}^2} + \frac{1}{n_{крТ}^2} + \frac{1}{n_{крК}^2}, \quad (15)$$

де  $n_{кр\epsilon}$  – критичне число обертів вагомого вала без дисків, коли по його довжині утворюється півхвиля пружної лінії, воно визначається за формулою (див. [4])

$$n_{кр\epsilon} = 13,9 \cdot 10^6 \frac{d_\epsilon}{l^2}; \quad (16)$$

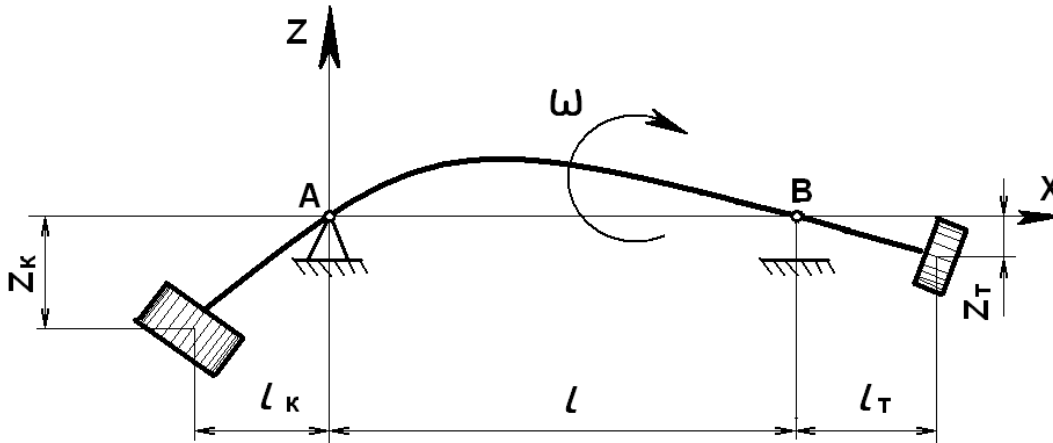


Рис. 5. Динамічні деформації вала

$n_{крТ}$  – критичне число обертів невагомго вала з одним безінерційним диском турбіни, визначається за формулою

$$n_{крТ} = 30 \sqrt{\frac{1}{Z_T}}; \quad (17)$$

$n_{крК}$  – критичне число обертів невагомго вала з одним безінерційним диском компресора, визначається за формулою

$$n_{крК} = 30 \sqrt{\frac{1}{Z_K}}. \quad (18)$$

За формулами (14 – 18) проведені комп'ютерні розрахунки. Алгоритм програми наведено на рис. 6, а головне вікно програми – на рис. 7. Вихідні дані взято із статичного розрахунку вала.

За результатами автоматизованого розрахунку побудована крива функції  $Z = f(n / n_{кр})$ , тобто залежність прогину вала від відносного числа обертання (див. рис. 8). Отримане також значення критичного числа обертання  $n_{кр} = 8269$  об/хв.

Теоретично при критичному числі обертання ( $n / n_{кр} = 1$ ) прогин вала досягає нескінченної величини (система входить у резонанс). Насправді значення прогину є величиною зкінченною внаслідок сил опору: нелінійних сил пружності вала, тертя у підшипниках та ін.

При  $n / n_{кр} = \infty$  величина прогину  $Z$  дорівнює ексцентриситету  $e$ .

Важливо визначити абсолютну величину прогину вала  $Z$ . Тому криву прогину в інтервалі ( $n / n_{кр} = 1 \div \infty$ ) креслять вище осі абсцис (див. рис. 8).

Залежно від співвідношення між критичним та експлуатаційним числом обертів вали поділяють на “жорсткі” ( $n_{max} < n_{кр}$ ) та “гнучкі” ( $n_{max} > n_{кр}$ ).

Якщо зменшити діаметр ротора, то зменшаться його жорсткість і значення критичних обертів, тобто вал буде “гнучким”. У цьому випадку необхідно забезпечити високий темп збільшення обертання ротора, швидше вивести його на закритичний режим, де він працює без вібрацій. Недоліком “гнучкого” вала є те, що його можливо зрівноважити тільки для одного значення числа обертів [1].

З порівняння критичного і робочого числа обертів ротора ТКА ( $n_{кр} = 8260$  об/хв  $<$   $n_{max} = 66991$  об/хв)

впливає, що вал ротора спроектованого ТКА є “гнучким”, тому для безпечної експлуатації необхідні високій ступінь баласування всього ротора і запас потужності турбіни для швидкого виходу на закритичний режим роботи.

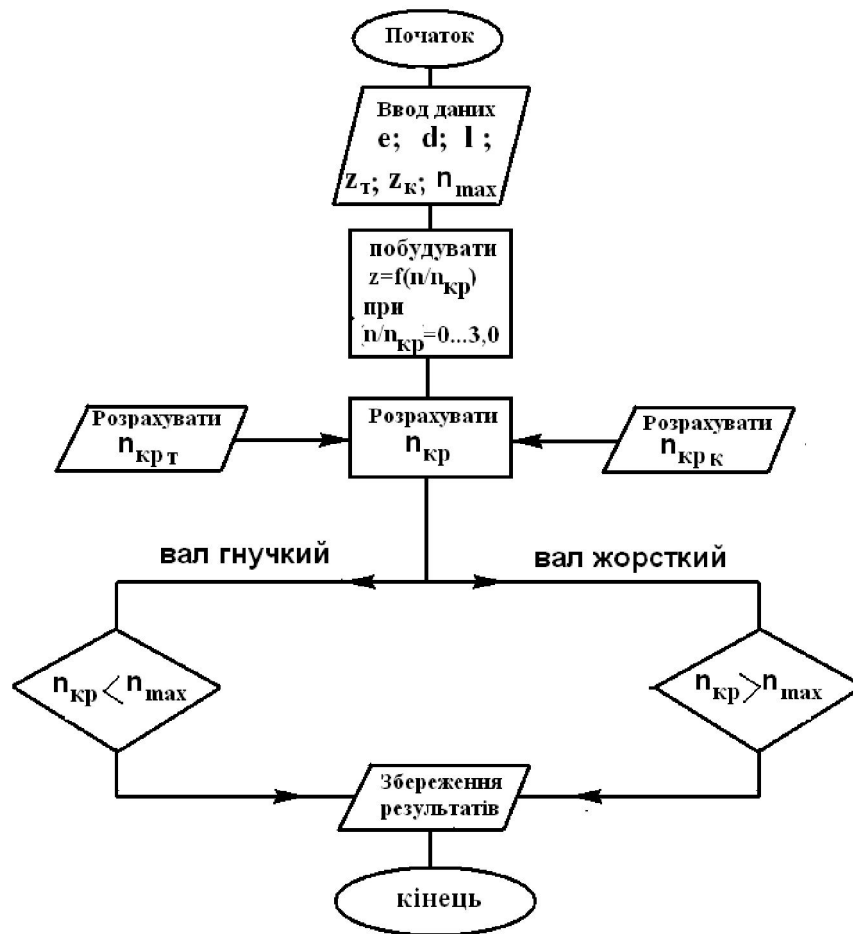


Рис. 6. Алгоритм динамічного розрахунку вала ТКА

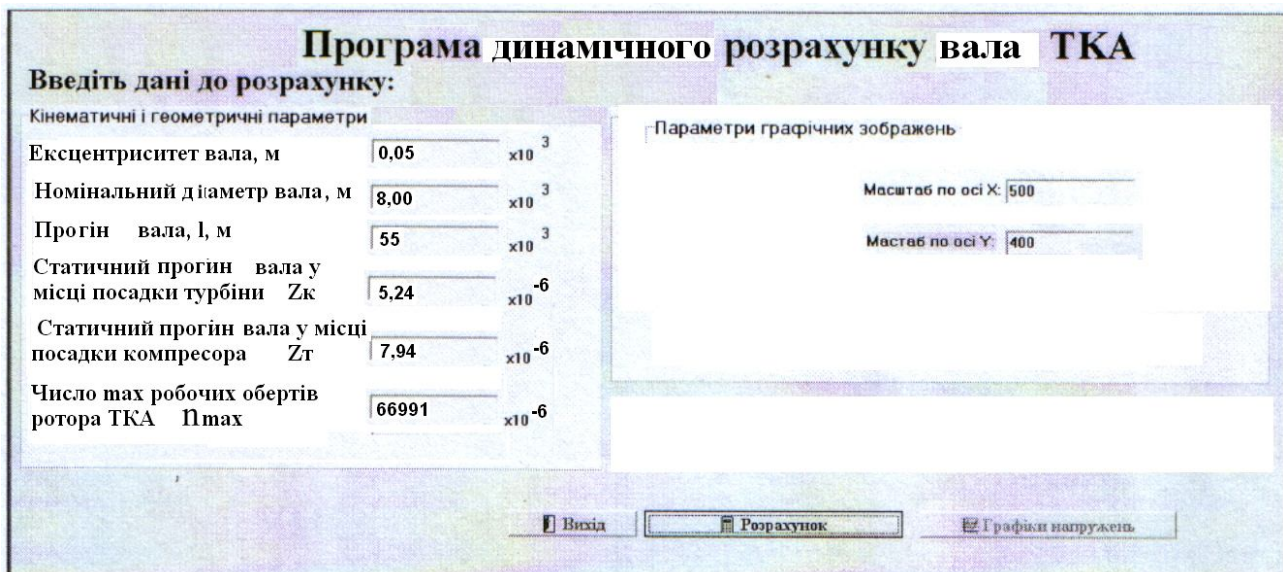


Рис. 7. Головне вікно програми динамічного розрахунку вала ТКА

### Висновки

1. Запропоновано простий автоматизований метод розрахунку вала швидкохідного турбокомпресора за допомогою нескладних залежностей з опору матеріалів і теоретичної механіки.

2. Діаметр спроектованого вала, порівняно з валом стандартного ТКА типу ТКР-8,5, є значно меншим ( $d_{min} = 5$  мм замість  $d_e \geq 12$  мм), тобто вал повинен бути "гнучким", а не "жорстким". Збільшення діаметра вала стандартного ТКА дає змогу забезпечити більш надійну посадку колеса компресора на вал і значно зменшити його прогини, внаслідок чого унеможливити досягнення валом критичного числа обертів на всіх режимах експлуатації турбокомпресора.

3. Запропонована методика розрахунку швидкохідного вала може бути корисною курсантам, слухачам і студентам при виконанні курсових і дипломних робіт.

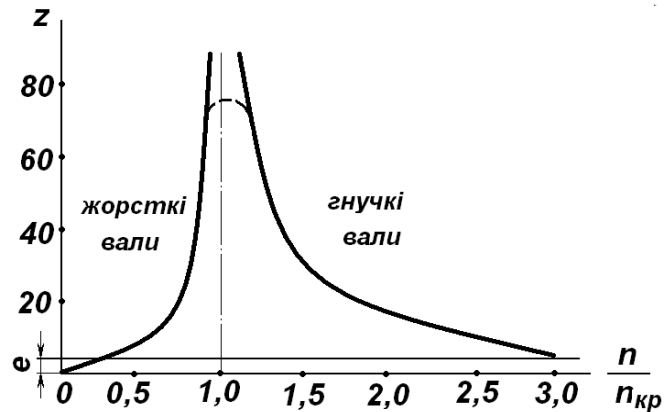


Рис. 8. Залежність прогину вала від його обертів

#### Список використаних джерел

1. Кириченко В. И. Расчет деталей и узлов авиационных газотурбинных двигателей / В. И. Кириченко. – Х.: ХВАИВУ, 1957. – 544 с.
2. Кириченко О. М. Методика автоматизованого розрахунку на міцність диска турбіни турбокомпресорного агрегату / О. М. Кириченко, П. І. Літовченко // Наук.-метод. зб. Акад. ВВ МВС України. – Вип. 22. – Х., 2007. – С. 66 – 71.
3. Кириченко О. М. Методика автоматизованого розрахунку на міцність диска компресора турбокомпресорного агрегату / О. М. Кириченко, П. І. Літовченко, Л. А. Гребеник // Наук.-метод. зб. Акад. ВВ МВС України. – Вип. 23. – Х., 2008. – С. 41 – 51.
4. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели / Г. С. Скубачевский. – М.: Машиностроение, 1969. – 685 с.

*Стаття надійшла до редакції 14.10.2009 р.*