

У табл. 2 наведені результати обчислень для $\mu = \frac{M_2}{M_1} = 1$ (рівні маси), $a_1 = \frac{1}{2}L$; $a_2 = L$.

Таблиця 2

| Розраховані параметри | | | |
|-----------------------|--------------|--------------|---------------------|
| γ | ω_1/A | ω_2/A | ω_2/ω_1 |
| 0 | 1,68 | 11,5 | 6,58 |
| 0,5 | 1,21 | 6,83 | 5,65 |
| 0,9 | 0,52 | 4,04 | 7,8 |

Очевидно, що в цьому випадку ($a_2 = L$) при $\gamma \rightarrow 1$ коефіцієнт $\beta_{22} \rightarrow \infty$, при цьому перша критична швидкість прямує до нуля.

Висновки. Запропонований спосіб дозволяє спростити процедуру наближеного визначення критичних значень кутових швидкостей обертання неоднорідних пружних валів з шарнірними або консольними опорами, що має важливе практичне значення.

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. 2. Зорий Л.М. Применение фундаментальных решений в задачах статики и динамики упругих систем с переменным распределением параметров. – Львов: ЛПИ, 1988. 3. Расчеты и испытания на прочность. Метод и программа расчета на ЭВМ устойчивости и малых колебаний прямолинейных стержней переменного сечения. Методические рекомендации МР 213-87. – М.: ВНИИНМАШ Госстандарта СССР, 1987. 4. Зорий Л.М. Метод частичной дискретизации в задачах динамики упругих систем с переменным распределением параметров // Всесоюз. конф. – М.: 1987. 5. Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. – М.: Высш. шк., 1975.

УДК 621.867

В.М. Боровець, А.Л. Беспалов, В.С. Шенбор
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автоматизації та комплексної механізації машинобудівної промисловості

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ВІБРОКОМПРЕСОРА З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ВІБРОЗБУДНИКОМ

© Боровець В.М., Беспалов А.Л., Шенбор В.С., 2008

Розглянуто комплекс чинників, що впливають на продуктивність та ефективність роботи резонансних вібраційних компресорів з електромагнітними віброзбудниками, визначено основні зусилля, що діють на поршень компресора під час його роботи.

The complex of factors which influence on the productivity and efficiency of work of resonance oscillation compressors with electromagnetic vibroexciters is considered, certainly basic efforts which operate on the piston of compressor during his work.

Вступ. Вібраційні компресори, що приводяться у дію електромагнітними віброзбудниками, найбільше розповсюджені у домашніх та промислових холодильниках, де доцільне створення невеликих газових потоків за середнього тиску подавання. Такі компресори працюють із частотою напруги живлення 50 Гц і здійснюють 3000 коливань за хвилину. Резонансний електромагнітний вібраційний компресор складається з таких основних елементів: електромагнітного віброзбудника, компресора, пружної системи та комплектуючих деталей (клапани, додаткова маса тощо).

Постановка проблеми. На рух якоря електромагнітного вібробудника впливає сила його інерції, пружні властивості системи, а також енергія, що споживається навантаженням. Отже, рух якоря вібробудника та поршня компресора визначається динамічною рівновагою електромагнітних сил, які створюються збудником, разом із силами навантаження, що їм протидіють. Цей рух з достатнім наближенням відповідає синусоїдальному. У цьому разі стискаюче навантаження можуть характеризувати тільки сили, які виходять з аналізу Фур'є: періодичної функції миттєвої сили S_c стискаючого навантаження, яке виникає на поршні, середньої сили на поршні S_0 , амплітудного значення основної гармоніки сили навантаження відносно швидкості S_a , амплітудного значення основної гармоніки сили навантаження відносно синусоїдального зміщення S_r .

Аналіз останніх досліджень. Аналіз літературних джерел виявив, що для поршневих компресорів, які приводяться в рух за допомогою кривошипного механізму, стискаюче навантаження з достатньою точністю визначають через роботу стиску для одного циклу. У вібраційному компресорі, що працює в білярезонансному режимі, необхідно точно знати величину стискаючого навантаження для забезпечення його резонансного налагодження.

Постановка завдання. Для визначення величин зусиль, що діють на поршень компресора, необхідно проаналізувати діаграму зміни тиску в циліндрі ідеального компресора під час коливного синусоїдального руху поршня.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо діаграму зміни тиску в циліндрі (рис. 1). У точці початку стисання А тиск в циліндрі дорівнює тиску всмоктування p_a . Під час руху поршня ліворуч (ділянка АВ) x зменшується від $2x_m + e$ до e , а стисання відбувається до тиску подавання p_r . Далі відбувається нагнітання за постійного тиску до верхньої мертвої точки С (ділянка ВС). Під час зворотного руху поршня x збільшується від e до $2x_m + e$. Відбувається розширення газу, який залишився в циліндрі до тиску всмоктування (ділянка CD) та всмоктування за постійного тиску (ділянка DA) до нижньої мертвої точки А.

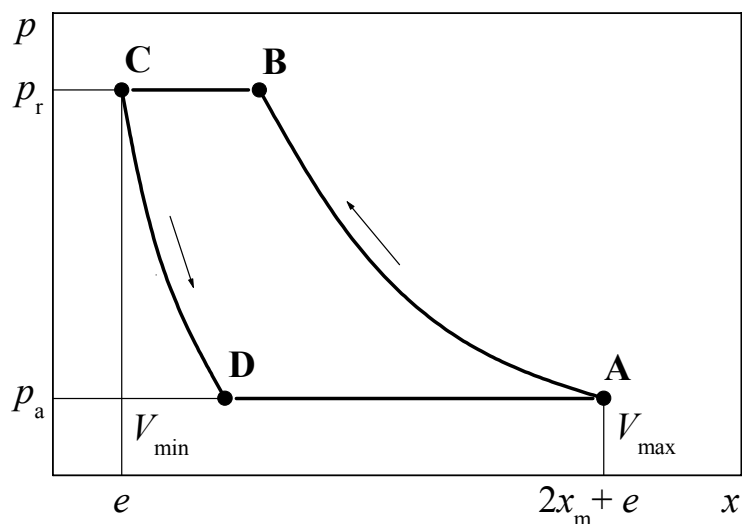


Рис. 1. Діаграма тиску в циліндрі ідеального компресора

Стисання та розширення газу (ділянки АВ та CD) відбуваються за політропними кривими, які враховують теплообмін через стінки циліндра, а також можливе просочування газу.

Зміна тиску на різних ділянках визначається за такими рівняннями:

на ділянці

$$AB \quad p = p_a \left(\frac{2x_m + e}{x} \right)^n = p_a \left(\frac{2 + \varepsilon}{\xi} \right)^n; \quad (1)$$

на ділянці

$$BC \quad p = p_r; \quad (2)$$

на ділянці

$$CD \quad p = p_r \left(\frac{e}{x} \right)^n = p_a \left(\frac{\varepsilon}{\xi} \right)^n; \quad (3)$$

на ділянці

$$AD \quad p = p_a, \quad (4)$$

де $\varepsilon = \frac{e}{x_m}$ – відносний мертвий простір; $\xi = \frac{x}{x_m}$ – відносна координата.

Об'єм всмоктаного газу вираховується з формули

$$\frac{V_a}{V_m} = \frac{x_a - x_D}{x_m} = 2 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right], \quad (5)$$

де

$$V_m = S \cdot x_m \quad (6)$$

У реальному компресорі існують відхилення від показаної на рис. 1 ідеальної діаграми (див. рис. 2). При цьому потрібно враховувати ще чотири важливих явища, які змінюють діаграму:

- зменшення тиску в клапанах та з'єднуючих трубопроводах,
- нагрівання газу в трубопроводах та циліндрі,
- втрата газу внаслідок його просочування через клапани та поршень,
- коливання клапана в динамічному режимі.

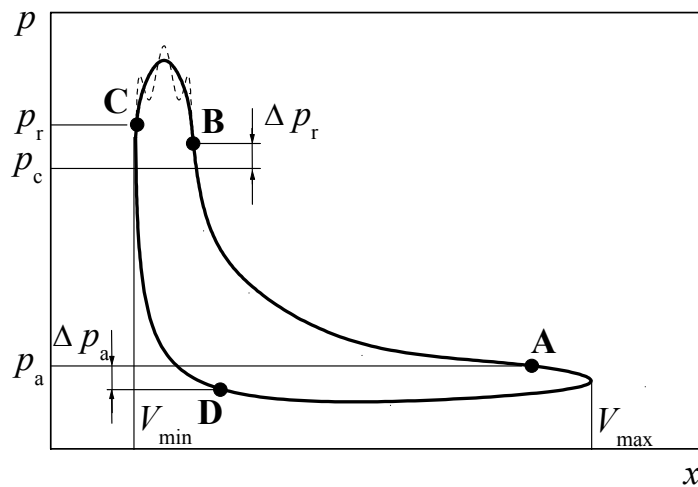


Рис. 2. Діаграма тиску в циліндрі реального компресора.

Перші три явища призводять до важливої зміни діаграми в діапазонах нагнітання та всмоктування (рис. 2, суцільна лінія). Останнє явище спричиняє перекриття декількох загасаючих коливань тиску в циліндрі (рис. 2, пунктирна лінія) внаслідок інерції та пружності клапана, а також резонансних явищ камер всмоктування та стискання, які особливо характерні для компресорів, що працюють на великих швидкостях. Вплив цих коливань на роботу стискання невеликий та ними можна знехтувати.

Розглянемо зміну тиску в циліндрі за синусоїдального руху поршня.

Рівняння синусоїдального руху поршня має вигляд

$$x = e + x_m + x_m \cos \omega t = x_m (1 + \varepsilon + \cos \theta), \quad (7)$$

або

$$\xi = 1 + \varepsilon + \cos\theta, \quad (8)$$

де

$$\theta = \omega t. \quad (9)$$

На рис. 3 показано діаграму зміни тиску у часі в циліндрі компресора з синусоїдальним рухом поршня.

Якщо $p_r + \Delta p_r \leq p_a (2/\varepsilon + 1)^{n_1}$, то компресор працює без нагнітання (пунктирна лінія на рис. 3) і тиск у циліндрі дорівнює

$$p = p_a \left(\frac{2 + \varepsilon}{1 + \varepsilon + \cos\theta} \right)^{n_1}. \quad (10)$$

Якщо $p_r + \Delta p_r > p_a (2/\varepsilon + 1)^{n_1}$, то стає можливим нагнітання (суцільна лінія на рис. 3).

Розглянемо складові сил реакції компресора. Враховуючи те, що з протилежного боку поршня компресора існує сила всмоктування p_a , тиск у циліндрі створює силу стиску

$$S_c(\theta) = S(p(\theta) - p_a). \quad (11)$$

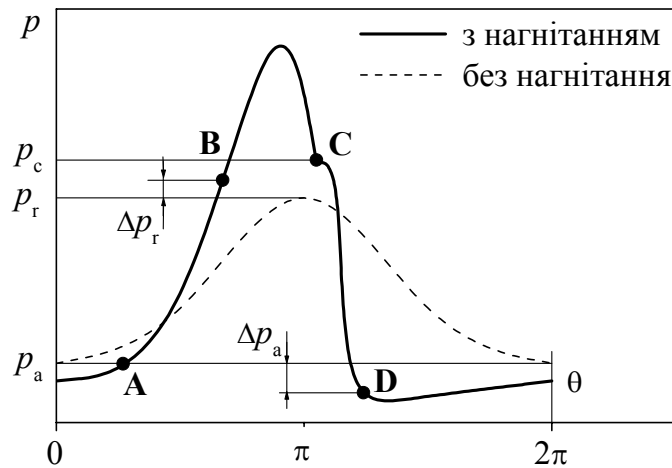


Рис. 3. Діаграма зміни тиску у часі

Якщо рух поршня синусоїдальний, то достатньо розглянути перші члени ряду Фур'є сили стисання: середню силу і основну гармоніку, розкладену на дві складові, перша з яких у протифазі з рухом, а друга в протифазі із швидкістю

$$S_c = S_0 - S_r \cos\theta + S_a \sin\theta. \quad (12)$$

Позначаючи маленькими літерами відносні складові сил, можна отримати такі вирази:

– для середньої складової

$$s_0 = \frac{1}{2\pi p_a} \int_0^{2\pi} p \cos\theta d\theta - 1, \quad (14)$$

– для пружної (або реактивної) складової

$$s_r = -\frac{1}{\pi p_a} \int_0^{2\pi} p \cos\theta d\theta, \quad (15)$$

– для активної складової

$$s_a = \frac{1}{\pi p_a} \int_0^{2\pi} p \sin\theta d\theta - 1. \quad (16)$$

Величини складових сил навантаження компресора залежать від відносного простору ε , ступеня стиску p_r/p_a та від характеристичних факторів клапанів.

Висновки. Застосування електромагнітного віброзбудника для приводу компресора накладає деякі обов'язкові вимоги до його конструкції у зв'язку з порівняно малою амплітудою коливань і високими швидкостями руху поршня: а) “мертвий простір” циліндра має бути мінімально можливим для досягнення у ньому достатнього тиску подавання, інакше компресор працює без нагнітання; б) для уникнення резонансних коливань клапанів, які збільшують втрати тиску, вони повинні мати дуже малу інерційність.

Повідайло В. Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с.
2. Вібрації в техніке: Справочник: В 6 т. Т. 4: Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.
3. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. – М.: Машиностроение, 1985, 256 с.
4. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.

УДК 621. 3.01

І.А. Вікович, Х.А. Висоцька

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра транспортних технологій

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ПЕРЕМОТУВАЛЬНІЙ МАШИНІ ТЕКСТИЛЮ ВІДКРИТОГО ТИПУ З БАГАТООПОРНИМИ РОЗПРАВЛЯЮЧИМИ ВАЛКАМИ

© Вікович І.А., Висоцька Х.А., 2008

Виконано аналіз динамічних процесів у перемотувальній машині текстилю відкритого типу з багатоопорними розправляючими валками. Знайдено резонансні частоти поздовжніх і поперечних коливань стрічки тканини під час перемотування.

The analysis of dynamic processes is conducted in a rewinding machine to textile of the opened type from much straightening persistent we by fellings. Resonance frequencies of longitudinal and transversal vibrations of ribbon of fabric are found during rewinding.

Перемотувальні машини поширені в різних галузях промисловості як допоміжні, що застосовуються на підготовчих операціях перемотувальних довгомірних тонких матеріалів, без яких неможливий подальший технологічний процес до подальшої їх переробки.

Підвищення швидкості перемотування тканини призводить до деякого зростання вібрації рухомих елементів цієї машини, що негативно позначається на якості намотаних рулонів. Зокрема, з'являються невеликі складки в рулонах тканини, переважно на початку запуску роботи перемотувальної машини [2]. Це пов'язано насамперед з деякою некруглістю сувоїв внаслідок неякісного намотування та деформацією їх під час зберігання на складах, з характеристикою електродвигуна, а також з недостатньою можливістю гальмівного механізму миттєво реагувати на зміни натягу тканини.

Некруглість сувоїв тканини зумовлює ексцентриситет, який є однією з основних причин коливальних процесів у цих машинах під час встановленого режиму роботи.