

УДК 62-229.38

Лоза О.А.<sup>1</sup>, Карпенко Т.М.<sup>2</sup>, Тиненік Р.О.<sup>3</sup>**ДО ПИТАННЯ ПРО МЕТОДИКУ ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ МАШИН  
З ВРАХУВАННЯМ ПРУЖНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ОПОР**

*Запропонована методика вибору конструктивних параметрів приводів машин, що виключає роботу машин в небезпечних резонансних режимах. Методика враховує можливу незбалансованість роторів машин, пружну деформацію їхніх елементів і пружні властивості опорних конструкцій. В якості прикладу застосування методики проектування був розглянутий механізм приводу нахилу конвертора.*

**Ключові слова:** *привід, проектування, жорсткість опор, виключення резонансу.*

*Лоза Е.А., Карпенко Т.Н., Тыненик Р.А. К вопросу о методике проектирования привода машин с учетом упругости опор. Предложена методика выбора конструктивных параметров приводов машин, что исключает работу машин в опасных резонансных режимах. Методика учитывает возможную несбалансированность роторов машин, упругую деформацию их элементов и упругие свойства опорных конструкций. В качестве примера применения методики проектирования был рассмотрен механизм привода наклона конвертера.*

**Ключевые слова:** *привод, проектирование, жесткость опор, исключение резонанса.*

*O.A. Loza T.M. Karpenko, R.O. Tynenik. On the question of the methodology of designing of machine drives with elastic supports. Suggested was the methods of selection of parameters of the facility, which excludes the operation of machines in hazardous resonant modes. The method takes into account the possible imbalance rotors machines, elastic deformation of the elements and elastic properties of the support structures. As an example of application of methodology of design a mechanism of converter's tilting mechanism's drive was taken.*

**Keywords:** *drive, design, rigidity supports, exception resonance.*

**Постановка проблеми.** Виникла необхідність в розробці методики проектування приводу нахилу конвертора, яка дозволяє виключити резонансні режими роботи, яких буде декілька, якщо врахувати незбалансованість ротора двигуна та пружні властивості валу ротора і пружні властивості конструкції опорної рами двигуна.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій** показав, що однією з причин поломки підшипникових вузлів та вузла валу ротора є резонансні режими руху ротора, які виникають внаслідок співпадіння власних частот з частотами збудуючого фактору. При традиційних методах проектування машинних агрегатів, в яких є незбалансований вал, найчастіше знаходиться одна критична кутова швидкість обертання ротору, яка залежить від згінної жорсткості валу та маси, що обертається. Про це свідчать роботи авторів [1-4].

**Метою даної роботи** є вибір раціонального поєднання конструктивних, інерційних, пружних параметрів, які забезпечать допустимі для експлуатації амплітуди згінних горизонтальних та вертикальних коливань об'єкту на етапі проектування приводу нахилу конвертора, що дозволить підвищити його надійність і довговічність.

**Викладання основного матеріалу.** В техніці досить часто електродвигуни знаходяться не на твердому фундаменті, а на платформі, чи плиті, які спираються на тверду поверхню з допомогою стійок. Для більш детального вивчення динаміки ротора двигуна варто враховувати окрім пружних властивостей валу ротора ще й пружні властивості стійок опорної рами, що і є об'єктом даного дослідження.

<sup>1</sup> канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь

<sup>2</sup> канд. фіз.-мат. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь

<sup>3</sup> магістр, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь

Скористаємось результатами роботи [5] в якій визначено, як коливання валу і стійок рами в напрямку, перпендикулярному до осі валу двигуна, впливають на критичні частоти ротора, а також, як залежать критичні частоти і амплітуди коливань від інерційних, конструктивних, пружних параметрів об'єкту. Двигун приводу нахилу конвертора знаходиться на плиті, яка підтримується вертикальними стійками. Ротор двигуна є незбалансованим, тобто насадженим на вал з ексцентриситетом.

В роботі [5] отримані формули для визначення критичних швидкостей обертання ротору з точки зору співпадання цих швидкостей з трьома власними частотами коливань об'єкту.

Маємо рівняння для визначення двох частот власних коливань

$$(C - Mp^2)(c - mp^2) - c \cdot m \cdot p^2 = 0. \quad (1)$$

Розв'язки цього рівняння визначають частоти власних коливань, а якщо вони співпадають з частотою обертання ротору, ці частоти будуть критичними

$$p_{1,2} = \sqrt{\frac{C \cdot m + c(m + M) \pm \sqrt{(C \cdot m + c(m + M))^2 - 4C \cdot c \cdot M \cdot m}}{2 \cdot m \cdot M}}. \quad (2)$$

У випадку відсутності резонансу маємо рівняння вимушених коливань стійок опорної рами в напрямку перпендикулярному до осі стійки

$$x_1 = \frac{ecm\omega^2}{\Delta(\omega^2)} \cos \omega t, \quad (3)$$

де

$$\Delta(\omega^2) = (C - M \cdot \omega^2) \cdot (c - m \cdot \omega^2) - c \cdot m \cdot \omega^2. \quad (4)$$

Центр мас ротору рухається в площині перпендикулярній до осі валу ротора по еліпсу

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1, \quad (5)$$

півосі якого дорівнюють

$$a = \frac{c \cdot e \cdot (C - M \cdot \omega^2)}{\Delta(\omega^2)}, \quad b = \frac{c \cdot e}{m(\frac{c}{m} - \omega^2)}. \quad (6)$$

Коефіцієнти згінної жорсткості  $c$  і  $C$ , які входять в формули (2)-(4), визначались виходячи з таких розрахункових схем:

- вал ротору кріпиться в підшипниках, ротор знаходиться посередині;
- стійка опорної рами жорстко заземлена в підлозі.

Тому

$$c = \frac{3 E_1 \pi d^4}{4 l^3}. \quad (7)$$

$$C = \frac{3 E_2 I_2}{L^3}, \quad (8)$$

де  $I_2$  – осьовий момент інерції перерізу стійки рами.

Через те, що вказані вище величини залежать від інерційних, конструктивних та пружних параметрів валу незбалансованого ротору і опорної плити та її стійок, пропонується наступна методика проектування приводу машини.

1) Вибираємо тип двигуна, задаємо вихідні дані:

**параметри валу двигуна:**

– маса ротора  $m$ , довжина  $l$ , діаметр  $d$ , ексцентриситет  $e$ , модуль пружності матеріалу  $E_1$ ;

**параметри стійки рами:**

– вибираємо декілька профілів перерізів стійок опорної рами та конструктивні параметри опорної плити, визначаємо їхню масу  $M$ ;

– висота  $L$ , момент інерції перерізу стійки рами  $I_2$ ; модуль пружності матеріалу  $E_2$ .

2) Визначаємо коефіцієнти згінної жорсткості: валу  $c$ , стійок рами  $C$ , за формулами (7), (8).

3) Визначаємо та будуємо графіки залежностей амплітуд горизонтальних і вертикальних коливань об'єкту від кутової швидкості обертання ротору за формулою (6). Кутові швидкості, при яких горизонтальні амплітуди досягають максимальних значень і будуть новими критичними швидкостями обертання ротору  $\omega_{кр1}$ ,  $\omega_{кр2}$ .

$$a = \frac{0,75e \frac{E_1 \pi d^4}{l^3} \left( \frac{3E_2 I_2}{L^3} - M \omega^2 \right)}{\Delta(\omega^2)}, \quad b = \frac{0,75e \frac{E_1 \pi d^4}{l^3}}{m \left( 0,75e \frac{E_1 \pi d^4}{l^3 m} - \omega^2 \right)} \quad (9)$$

4) Будуємо графіки залежностей власної частоти коливань об'єкту для заданого профілю стійки опорної рами при змінних значеннях висоти стійки  $L$ .

5) На цих графіках проводимо прямі:  $\omega = \omega_{кр1}$ ,  $\omega = \omega_{кр2}$  для певних вихідних параметрів, заданих в п. 1 цієї методики і будуємо границі критичних областей  $0,9 \cdot \omega_{крi}$ , та  $1,1 \cdot \omega_{крi}$ , де  $i = 1, 2$ .

6) Маючи графічні залежності з п.4, визначаємо область раціональних значень висоти стійок окремо для кожного перерізу профілю, виключаючи ті значення параметру, що попадають в області  $\Omega_i$ , де  $0,9 \cdot \omega_{крi} < \Omega_i < 1,1 \cdot \omega_{крi}$ .

7) Виходячи з графіків залежностей амплітуд горизонтальних та вертикальних коливань центру ваги ротора від кутової швидкості обертання ротору робимо висновки щодо величин динамічних реакцій, які виникають в підшипникових вузлах.

Чисельний аналіз виконувався для таких вихідних даних:

1) **параметри валу двигуна Д816 (на приклад):**

– маса ротора  $m = 1670$  кг, довжина  $l = 1,052$  м, діаметр  $d = 0,1$  м, ексцентриситет  $e = 0,00001$  м, модуль пружності матеріалу  $E_l = 2,1 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>;

**параметри стійки рами:**

– вибираємо декілька профілів для стійок опорної рами в вигляді двотаврів (з № 20 по № 24а) та конструктивні параметри опорної плити. Маса  $M = 10920$  кг;

– висота  $L = 0,1 - 2,0$  м, моменти інерції перерізів стійки рами  $I_2$ ; модуль пружності матеріалу  $E_2 = 2,2 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>,

2) Визначаємо коефіцієнти згінної жорсткості: валу  $c$ , стійок рами  $C$  при змінних значеннях  $l, d, L, I_2$ .

3) Визначаємо залежності амплітуд горизонтальних і вертикальних коливань від кутової швидкості обертання ротору за формулами (6). На рис. 1 та рис. 2 приведені результати чисельного аналізу амплітуд для двотавра 20а при  $L = 0,7$  м. Аналізуючи графічні залежності рис. 1, отримуємо нові значення критичних швидкостей обертання ротору  $\omega_{кр1} = 126$  рад/с,  $\omega_{кр2} = 56$  рад/с. (Див. крива 1 на рис. 1, 2).

4) Будуємо графіки залежності власної частоти  $p$  для заданого профілю стійки опорної рами при змінних значеннях висоти стійки  $L$  (див., наприклад, для профілю 20а крива 2 на рисунку 3).

5) На цих графіках проводимо прямі:  $\omega = \omega_{кр1} = 126$  рад/с,  $\omega = \omega_{кр2} = 56$  рад/с і будуємо границі критичних областей  $\omega = 0,9 \cdot \omega_{кр1}$ ,  $\omega = 1,1 \cdot \omega_{кр1}$ ,  $\omega = 1,1 \cdot \omega_{кр2}$ ,  $\omega = 1,1 \cdot \omega_{кр2}$ .

6) Маючи графічні залежності, представлені на рис. 3, 4, 5 визначаємо області значень висоти стійок, яку треба виключити для шести типорозмірів двотаврів.

На основі цих графічних залежностей маємо можливість обмежити висоту стійок шести типорозмірів двотаврів з метою виключення резонансних режимів роботи двигунів трьох типів. Наприклад, для двотавра № 20а і двигуна Д-816  $0,43 \text{ м} \leq L \leq 0,51 \text{ м}$ ;  $0,76 \text{ м} \leq L \leq 0,97 \text{ м}$ .

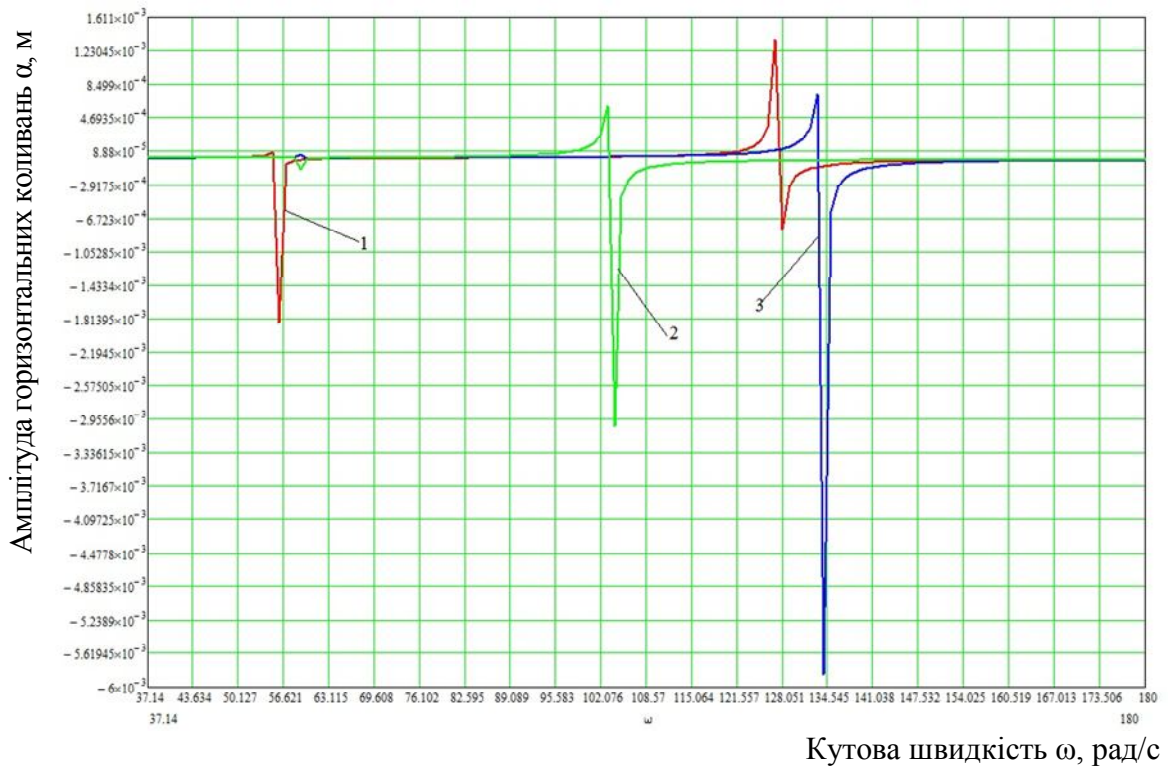


Рис. 1 – Графіки залежностей амплітуди горизонтальних коливань від кутової швидкості ротору двигуна постійного струму: 1 – Д-816; 2 – ДПМ-62; 3 – 4ПН 250S

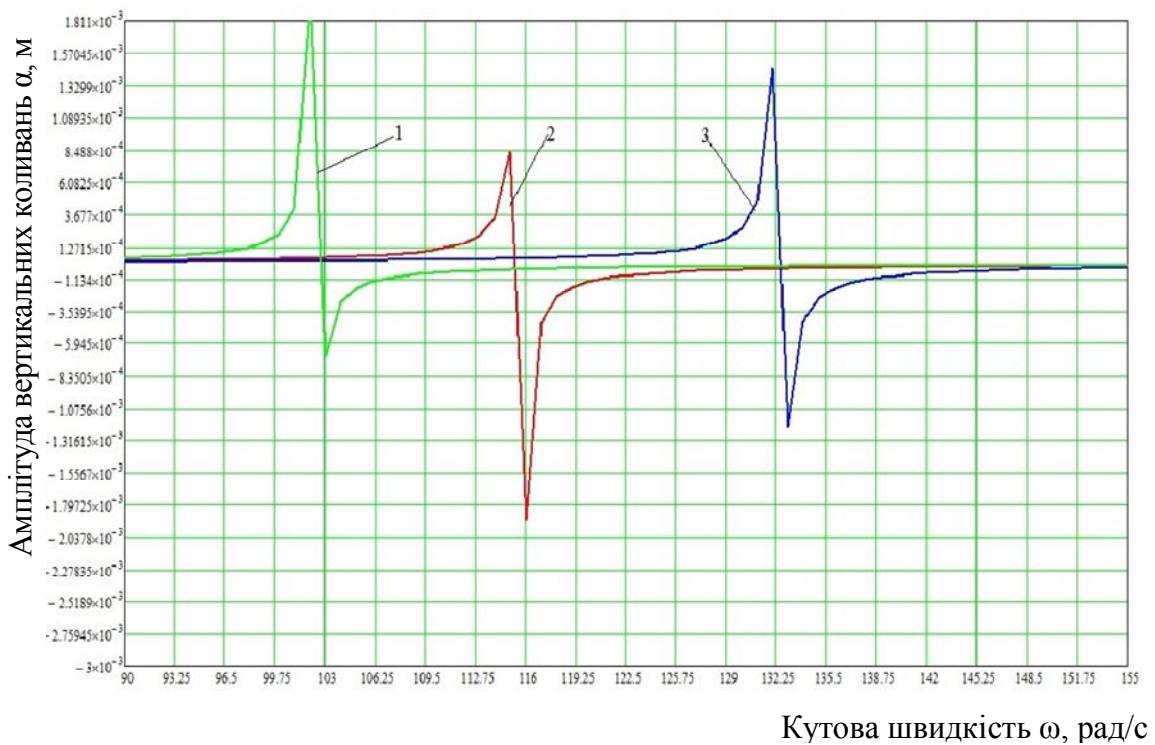


Рис. 2 – Графіки залежностей амплітуди вертикальних коливань від кутової швидкості ротору двигуна постійного струму для  $e=0,01$  м, двотавр 20а: 1 – Д-816; 2 – ДПМ-62; 3 – 4ПН 250S

Узагальнюючи розрахунки (табл. 1) щодо висоти  $L$  для різних типів двотаврів, запропоновано конкретні рекомендації для приблизних практичних розрахунків незалежно від типу двотавра (від №20 до №24а) (див. табл. 2).

Таблиця 1

Рекомендовані висоти стійок опорної рами для практичних розрахунків

Переріз стійок опорної рами	Висоти стійок опорної рами привода для двигунів, які треба виключити		
	Д-816	ПМ-62	4ПН-250S
Двотавр № 20, №20а, №22, №22а, №24, №24а ГОСТ 8239 – 89	0,40<L<0,60 0,74<L<1,25	0,47<L<0,60 0,65<L<0,95	0,39<L<0,51 0,66<L<0,95

7) За допомогою графічних залежностей рис. 1, 2 визначаємо максимальні значення амплітуд горизонтальних та вертикальних коливань в площині перпендикулярної до осі обертання ротору (табл. 2).

Таблиця 2

Максимальні значення вертикальних та горизонтальних амплітуд вимушених коливань центру ваги ротора

Вертикальні та горизонтальні амплітуди, м	Тип двигуна			Ексцентриситет $e$ , м
	Д-816	ДПМ-62	4ПН	
$b$	$6,5 \cdot 10^{-4}$ $1,8 \cdot 10^{-3}$	$8,5 \cdot 10^{-4}$ $1,9 \cdot 10^{-3}$	$1,15 \cdot 10^{-3}$ $1,6 \cdot 10^{-3}$	0,00001
$a$	$8,9 \cdot 10^{-5}$ $1,82 \cdot 10^{-3}$	$6,2 \cdot 10^{-4}$ $3,1 \cdot 10^{-3}$	$5,3 \cdot 10^{-4}$ $5,7 \cdot 10^{-3}$	

З таблиці 2 робимо висновки щодо найменших та найбільших значень амплітуд:

- вертикальних 0,65 мм і 1,9 мм,
- горизонтальних 0,09 мм і 5,7 мм (при ексцентриситеті  $e = 0,01$  мм).

Порівнюючи величини амплітуд з величиною ексцентриситету, бачимо, що неможна нехтувати поправками, які мають місце в складових реакцій підшипникових вузлів валу ротора за рахунок відцентрових Д'Аламберових сил інерції, які дорівнюють

$$F_{\text{відц}_x} = m\omega^2(a + e), F_{\text{відц}_y} = m\omega^2(b + e).$$

Складові відцентрових Д'Аламберових сил інерції збільшують реакції підшипникових вузлів пропорційно ексцентриситету. Наприклад, для двигуна Д-816 при  $e = 0,1$  мм реакції збільшуються на 16,5%.

Запропоновані рекомендації забезпечать допустимі для експлуатації частоти та амплітуди горизонтальних та вертикальних коливань приводів машин на прикладі приводу нахилу конвертора на етапі проектування.

Запропонована методика підбору конструктивних і експлуатаційних параметрів приводів машин, що виключає роботу машин в небезпечних резонансних режимах. Методика враховує можливу незбалансованість роторів машин, пружну деформацію їхніх елементів і пружні властивості опорних конструкцій. В якості прикладу застосування методики проектування був розглянутий механізм приводу нахилу конвертора для трьох типів двигунів.

Визначаються границі областей  $0,9 \omega_{кр} \leq \Omega \leq 1,1 \omega_{кр}$ , які дозволяють виключати ті поєднання конструктивних та інерційних параметрів об'єктів, що попадають в ці області. Запропоновані рекомендації для конструювання опорної рами, що забезпечать допустимі для експлуатації частоти та амплітуди горизонтальних та вертикальних вимушених коливань об'єкту.

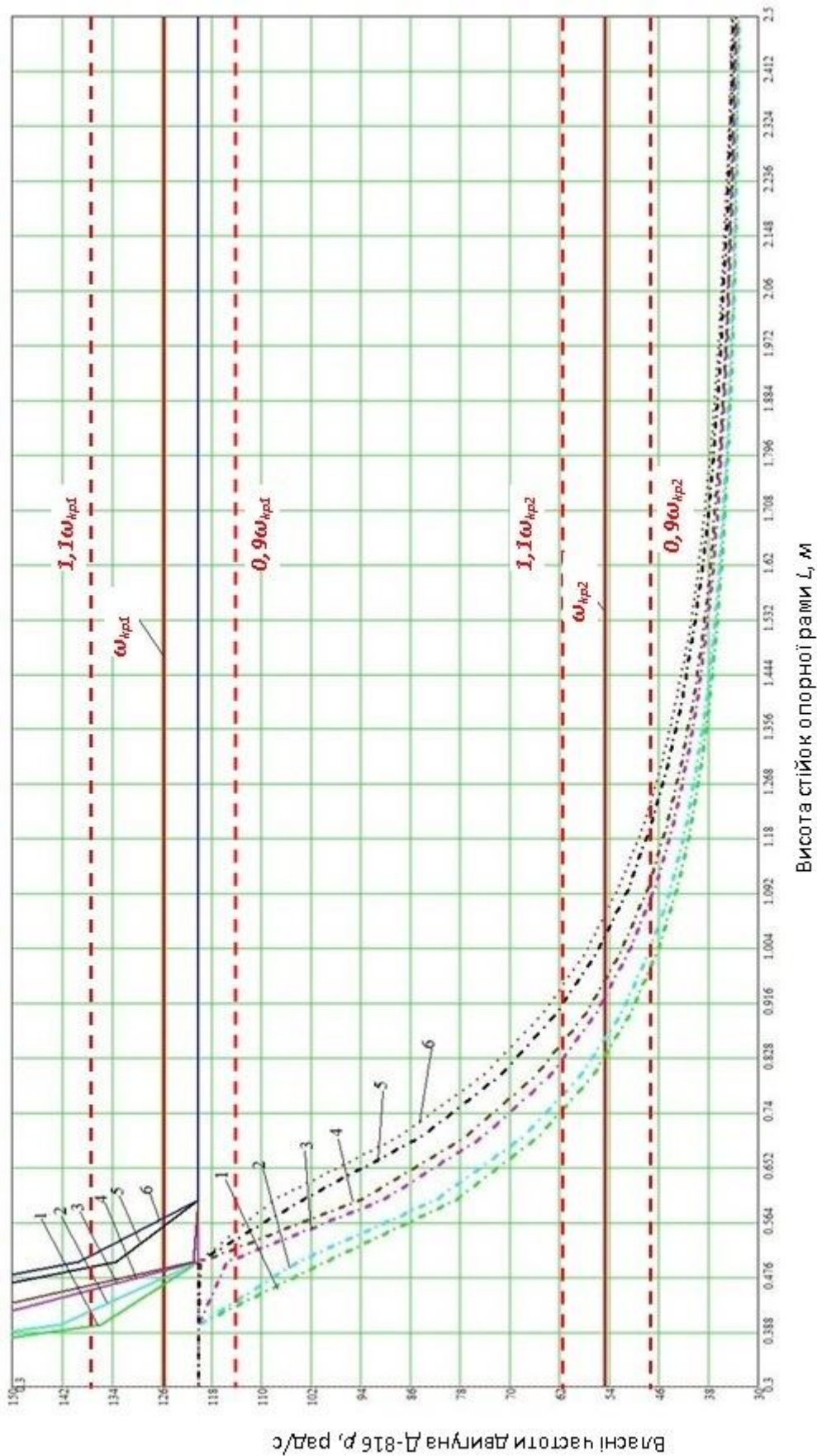


Рис. 3 – Графіки залежностей власної частоти  $p$  ротору двигуна Д-816 від висоти стійок  $L$ , виготовлених з двотавра: 1 - № 20 ; 2 - № 20 а ; 3 - № 22; 4 - № 22 а, 5 - № 24; 6 - № 24 а



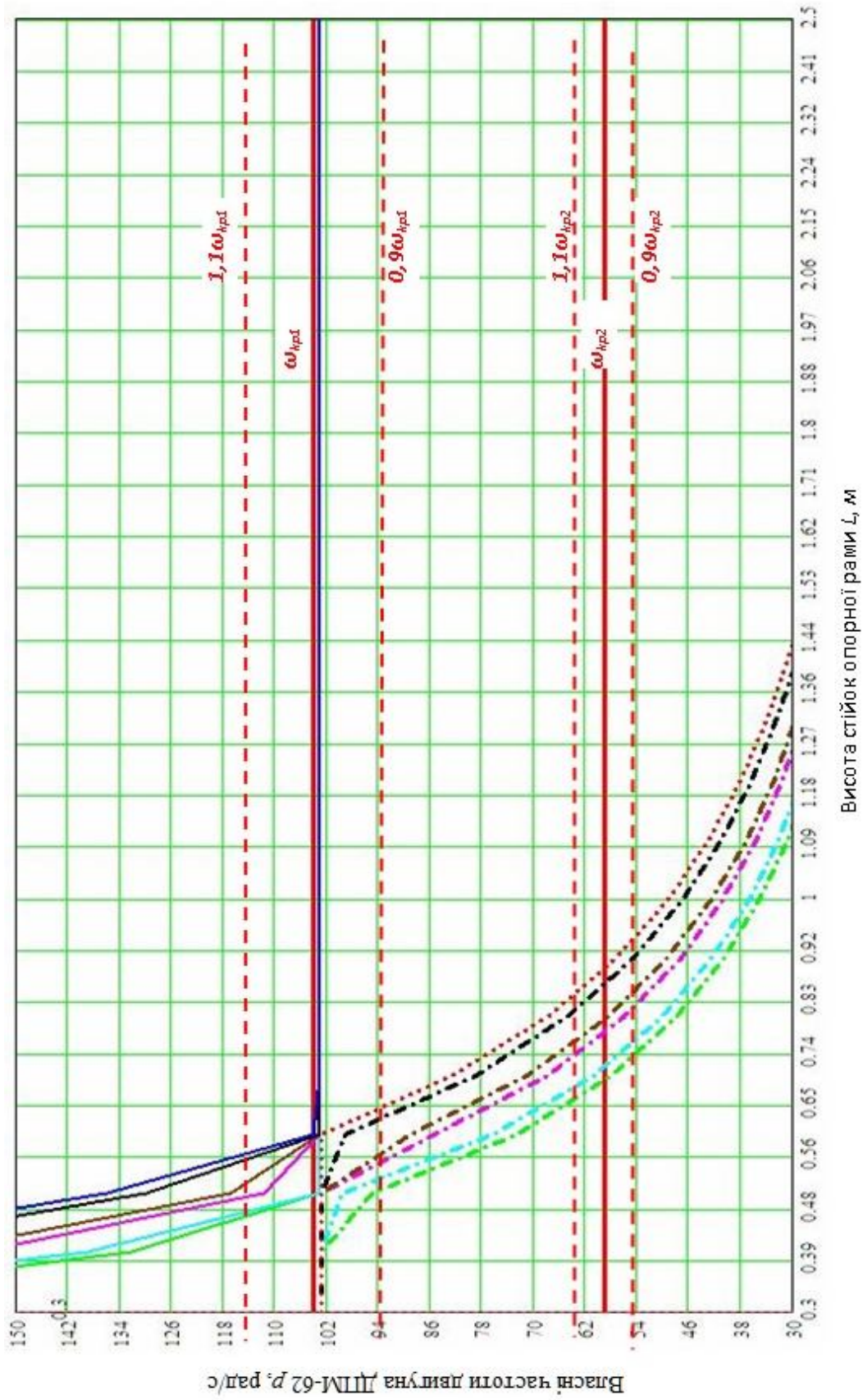


Рис. 4 – Графіки залежностей власної частоти  $p$  ротору двигуна ДПМ-62 від висоти стійок  $L$ , виготовлених з двогавра: 1 - № 20 ; 2 - № 20 а ; 3 - № 22; 4 - № 22 а; 5 - № 24; 6 - № 24 а

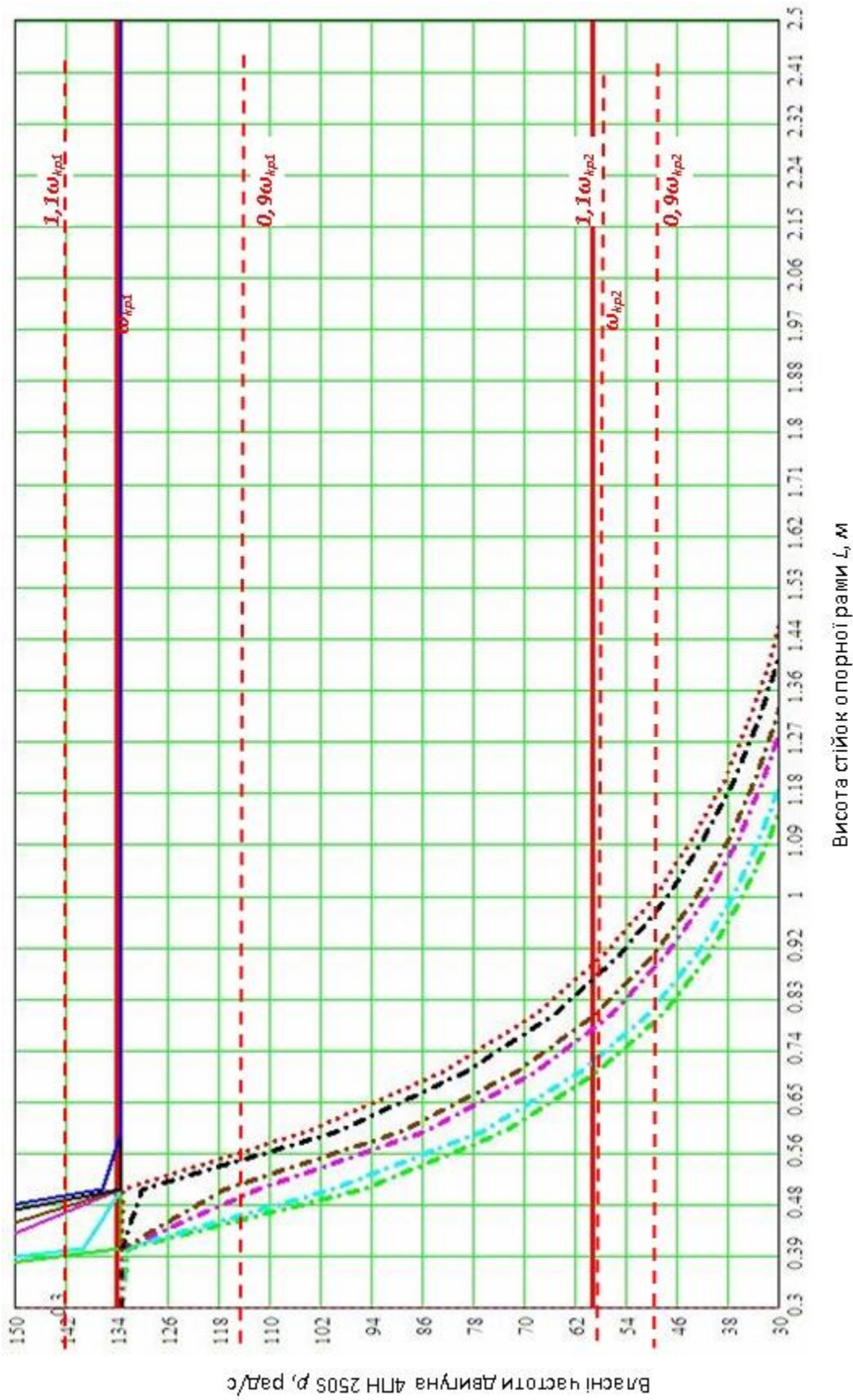


Рис. 5 – Графіки залежностей власних частот  $p$  ротору двигуна 4ПН 250S від висоти стійок  $L$ , виготовлених з двотавра: 1 - №20 ; 2 - 20 а ; 3 - № 22; 4 - № 22 а; 5 - № 24; 6 - № 24 а



**Висновки**

1. Неможна нехтувати пружними властивостями опор через те, що величина відцентрової сили інерції, яка залежить від амплітуд коливань ротору, збільшує реакції підшипникових вузлів пропорційно сумі півосей еліпсу та ексцентриситету.
2. На основі розрахунків та рекомендацій є можливість виконати детальний аналіз та перевірочний розрахунок машини, що знаходиться в експлуатації.
3. Ця методика може використовуватись при проектуванні, перевірці експлуатаційних режимів та реконструкції різних машин, приводи яких спираються на пружні опори.

**Список використаних джерел:**

1. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я.Г. Поновко. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.
2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Физматгиз, 1960. – 472 с.
3. Большаков В.И. Динамика крупных машин / В. И. Большаков. – М.: Машиностроение, 1969. – 214 с.
4. Буцукін В.В. Удосконалення електромеханічного багатодвигунового приводу нахилу конвертера з метою зменшення навантажень в перехідних режимах: дис. канд. техн. наук. – Дніпропетровськ, 2004. – 210 с.
5. Лоза О.А. Вимушені коливання ротора на пружних опорах / О.А. Лоза, Т.М. Карпенко, О.Р. Тиненік // Вісник Приазовського державного технічного університету, Сер.: Технічні науки ISSN 2225-6733: Зб. наук. праць. – Маріуполь, ДВНЗ «ПДТУ», 2012. – Вип. 25. – С. 196-207.

**Bibliography:**

1. Panovko Ya.G. Fundamentals of applied theory of elastic oscillations / Ya.G. Поновко. – М: Mashinostroenie, 1967. – 316 p. (Rus.)
2. Timoshenko S.P. Fluctuations in engineering / S.P. Timoshenko. – М: Fizmatgiz, 1960. – 472 p. (Rus.)
3. Bolshakov V.I. Dynamics of large machines / V.I. Bolshakov. – М: Mashinostroenie, 1969. – 214 p. (Rus.)
4. Буцукін V.V. Improvement of the much electromechanical motors about tilting the converter to reduce stress in transient conditions: dis. kand. tehn. sciences. – Dnipropetrovsk, 2004. – 210 p. (Ukr.)
5. Loza O.A. Forcing the rotor vibrations on elastic supports / O.A. Loza, T.M. Karpenko, O.R. Tynenik // Reporter of the Priazovskyi state technical university, Section: Technical sciences ISSN 2225-6733: Collection of scientific works. – Mariupol, SHEE «PSTU», 2012. – Issue 25. – P. 196-207. (Ukr.)

Рецензент: А.О. Іщенко  
д-р техн. наук, проф., ДВНЗ «ПДТУ»

Стаття надійшла 27.11.2013