

УДК 621:658.562.3/6

Фоменко Д.С., аспірант, Костенко В.Л., доктор технічних наук, професор

*Одеський національний політехнічний університет***ДИНАМІЧНА НЕВРІВНОВАЖЕНІСТЬ МЕТАЛЕВИХ ТІЛ ОБЕРТАННЯ
ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ ГАЗОКОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ**

Ключові слова: динамічна неврівноваженість, металеві тіла обертання, газоперекачувальні агрегати, газокompресорні станції.

Вступ. Сталий розвиток газової галузі полягає у забезпеченні надійності, ефективності використання та експлуатації газотранспортної мережі [1]. Оптимальним режимом експлуатації магістральних газопроводів є, перш за все, максимальне використання їх пропускної здатності, забезпечуючи при цьому мінімальні витрати на стиснення газу та його транспортування. Такий режим тісно пов'язаний з роботою газокompресорних станцій, які будуються на трасах газопроводу.

Безаварійна робота газокompресорних станцій пов'язана з таким основним завданням як здійснення контролю розвитку коливальних процесів металевих тіл обертання, тобто процесів вібрації, яка вказує на несправну роботу газоперекачувальних агрегатів. Тому виникає необхідність розробок, що пов'язані з контролем динамічної неврівноваженості металевих тіл обертання газоперекачувальних агрегатів газокompресорних станцій [1, 2].

Динамічне балансування металевих тіл обертання газоперекачувальних агрегатів на балансувальних верстатах в умовах газокompресорної станції занадто трудомістке, особливо для тих агрегатів, що характеризуються підвищеними вібраціями вузлів після монтажу [3]. Як правило, металеві тіла обертання (ротори) газоперекачувальних агрегатів показують на балансувальних верстатах нестабільні амплітуди коливань [4, 5], які в значній мірі залежать від температури шийок, стану мастильного шару, температури повітря приміщення, наявності протягів [6, 7]. Тривала робота металевих тіл обертання газоперекачувальних агрегатів газокompресорних станцій з залишковими неврівноваженими масами викликає інтенсивний знос півмуфт сполучених роторів [8, 9], руйнування лопаточного апарату, ослаблення кріплення і інші побічні явища, що знижують моторесурс агрегату [9, 10].

Мета роботи – охарактеризувати динамічну неврівноваженість металевих тіл обертання газоперекачувальних агрегатів газокompресорної станції.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій. Як відомо [2, 4] динамічна неврівноваженість металевих тіл обертання характеризується наявністю як статичної, так і моментної неврівноваженості, коли відмінні від нуля і головний вектор дисбалансів і головний момент дисбалансів. При динамічній неврівноваженості металевих тіл обертання вісь їх обертання і одна з головних осей інерції або перетинаються поза центром мас, або перехрещуються в просторі.

Металеві тіла обертання, що мають великі кутові швидкості, повинні бути добре врівноважені щоб уникнути биття, вібрації, порушення центрування і підвищення навантаження на опорні деталі [10, 11].

Металеві тіла обертання більшості відомих машин на робочих частотах можна розглядати як жорсткі і застосовувати до них методи динамічного балансування, регламентовані ГОСТ ІСО 1940-1. Дані методи передбачають усунення головного вектора дисбалансів – установкою корегуючої маси в одній площині корекції, і усунення головного моменту дисбалансів – розподілом мас у двох площинах корекції. Також застосовується і ГОСТ 31320, який передбачає кілька методів динамічного балансування [2, 8].

При аналізі динамічної поведінки металевих тіл обертання (насамперед, роторів) газоперекачувальних агрегатів газокompресорних станцій і оцінці можливості виникнення критичних (резонансних) режимів необхідно враховувати, що на власні частоти ротора (а значить, і на його критичні швидкості) вносить особливий вплив двояка жорсткість вала, мала згинальна жорсткість консолей з робочими колесами, а також, в доповненні до них, розтягуюча сила в осьовому напрямку, викликана дією в різних напрямках на робочі колеса газодинамічного навантаження, що залежить від частоти обертання. Однак всі ці фактори можуть бути враховані тільки в моделі гнучкого ротора. Крім того, при аналізі процесів, що відбуваються в роторній машині, також слід розділяти поняття критичної швидкості і резонансу. Перше, пов'язане з втратою стійкості обертового ротора під дією збудження через власну невірноваженість [11–15]. Але в багатовальних турбомашинах коливання одного ротора можуть бути викликані невірноваженістю іншого [2, 16, 17]. Такі коливання, на відміну від критичних, називають резонансними [18].

Оскільки будь-яка роторна машина передбачає наявність обертових елементів, то це завжди буде призводити до наявності гармонійних навантажень і вібрацій, викликаних ними. Рівень цих вібрацій буде залежати від багатьох факторів, основними з яких є невірноваженість вала і навісних елементів, конструктивні особливості і технологічні чинники, і може привести до негативних наслідків аж до руйнування. Тому питанням зниження віброактивності завжди приділяється підвищена увага як при проектуванні роторної машини, так при її доведенні та експлуатації [12, 14].

Отже, роторні машини, як і будь-які інші складні технічні динамічні системи, схильні до дії вібрацій [15], обумовлених конструкцією, режимами роботи, впливом недосконалостей виконання. Вони являють собою складний коливальний процес з широким спектром частот і розкидом амплітуд, що згубно, а в деяких випадках – і руйнівний вплив на елементи машин. Причини вібрацій роторних систем можна розділити на кілька груп [15–19]: вібрації через невірноваженість металевих тіл обертання; вібрації, породжувані конструктивними особливостями металевих тіл обертання; вібрації, порушувані газодинамічними чинниками; вібрації електромагнітного походження; підшипникові вібрації. Перший тип вібрацій – це головний і неминучий вид вібрацій будь-яких металевих тіл обертання. Невірноважені металеві тіла обертання завжди роблять коливання з основною частотою, тобто з частотою обертання ротора ω . Причому, виникаючі при цьому відцентрові сили можуть викликати не тільки вертикальні і горизонтальні вібрації, а й за певних умов – осьові [14, 20].

Для умови довгострокової та надійної роботи газоперекачувальних агрегатів газокompресорних станцій необхідно забезпечити низькі значення допустимих вібрацій компресорних агрегатів, тобто необхідне виконання високих вимог до них. Наприклад, відповідно до стандарту АРІ 617, величина розмаху амплітуд для випадку вібраційних переміщень ротору при частоті обертання в 12000 об/хв не повинна бути більшою 25 мкм [8, 21]. Такі вимоги можна забезпечити за допомогою наявних запасів по

відстроюванню величин критичної частоти в залежності від значень робочої частоти обертання роторів, тобто такі значення повинні бути закладені під час проектувальних робіт, та за допомогою високоточного балансування металевих тіл обертання для всіх значень робочих частот обертання.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми. До теперішнього моменту для виявлення динамічної неврівноваженості металевих тіл обертання для наступного їх балансування використовувався метод коефіцієнтів впливу, в якому не враховувався вектор дійсних і уявних комплексних параметрів амплітуди вібрації при нульовому пуску обертових машин. Це призводило до нижчої точності балансування металевих тіл обертання, в результаті якого підвищувались вібраційні навантаження.

Формулювання цілей статті. У роботі на основі удосконаленого метода балансування роторів за динамічними коефіцієнтами впливу необхідно дослідити динамічну неврівноваженість металевих тіл обертання нагнітача Н-6-56 діючого газоперекачувального агрегату газокompресорної станції змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 для здійснення контролю розвитку їх коливальних процесів та виконати їх балансування для забезпечення безаварійної роботи газокompресорних станцій.

Висвітлення основного матеріалу дослідження. Для досягнення поставлених цілей статті застосуємо запропонований метод у роботах [11, 21], що призначений для балансування роторів газоперекачувальних агрегатів газокompресорних станцій за динамічними коефіцієнтами впливу, який передбачає лінійну залежність між комплексними амплітудами \bar{Y}_m та дисбалансами \bar{D}_n , яка визначається наступним комплексним відношенням:

$$\begin{cases} \bar{Y}_1 = \bar{W}_{11}\bar{D}_1 + \bar{W}_{12}\bar{D}_2 + \dots + \bar{W}_{1l}\bar{D}_l, \\ \bar{Y}_2 = \bar{W}_{21}\bar{D}_1 + \bar{W}_{22}\bar{D}_2 + \dots + \bar{W}_{2l}\bar{D}_l, \\ \dots \dots \dots \\ \bar{Y}_k = \bar{W}_{k1}\bar{D}_1 + \bar{W}_{k2}\bar{D}_2 + \dots + \bar{W}_{kl}\bar{D}_l, \\ \dots \dots \dots \end{cases} \quad (1)$$

де $\bar{W}_{mn}, (m=1, k; n=1, l)$ – комплексні коефіцієнти впливу; k – число точок вимірювання. При балансуванні на балансувальному верстаті – вібрації вимірюються тільки в площинах опор, тому $k = 2 \cdot i_{sk}$, де i_{sk} – кількість частот обертання, на яких проводяться вимірювання; l – число площин, в які встановлюються пробні вантажі.

Як відомо, приведену систему (1), без помилок, можна представити в матричній формі, у наступному вигляді:

$$\bar{Y} = \bar{W}\bar{D}, \quad (2)$$

де \overline{Y} – вектор-стовпець комплексних амплітуд; \overline{D} – вектор-стовпець комплексних дисбалансів; \overline{W} – матриця $k \times l$ комплексних коефіцієнтів впливу $\overline{W}_{mn}, (m = 1, k; n = 1, l)$.

Припустимо, що урівноважуючу систему вантажів \overline{D} можна визначити в результаті рішення системи лінійних рівнянь:

$$\overline{D} = \left[\overline{W}^T \overline{W} \right]^{-1} \overline{W}^T \overline{Y}_0, \quad (3)$$

де \overline{Y}_0 – вектор дійсних і уявних комплексних параметрів амплітуди вібрації при нульовому пуску.

Тоді, з впевненістю можна виконати розрахунок коригувальних вантажів, який здійснимо за результатами пробних пусків та з використанням матриці коефіцієнтів, отриманих розрахунковим шляхом.

Будемо виходити з наступного: у разі, якщо пробний коригувальний вантаж в n -й площині буде поліпшувати вібраційний стан ротора, то його можна залишити в площині корекції. Тоді, для цього випадку, динамічні коефіцієнти впливу для наступних пробних коригувальних вантажів будуть визначатися за амплітудами вібрації при n -му пуску тощо.

Припускаючи повну обґрунтованість теоретичних аспектів, у роботі проведено дослідження нагнітача Н-6-56 діючого газоперекачувального агрегату газокompресорної станції змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7. Експериментальні значення динамічних коефіцієнтів впливу для даного ротору в площинах корекції на першому і другому робочих колесах, а також півмуфті і упорному диску наведені на рис. 1 і 2. Для забезпечення нормативно-встановленого рівня точності вимірювань, було застосовано апаратуру контролю вібрацій ІВ-Д-ПФ-15, усі характеристики якої, як блок-схема вимірювань, габаритно-монтажні розміри віброперетворювача тощо приведені в [22].

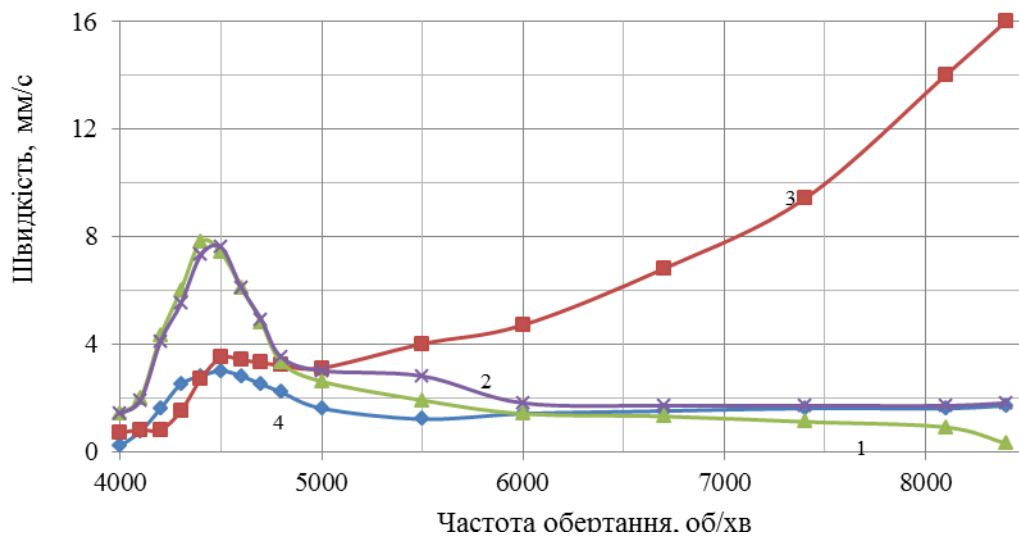


Рисунок 1 – Експериментальні значення динамічних коефіцієнтів впливу на передній опорі ротора змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 нагнітача Н-6-56 в площинах корекції:
 1 – на першому робочому колесі; 2 – на другому робочому колесі; 3 – на півмуфті;
 4 – на упорному диску

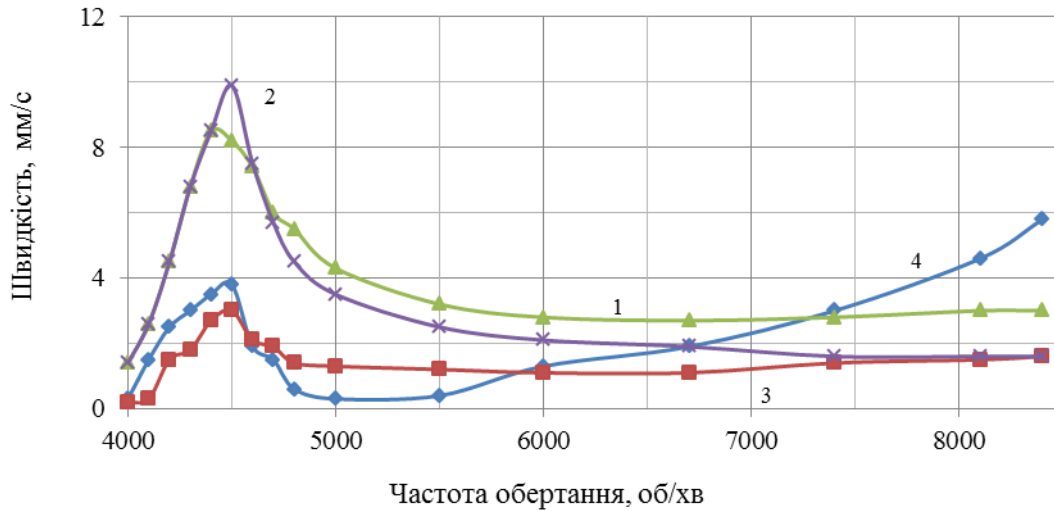


Рисунок 2 – Експериментальні значення динамічних коефіцієнтів впливу на задній опорі ротора змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 нагнітача Н-6-56 в площинах корекції:
 1 – на першому робочому колесі; 2 – на другому робочому колесі; 3 – на півмуфті;
 4 – на упорному диску

При цьому, розмірковували таким чином, щоб балансування досліджуваних роторів змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 здійснити в площині корекції на одному з його робочих коліс (з метою усунення можливого вигину за першою формою коливань) і в площинах корекції на консольних ділянках (з метою усунення моментного дисбалансу ротора як жорсткого тіла). З результатів убачається, що для таких роторів змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 характерний малий вплив дисбалансів робочих коліс на частотах обертання вище першої критичної частоти (криві 1, 2), а також малий вплив дисбалансів консольних ділянок (крива півмуфти – 3) у межах першої критичної частоти.

Забезпечення точності і чистоти експерименту враховувався взаємовплив елементів ротору. Тобто за першою критичною частотою дисбаланси на консольних ділянках в основному впливають на ближню до них опору, а значення динамічних коефіцієнтів впливу збільшуються нелінійно зі зростанням частоти обертання. Фаза коливань за опорами істотно змінюється тільки при проходженні першої критичної частоти.

У випадку, якщо конструкція ротора не дозволяє проводити корекцію дисбалансів на одній з консольних ділянок, для прикладу, упорний диск знаходиться близько до однієї з опор – то він використовується в якості площині корекції. Тому значення динамічних коефіцієнтів впливу від дисбалансів у робочому діапазоні частот обертання теж в основному впливають на ближню до них опору, тільки ця залежність практично лінійна (криві 4 на рис. 1, 2). Для роторів змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 виявляється достатнім врівноваження на двох частотах обертання: в межах першої критичної частоти і на максимальній робочій частоті обертання. При високій точності урівноваження (залишкові вібрації опор у всьому діапазоні розгону надходять

до значень 0,2-0,5 мм/с) ротор виявляється врівноваженим і як тверде тіло, відповідно до третього класу точності згідно з ГОСТ 22061-76 або ISO 1940.

У роботі виконано балансування роторів змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 за отриманими експериментальними динамічними коефіцієнтами впливу і за значеннями матриці коефіцієнтів впливу \overline{W} , а далі, використовуючи розрахункові та експериментальні матриці динамічних коефіцієнтів впливу, для вихідного стану роторів визначалися врівноважуючі системи вантажів.

Для ротора змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 нагнітача Н-6-56 в якості площин корекції були використані: півмуфта, робоче колесо другого ступеня і упорний диск. Результати розрахунку врівноважуючих систем наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Коригувальні системи вантажів ротора змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 нагнітача Н-6-56

Площина корекції	Експериментальні значення динамічних коефіцієнтів впливу		Теоретичні значення динамічних коефіцієнтів впливу		Похибка	
	Дисбаланс, кг·м	Кут, градус	Дисбаланс, кг·м	Кут, градус	Дисбаланс, %	Кут, градус
півмуфта	0,00495	152	0,00497	151	-0,4	1
2 колесо	0,1126	4	0,1082	0	3,9	4
упорний диск	0,00816	171	0,00812	174	0,5	-3

Як видно з табл. 1 похибка визначення коригувальних вантажів знаходиться в межах 4 %, а кутове відхилення становить – не більше 4 градусів. Тобто похибки становлять допустимі значення в межах експерименту по балансуванню ротора змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 нагнітача Н-6-56.

На рис. 3 наведено початковий стан (крива 1) і результати балансування ротора змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7. Використовуючи отримані результати для балансування за допомогою врівноважуючих систем вантажів, були визначені очікувані залишкові вібрації опор, розраховані за експериментальними динамічними коефіцієнтами впливу, при установці на ротор змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 теоретичної (крива 2) і експериментальної (крива 3) системи вантажів.

Як видно з рис. 3 в робочому діапазоні частот (6100-8600 об/хв), різниця в модулях очікуваних вібрацій при установці на ротор змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 системи вантажів складає не більше 0,3 мм/с, а в межах першої критичної частоти – не більше 0,5 мм/с, при допустимих рівнях вібрації в 1,8 мм/с.

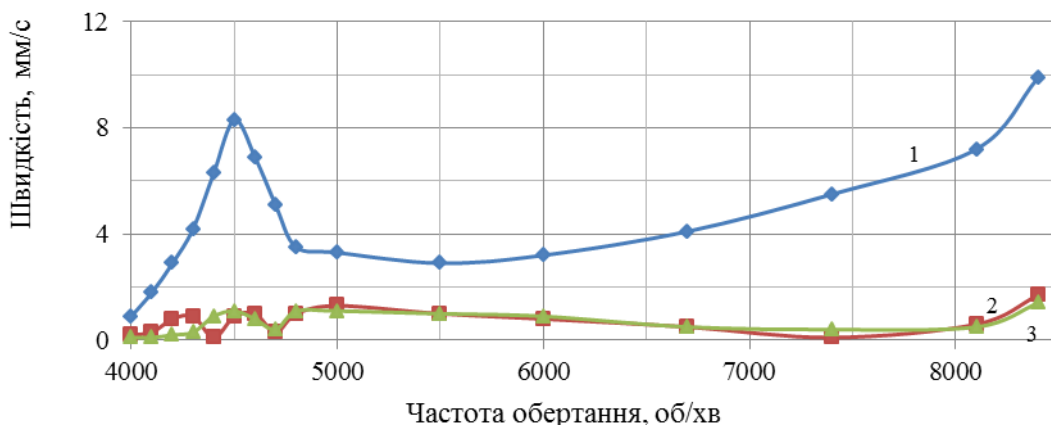
З отриманих результатів випливає, що для гнучких роторів, що працюють поблизу першої критичної частоти, балансування можна проводити на підставі розрахункових значень динамічних коефіцієнтів впливу без пробних пусків.

Висновки. У роботі охарактеризована динамічна нерівноваженість металевих тіл обертання газоперекачувальних агрегатів газокompресорної станції, яка проявляється в наявності як статичної, так і моментної нерівноваженості, коли відмінні від нуля і головний вектор дисбалансів і головний момент дисбалансів. При динамічній нерівноваженості металевих тіл обертання вісь їх обертання і одна з

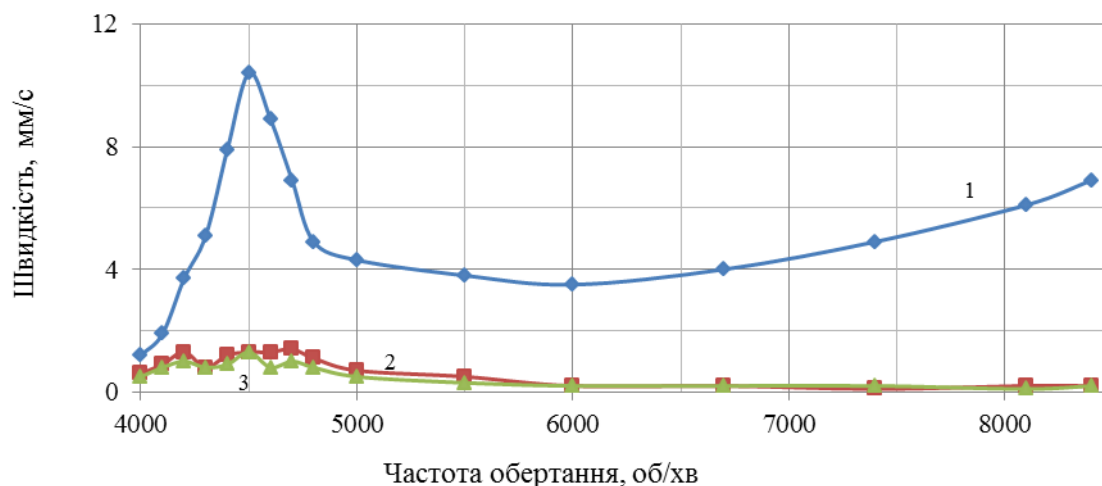
головних осей інерції або перетинаються поза центром мас, або перехрещуються в просторі.

Також у роботі досліджено процес контролю динамічної неврівноваженості металевих тіл обертання газоперекачувальних агрегатів газокompресорних станцій на основі удосконаленого метода балансування роторів за динамічними коефіцієнтами впливу, який представлено в матричній формі, та за допомогою вектору дійсних і уявних комплексних параметрів амплітуди вібрації при нульовому пуску. У результаті отримання розрахункової та експериментальної матриці динамічних коефіцієнтів впливу для вихідного стану металевих тіл обертання змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 нагнітача Н-6-56 були визначені врівноважуючі системи вантажів та виконане їх балансування для забезпечення безаварійної роботи газокompресорних станцій. При цьому, в якості площин корекції були використані: півмуфта, робоче колесо і упорний диск. Результати показали, що похибка визначення коригувальних вантажів за удосконаленим методом знаходиться в межах 4%, а кутове відхилення становить – не більше 4 градусів. Тобто похибки не перевищують допустимі значення в межах експерименту по балансуванню ротора змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 нагнітача Н-6-56.

Результати балансування металевих тіл обертання на основі удосконаленої методики показали, що вони нижче допустимих рівнів вібрації в 3,6...6,0 рази. Тобто удосконалений метод балансування роторів за динамічними коефіцієнтами впливу, який представлено в матричній формі, та за допомогою вектору дійсних і уявних комплексних параметрів амплітуди вібрації при нульовому пуску є кращим у порівнянні з існуючими методами.



а



б

Рисунок 3 – Результати балансування ротора змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 нагнітача Н-6-56: а – передня опора; б – задня опора

Література

1. Вплив факторів роботи газоперекачувальних агрегатів на їх напрацювання / М.І. Горбійчук, Б.В. Копей, А. Беллауар, І.В. Щупак // Нафтогазова енергетика. – 2008. – № 3(8). – С. 55–58.
2. Копей, Б.В. Використання вібродіагностики для виявлення дефектів шатунних підшипників газомотокомпресорів 10ГКН / Б. В. Копей, С. І. Галій, Н. Б. Михайликова // Нафтогазова енергетика. – 2011. – № 1. – С. 50–56.
3. Control and dynamic systems: Advances in theory and applications / Ed. by С.Т. Leondes. – N.Y.a.o.: Acad Press, 2012. – Vol. 18. – 427 p.
4. Burch, John Gand Strater, Felix R. Information systems: Theory and practice. – Santa Barbara; Hamilton, 2014. – 494 p.
5. Distributed parameter control systems: Teory and application / Ed. By S.G. Tzafestas. – Oxford a.o.: Pergamon Press, 2014. – 497 p.
6. Особенности динамических взаимодействий в системах с расширенным набором типовых элементов / Д.Н. Насников, Е.А., Паршута, А.Н. Трофимов, В.В. Сорин // Вестник Иркутского регионального отделения Академии наук Высшей школы. – Иркутск. – 2010. – Вып. 2(17). – С. 170–186.
7. Елисеев С.В. Сочленения звеньев в динамике механических колебательных систем : монография / С. В. Елисеев, Ю. В. Ермошенко; Федеральное агентство ж.д. трансп., ФГБОУ ВПО "Иркутский гос. ун-т путей сообщ.". – Иркутск : ИрГУПС, 2012. – 155 с.
8. Корольков М.В. Разработка и исследование аналитических моделей динамики механизмов с зазорами в сопряжениях деталей : диссертация ... канд. тех. наук : 05.02.02 / М.В. Корольков; Место защиты: Моск. гос. автомобил.-дорож. ин-т (техн. ун-т)]. – Б.м., Б.г. – 176 с.
9. Ланда П.С. Нелинейные колебания и волны / П. С. Ланда. - Москва : Наука : Изд. фирма "Физ.-мат. лит.", 2010. – 552 с.

10. Lingaitis L. P. Prediction methodology of durability of locomotives diesel engines / L. P. Lingaitis, S. V. Myamlin, D. M. Baranovsky, V. Jastremskas // Maintenance and Reliability. – 2012. Vol. 14 (2). – P. 154–159.
11. Bentley D.E. Fundamentals of rotating machinery diagnostics / D.E. Bentley, C.T. Hatch, B. Grissom. – Minden, NV: Bentley Pressurized Bearing Press, 2002. – 726 p.
12. Кельзон А.С. Расчет и конструирование роторных машин / А.С. Кельзон, Ю.Н. Журавлев, Н.В. Январев. – Л.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
13. Кельзон А.С. Динамика роторов в упругих опорах / А.С. Кельзон, Ю.П. Циманский, В.И. Яковлев. – М.: Наука, 1982. – 280 с.
14. Липсман С.И. Предупреждение и устранение вибрации роторных машин / С.И. Липсман, А.Т. Музыка, В.С. Липсман. – К.: Техніка, 1968. – 196 с.
15. Вибрации в технике: [справ.]. В 6-ти т. – Т. 3: Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 543 с.
16. Вибрации роторных систем / К.М. Рагульскис, Р.А. Ионушас, А.К. Бакшис и др. – Вильнюс: Мокслас, 1976. – 232 с.
17. Вибрации подшипников / К.М. Рагульскис, А.Ю. Юркаускас, В.В. Атступенас и др. – Вильнюс: Минтис, 1974. – 392 с.
18. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин / А.С. Гольдин. – М.: Машиностроение, 1999. – 344 с.
19. Барков А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев. – СПб.: СПбГМТУ, 2000. – 169 с.
20. Иноземцев А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандратский. – М.: Машиностроение, 2008. – Т. 4: Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок. – 204 с.
21. Тессаржик Д. Применение коэффициентов влияния для экспериментальной оценки балансировки гибких роторов по методу дискретных сечений при заданных скоростях и методу наименьших квадратов / Д. Тессаржик, Р. Бэдгли // Конструирование и технология машиностроения. – 1974. – № 2. – С. 254–265.
22. Аппаратура контроля вибрации ИВ-Д-ПФ-15. Руководство по эксплуатации ЖЯИУ.421431.001-72 РЭ. – 2008. – 109 с.

Bibliography (transliterated)

1. Vplyv faktoriv roboty hazoperekachuvalnykh ahrehativ na yikh napratsiuvannia / M.I. Horbiichuk, B.V. Kopei, A. Bellauar, I.V. Shchupak // Naftohazova enerhetyka. – 2008. – № 3(8). – P. 55–58.
2. Kopei, B.V. Vykorystannia vibrodiahnostyky dlia vyivlennia defektiv shatunnykh pidshypnykiv hazomotokompresoriv 10HKN / B.V. Kopei, S.I. Halii, N.B. Mykhailykova // Naftohazova enerhetyka. – 2011. – № 1. – P. 50–56.
3. Control and dynamic systems: Advances in theory and applications / Ed. by C.T. Leondes. – N.Y.a.o.: Acad Press, 2012. – Vol. 18. – 427 p.
4. Burch, John Gand Strater, Felix R. Information systems: Theory and practice. – Santa Barbara; Hamilton, 2014. – 494 p.
5. Distributed parameter control systems: Teory and application / Ed. By S.G. Tzafestas. – Oxford a.o.: Pergamon Press, 2014. – 497 p.

6. Osobennosti dinamicheskikh vzaimodejstvij v sistemah s rasshirenym naborom tipovyh jelementov / D.N. Nasnikov, E.A., Parshuta, A.N. Trofimov, V.V. Sorin // Vestnik Irkutskogo regional'nogo otdelenija Akademii nauk Vyssej shkoly.). – Irkutsk. – 2010. – Vyp. 2(17). – P. 170–186.

7. Eliseev S.V. Sochlenenija zven'ev v dinamike mehanicheskikh kolebatel'nyh sistem : monografija / S.V. Eliseev, Ju.V. Ermoshenko; Federal'noe agentstvo zh.d. transp., FGBOU VPO "Irkutskij gos. un-t putej soobshh.". – Irkutsk : IrGUPS, 2012. – 155 p.

8. Korol'kov M.V. Razrabotka i issledovanie analiticheskikh modelej dinamiki mehanizmov s zazorami v sopryazhenijah detalej : dissertacija ... kand. teh. nauk : 05.02.02 / M.V. Korol'kov; Mesto zashhity: Mosk. gos. avtomobil.-dorozh. in-t (tehn. un-t)]. – B.m., B.g. – 176 p.

9. Landa P.S. Nelinejnye kolebanija i volny / P.S. Landa. – Moskva : Nauka : Izd. firma "Fiz.-mat. lit.", 2010. – 552 p.

10. Lingaitis L.P. Prediction methodology of durability of locomotives diesel engines / L.P. Lingaitis, S.V. Myamlin, D.M. Baranovsky, V. Jastremskas // Maintenance and Reliability. – 2012. Vol. 14 (2). – P. 154–159.

11. Bentley D.E. Fundamentals of rotating machinery diagnostics / D.E. Bentley, C.T. Hatch, B. Grissom. – Minden, NV: Bentley Pressurized Bearing Press, 2002. – 726 p.

12. Kel'zon A.S. Raschet i konstruirovanie rotornyh mashin / A.S. Kel'zon, Ju.N. Zhuravlev, N.V. Janvarev. – L.: Mashinostroenie, 1977. – 288 p.

13. Kel'zon A.S. Dinamika rotorov v uprugih oporah / A.S. Kel'zon, Ju.P. Cimanskij, V.I. Jakovlev. – M.: Nauka, 1982. – 280 p.

14. Lipsman S.I. Preduprezhdenie i ustranenie vibracii rotornyh mashin / S.I. Lipsman, A.T. Muzyka, V.S. Lipsman. – K.: Tehnika, 1968. – 196 p.

15. Vibracii v tehnikе: [sprav.]. V 6-ti t. – T. 3: Kolebanija mashin, konstrukcij i ih jelementov / Pod red. F.M. Dimentberga i K.S. Kolesnikova. – M.: Mashinostroenie, 1980. – 543 p.

16. Vibracii rotornyh sistem / K.M. Ragul'skis, R.A. Ionushas, A.K. Bakshis i dr. – Vil'njus: Mokslas, 1976. – 232 p.

17. Vibracii podshipnikov / K.M. Ragul'skis, A.Ju. Jurkauskas, V.V. Atstupenas i dr. – Vil'njus: Mintis, 1974. – 392 p.

18. Gol'din A.S. Vibracija rotornyh mashin / A.S. Gol'din. – M.: Mashinostroenie, 1999. – 344 p.

19. Barkov A.V. Monitoring i diagnostika rotornyh mashin po vibracii / A.V. Barkov, N.A. Barkova, A.Ju. Azovcev. – SPb.: SPbGMTU, 2000. – 169 p.

20. Inozemcev A.A. Osnovy konstruirovanija aviacionnyh dvigatelej i jenergeticheskikh ustanovok / A.A. Inozemcev, M.A. Nihamkin, V.L. Sandratskij. – M.: Mashinostroenie, 2008. – T. 4: Dinamika i prochnost' aviacionnyh dvigatelej i jenergeticheskikh ustanovok. – 204 p.

21. Tessarzhik D. Primenenie koeficientov vlijanija dlja jeksperimental'noj ocenki balansirovki gibkih rotorov po metodu diskretnyh sechenij pri zadannyh skorostjah i metodu naimen'shij kvadratov / D. Tessarzhik, R. Bjedgli // Konstruirovanie i tehnologija mashinostroenija. – 1974. – № 2. – P. 254–265.

22. Apparatura kontrolja vibracii IV-D-PF-15. Rukovodstvo po jekspluatacii ZhJaIU.421431.001-72 RJe. – 2008. – 109 p.

УДК 621:658.562.3/6

Фоменко Д.С., аспірант, Костенко В.Л., доктор технічних наук, професор

Одеський національний політехнічний університет

ДИНАМІЧНА НЕВРІВНОВАЖЕНІСТЬ МЕТАЛЕВИХ ТІЛ ОБЕРТАННЯ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ ГАЗОКОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

У статті охарактеризована динамічна невірноваженість металевих тіл обертання газоперекачувальних агрегатів газокompresорної станції, яка проявляється в наявності як статичної, так і моментної невірноваженості, коли відмінні від нуля і головний вектор дисбалансів і головний момент дисбалансів. При динамічній невірноваженості металевих тіл обертання вісь їх обертання і одна з головних осей інерції або перетинаються поза центром мас, або перехрещуються в просторі. Також у статті досліджено процес контролю динамічної невірноваженості металевих тіл обертання газоперекачувальних агрегатів газокompresорних станцій на основі удосконаленого метода балансування роторів за динамічними коефіцієнтами впливу, який представлено в матричній формі, та за допомогою вектору дійсних і уявних комплексних параметрів амплітуди вібрації при нульовому пуску. У результаті отримання розрахункової та експериментальної матриці динамічних коефіцієнтів впливу для вихідного стану металевих тіл обертання змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 нагнітача Н-6-56 були визначені врівноважуючі системи вантажів та виконане їх балансування для забезпечення безаварійної роботи газокompresорних станцій. При цьому, в якості площин корекції були використані: півмуфта, робоче колесо і упорний диск. Результати показали, що похибка визначення коригувальних вантажів за удосконаленим методом знаходиться в межах 4 %, а кутове відхилення становить – не більше 4 градусів. Тобто похибки не перевищують допустимі значення в межах експерименту по балансуванню ротора змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 нагнітача Н-6-56. Також встановлено, що в робочому діапазоні частот (6100-8600 об/хв), різниця в модулях очікуваних вібрацій при установці на ротор змінної проточної частини СПЧ Н-6-25-1,7 системи вантажів складає не більше 0,3 мм/с, а в межах першої критичної частоти – не більше 0,5 мм/с, при допустимих рівнях вібрації в 1,8 мм/с. Результати балансування металевих тіл обертання на основі удосконаленої методики показали, що вони нижче допустимих рівнів вібрації в 3,6...6,0 рази. Тобто удосконалений метод балансування роторів за динамічними коефіцієнтами впливу, який представлено в матричній формі, та за допомогою вектору дійсних і уявних комплексних параметрів амплітуди вібрації при нульовому пуску є кращим у порівнянні з існуючими методами.

Ключові слова: динамічна невірноваженість, металеві тіла обертання, газоперекачувальні агрегати, газокompresорні станції.

УДК 621:658.562.3/6

Фоменко Д. С., аспирант, Костенко В.Л., доктор технических наук, профессор

Одесский национальный политехнический университет

ДИНАМИЧЕСКАЯ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ ГАЗОКОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

В статье описана динамическая неуравновешенность металлических тел вращения газоперекачивающих агрегатов газокomppressorной станции, которая проявляется в наличии как статической, так и моментной неуравновешенности, когда отличны от нуля и главный вектор дисбалансов, и главный момент дисбалансов. При динамической неуравновешенности металлических тел вращения ось их вращения и одна из главных осей инерции или пересекаются вне центра масс, или перекрещиваются в пространстве. Также в статье исследован процесс контроля динамической неуравновешенности металлических тел вращения газоперекачивающих агрегатов газокomppressorных станций на основе усовершенствованного метода балансировки роторов по динамическим коэффициентам влияния, представленного в матричной форме и вектором действительных и мнимых комплексных параметров амплитуды вибрации при нулевом пуске. В результате получения расчетной и экспериментальной матрицы динамических коэффициентов влияния для исходного состояния металлических тел вращения переменной проточной части СПЧ Н-6-25-1,7 нагнетателя Н-6-56 были определены уравнивающие системы грузов и выполнено их балансировку для обеспечения безаварийной работы газокomppressorных станций. При этом, в качестве плоскостей коррекции были использованы: полумуфты, рабочее колесо и упорный диск. Результаты показали, что погрешность определения корректирующих грузов по усовершенствованному методу находится в пределах 4 %, а угловое отклонение составляет - не более 4 градусов. То есть погрешности не превышают допустимые значения в рамках эксперимента по балансировке ротора переменной проточной части СПЧ Н-6-25-1,7 нагнетателя Н-6-56. Также установлено, что в рабочем диапазоне частот (6100-8600 об / мин), разница в модулях ожидаемых вибраций, при установке на ротор переменной проточной части СПЧ Н-6-25-1,7 системы грузов, составляет не более 0,3 мм / с, а в пределах первой критической частоты - не более 0,5 мм / с, при допустимых уровнях вибрации в 1,8 мм / с. Результаты балансировки металлических тел вращения на основе усовершенствованной методики показали, что они ниже допустимых уровней вибрации в 3,6...6,0 раз. То есть усовершенствованный метод балансировки роторов по динамическим коэффициентам влияния, который представлен в матричной форме и вектором действительных и мнимых комплексных параметров амплитуды вибрации при нулевом пуске является предпочтительным по сравнению с существующими методами.

Ключевые слова: динамическая неуравновешенность, металлические тела вращения, газоперекачивающие агрегаты, газокomppressorные станции.

Fomenko D., Kostenko V.

Odessa National Polytechnic University

DYNAMIC UNBALANCE OF METAL BODIES OF REVOLUTION OF GAS-COMPRESSOR UNITS OF GAS-COMPRESSOR STATION

The article describes the dynamic imbalance of the metal bodies of rotation of the gas pumping units of the gas compressor station, which is manifested in the presence of both static and momentary imbalance, when the main vector of imbalances and the main moment of imbalances are different from zero. With dynamic unbalance of metal bodies of revolution, the axis of their rotation and one of the main axes of inertia either intersect outside the center of mass or intersect in space. The article also studies the process of controlling the dynamic

imbalance of metal bodies of rotation of gas pumping units of gas compressor stations based on an improved method of balancing rotors according to dynamic coefficients of influence presented in matrix form and with a vector of real and imaginary complex parameters of vibration amplitude at zero start. As a result of obtaining the calculated and experimental matrix of dynamic influence coefficients for the initial state of metallic bodies of rotation of the variable flow part of the SPCh N-6-25-1.7 of the supercharger N-6-56, the balancing systems of the loads were determined and they were balanced to ensure trouble-free operation of gas compressor stations. In this case, as the correction planes were used: coupling halves, impeller and thrust disk. The results showed that the error in determining corrective weights by the improved method is within 4%, and the angular deviation is no more than 4 degrees. That is, the errors do not exceed the permissible values in the experiment on balancing the rotor of the variable flow part of the SPCh N-6-25-1.7 of the N-6-56 supercharger. It was also found that in the working frequency range (6100-8600 rpm), the difference in the modules of expected vibrations, when the variable flow part of the SPCh N-6-25-1.7 system of loads is installed on the rotor, is not more than 0.3 mm / s, and within the first critical frequency - no more than 0.5 mm / s, with permissible vibration levels of 1.8 mm / s. The results of balancing metal bodies of revolution based on an improved technique showed that they are 3.6-6.0 times lower than the permissible vibration levels. That is, an improved method of balancing rotors according to dynamic coefficients of influence, which is presented in a matrix form and a vector of real and imaginary complex parameters of the vibration amplitude at zero start, is preferable to existing methods.

Keywords: dynamic unbalance, metal bodies of rotation, gas pumping units, gas compressor stations.