

ОСОБЛИВОСТІ ВІБРАЦІЙ ОБ'ЄКТІВ ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМ НА НАФТОГАЗОВИДОБУВНИХ ПРОМИСЛАХ

В. Т. Іващенко, В. І. Слободян, М. М. Лях

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
76019, м. Івано-Франківськ. вул. Карпатська, 15;
тел. +380(342)72-71-47; e-mail: techmash@nung.edu.ua*

Розглядаються динамічні характеристики об'єктів трубопровідних систем на нафтогазовидобувних промислах і режими виникнення вібрацій в системах із зосередженими параметрами: машини і арматура трубопровідних ліній, опори трубопроводів. А в системах з розподіленими параметрами: лінійні прогони трубопроводів, колони і балки будівельних конструкцій. Встановлено, що коливання об'єктів визначається характеристиками збурення: спектральним складом збурювальної сили і частотною характеристикою системи.

Ключові слова: коливання, збурення, амплітуда і частота збурення, характеристика вібрацій, резонансні вібрації.

Постановка проблеми. Експлуатація обладнання компресорних станцій значно ускладнюється його вібрацією. Інтенсивним джерелом сил, що викликають вібрацію, є пульсуючий потік газу або рідини у трубопроводах і апаратах. Процес розповсюдження хвиль тиску і швидкості в потоці призводить до виникнення збурювальних сил на ділянках зі зміною перерізу трубопроводу, відводами, поворотами, технологічними апаратами, арматурою. Джерелами вібрації є також секції трубопроводу, що закриті з обох кінців (колектори, закриті ємності та ін.) Фаза вектора сили у одного кінця подібного об'єкта може співпадати або не співпадати з фазою вектора сили на іншому його кінці. Результуюча співпадаючих по фазі сил періодично збільшує напруження у конструкції апарату. Результуюча не співпадаючих по фазі сил викликає вібрацію апарату і приєднаного трубопроводу.

Найбільш інтенсивними є вібрації обладнання при резонансі коливань збурювальної сили з коливаннями об'єкту. Широко розповсюджені резонансні вібрації трубопровідних систем і будівельних конструкцій компресорних станцій. Складність гармонічного складу хвилі тиску, що виникає в результаті роботи поршневих компресорів, розгалуженість системи трубопроводів і наявність і ній багаточисельного обладнання визначають велику ймовірність появи на її певних ділянках, умов для виникнення резонансних явищ. В результаті цього виникає інтенсивна вібрація елементів трубопровідної системи, яка переда-

ється обладнанню, а також, через опори трубопроводів і ґрунт, будівельним конструкціям.

Облік коливальних процесів у трубопровідних системах на етапі проектування не приводить до повного усунення вібрацій внаслідок неминучих відхилень при їх експлуатації. Часто відлагоджені на пусковому етапі трубопровідні системи в процесі експлуатації починають інтенсивно вібрувати внаслідок зміни параметрів перекачуваного середовища і характеристик системи як коливального об'єкта. У зв'язку з цим перед експлуатаційниками виникає задача визначення ступеня безпеки вібрації і зменшення її до нормованих величин, чим обумовлена актуальність проблем і шляхів зменшення резонансних вібрацій.

Динамічні характеристики обладнання нафтогазових виробництв. Об'єкти нафтогазових виробництв, що зазнають резонансних вібрацій, можна розділити на дві основні групи: елементи із зосередженими параметрами і елементи із розподіленими параметрами. До першої групи відносяться машини і арматура трубопровідних ліній (засувки, зворотні клапани, фланцеві, трійникові з'єднання), опори трубопроводів, більшість апаратів і машин та їх фундаментів.

До елементів із розподіленими параметрами відносяться лінійні частини трубопроводів, колони і балки будівельних конструкцій, а в деяких випадках фундаменти і деякі апарати.

Критерієм, за яким елемент можна віднести до тієї чи іншої групи, є сумірність його лінійних розмірів з довжиною хвилі розповсюдження збурювальних сил. Зосередженими елементами звичайно рахуються такі об'єкти, чий геометричні розміри l суттєво менші довжини хвилі λ розповсюдження динамічного зусилля

$$l \ll \lambda = \frac{v_3}{\omega} 2\pi, \quad (1)$$

де: v_3 – швидкість розповсюдження збурювального зусилля в конструкції об'єкта; ω – частота зміни знака збурювального зусилля.

При розгляді коливальних об'єктів із зосередженими параметрами припускають, що всі точки цього об'єкта під дією динамічного зусилля переміщуються одночасно і на одну і ту ж величину. Механічна модель об'єктів, що відносяться до цієї групи, наведена на рис. 1. Маса m моделює масу об'єкта, пружина з жорсткістю K моделює пружно-жорсткий зв'язок об'єкта із сусідніми елементами, наприклад, апарата з фундаментом за допомогою анкерних болтів, або засувки з апаратом за допомогою патрубків, демпфер c моделює активні втрати в системі (наприклад, втрати на конструктивне тертя буферної ємності, що горизонтально закріплена хомутами на опорах).

Збурення такого об'єкта може здійснюватися при передачі коливальних опорів елемента від джерела через ґрунт (сейсмічні коливання), на моделі (рис. 1) це збурення $f_1(t)$, або дією на сам об'єкт – збурення $f_2(t)$.

Збурення $f_2(t)$ обумовлено силами, що виникають в об'єкті, наприклад, від пульсуючого потоку газу, або від незрівноважених інерційних сил в машині.

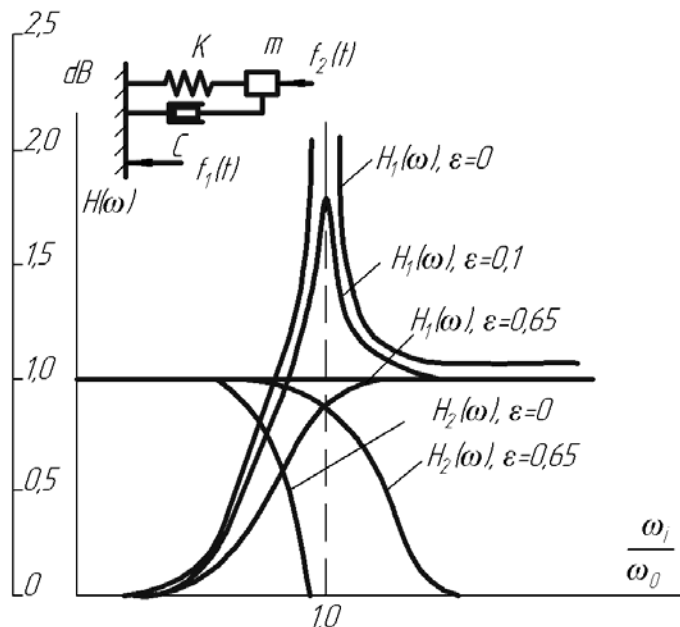


Рис. 1. Можливі збурення об'єктів із зосередженими параметрами і їх частотні характеристики

Коливання об'єктів $x(\omega t)$ визначається характеристиками збурення: спектральним складом збурювальної сили

$$f(\omega t) = \sum_i F_{ai} \exp\{j\omega_i t\}, \quad (2)$$

де: F_{ai} – амплітуда гармонічного збурення; ω_i – його частота, і так званою частотною характеристикою системи $H(\omega)$

$$x(\omega t) = f(\omega t) \cdot H(\omega). \quad (3)$$

При дії збурення на систему через опори, частотна характеристика $H_1(\omega)$ має вигляд (рис.1)

$$H_1(\omega) = \left(\frac{\omega_i}{\omega_0}\right)^2 \left[\left(1 - \frac{\omega_i^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(\varepsilon \frac{\omega_i}{\omega_0}\right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}, \quad (4)$$

де: $\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{m}}$ – частота вільних коливань системи; $\varepsilon = \frac{c}{\sqrt{Km}}$ – міра демпфування вільних коливань системи.

Амплітуди коливань системи досягають максимуму при постійній амплітуді збурення у випадку, коли частоти її вільних коливань і частото-

ти збурення $\omega_0 = \omega_i$ співпадають, тобто в умовах резонансного збурення.

Якщо при цьому збурення $f_1(\omega t)$ подати у вигляді вібропереміщення опори ($F_{ai} = x_{0i}$), то в резонансних умовах амплітуда вібрації розглядуваного об'єкта буде досягати величини

$$A = x(\omega_i = \omega_0) = \frac{x_{0i}}{\varepsilon}. \quad (5)$$

Із формули (5) випливає, що при неможливості виведення із резонансних умов (відмінність частот вільних коливань і частот збурювальних сил) об'єктів із сейсмічним збуренням коливань їх зменшення можливе тільки збільшенням степені демпфування.

При дії збурення $f_2(t)$ безпосередньо на об'єкт частотна характеристика системи $H_2(\omega)$ має вигляд (рис.1)

$$H_2(\omega) = \frac{1}{m} \left[\left(1 - \frac{\omega_i^2}{\omega_0^2} \right)^2 + \left(\varepsilon \frac{\omega_i}{\omega_0} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}. \quad (6)$$

Якщо збурення $f_2(t)$ подати у вигляді зусилля, що виникає в об'єкті або передається безпосередньо на нього ($F_{ai} = P_{oi}$), то в умовах резонансних коливань амплітуда вібрації буде досягати величини

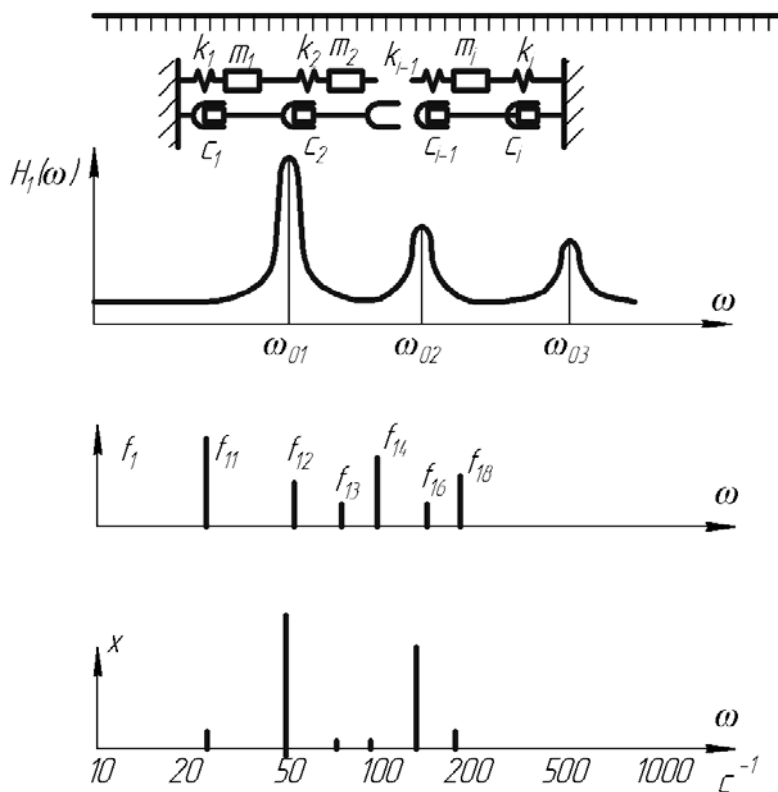
$$A = x(\omega_i = \omega_0) = \frac{P_{0i}}{m\varepsilon}. \quad (7)$$

Із залежності (7) випливає, що зменшення коливань подібних систем в резонансних умовах (при незмінній амплітуді збурення) може бути досягнуто не тільки збільшенням демпфування, але і збільшенням маси об'єкта.

Наведені характеристики коливань достатньо точно описують динаміку викладених вище елементів обладнання цехів: елементів із зосередженими параметрами, тобто об'єктів, рух всіх точок яких співпадає по величині і фазі, а маса пружних зв'язків є дуже малою порівняно із масою самого об'єкта. Ці об'єкти в діапазоні частот збурення мають тільки одну частоту вільних коливань, на якій можуть виникати резонансні вібрації. На відміну від них прогони трубопроводів, колони, стрижневі і балкові елементи будівельних конструкцій, пружини, демпфери, вся ця комбінація мас, володіють нескінченим числом частот вільних коливань.

Приклад частотної характеристики таких елементів із розподіленими параметрами наведений на рис. 2, а. Можливість виникнення резонансних коливань таких елементів значно вища, чим у елементів із зосередженими параметрами. (рис. 2, б, в).

Коливання елементів з розподіленими параметрами, що виникають в результаті збігу однієї із частот вільних коливань з однією із частот збурення, називають модами власних коливань. При цьому на відміну від коливань систем із зосередженими параметрами рух різних точок елементів не співпадає по фазі і величині.



а) частотна характеристика; б) спектр збурення; в) вібрація системи

Рис. 2. Виникнення резонансних вібрацій в системі з розподіленими параметрами

Коливання стержневих систем можуть характеризуватись різними видами деформацій: розтяг-стиск, кручення, згин. Проте для елементів з розподіленими параметрами на виробництвах нафтовидобувної і газової промисловості характерним є згинальні коливання, які є найбільш розповсюдженими і небезпечними. Відхилення точок вісі трубопроводу або балки від положення рівноваги при згинальних коливаннях називаються формою коливань. Статистика вібрацій трубопроводів і будівельних конструкцій на нафтогазових виробництвах обмежує можливе незлічене число форм згинальних коливань першими двома – трьома. При цьому координата максимальних вібропереміщень залежить не тільки від форми коливань, а і від умов закріплення елемента з розподіленими параметрами. Приклади форм згинальних коливань для деяких

видів кріплення елементів з розподіленими параметрами наведені на рис. 3.

Види кріплення	Форми коливання		
	I	II	III
Консольне			
Шарнірне			
Жорстке			
Вільне			
Жорстко-шарнірне			
Шарнірно-вільне			

Рис. 3. Форма згинальних коливань при різних видах закріплення елементів

Як і для елементів із зосередженими параметрами коливання можуть бути викликані передачею збурення через ґрунт на опори або інші місця закріплень, або пульсуючим потоком.

В цілому також аналогічні заходи по зменшенню амплітуд резонансних вібрацій. І в першому, і в другому випадку збурення резонансних вібрацій найбільш раціональний вихід із резонансних умов, має бути відмінність частот збурення і частот вільних коливань. Однак цей метод зменшення резонансних вібрацій шляхом відмінності частот буває важко реалізувати з технологічних чи інших причин. Більш універсальним і практичним є метод унесення в систему додаткового згасання, зосередженого в елементах або розподіленого по довжині системи.

Причини виникнення вібрацій і характеристики збурювальних сил. Резонансні вібрації обладнання, трубопроводів і будівельних конструкцій компресорних цехів можуть бути викликані в основному двома причинами: незрівноваженими силами інерції рухомих частин машин і зусиллями, що виникають внаслідок неоднорідності трубопровідних систем з пульсуючим потоком рідини або газу. Збурення від перших передається об'єктам через ґрунт і фундаменти опор або, якщо об'єкти безпосередньо зв'язані з машинами, через жорсткий зв'язок. Розповсюдження цих збурень має дуже малий радіус із-за швидкого згасання збурення у ґрунті.

Незрівноважені сили інерції відцентрових компресорів, насосів внаслідок їх високої частоти особливо швидко згасають при проходженні через ґрунт, як правило, не викликають резонансних вібрацій обладнання цеху. Методи зменшення вібрацій цих машин і їх фундаментів достатньо докладно розглянуті в роботах [1, 2].

Значно великі амплітуди і радіус розповсюдження збурень мають сили інерції від поршневого нагнітального машин. Вони обумовлені в основному прискореннями поршня, кривошипа і шатуна. Сили інерції з'являються при зміні швидкості за величиною або напрямком, пропорційні їх масам або моментам інерції і величинам прискорень. Прискорення ланок кривошипно-повзунного механізму зростають зі збільшенням числа обертів вала машини, тому сили інерції, що викликають вібрації обладнання, особливо великі при роботі швидкохідних нагнітальних установок. Разом з тим, слід відмітити, що швидкість згасання збурювальних сил при передачі їх через ґрунт збільшується зі збільшенням частоти. Таким чином, радіус сейсмічних коливань, що передаються швидкохідними машинами, значно менший радіуса сейсмічних коливань, збурюваних силами такої ж амплітуди від тихохідних машин.

Частота збурення вібрацій обладнання цими силами залежить від частоти обертання вала нагнітача n і числа його циліндрів k .

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60} k . \quad (8)$$

Збурювальні зусилля від сил інерції носять в основному бігармонічний характер, тобто мають не більше двох гармонічних складових. Типовий спектральний аналіз збурення від незрівноважених сил інерції поршневого нагнітача наведено на рис. 4.

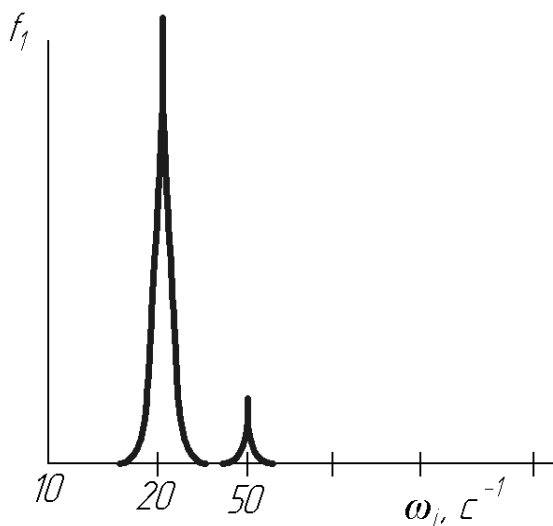


Рис. 4. Спектр збурення від незрівноважених сил інерції поршневого компресора

На відміну від збурень незрівноваженими силами інерції машин, збурення від пульсуючого потоку газу або рідини можуть проявлятися на значній, інколи більше 100м, відстані від нагнітальних установок. Це обумовлено тим, що пульсація тиску і швидкості продукту, що транспортується по трубопроводах, створювана поршневим нагнітачем, має незначне згасання амплітуд по довжині трубопроводу, оскільки швидкість згасання сут-

тво залежить від числа і роду неоднорідних включень трубопровідної лінії. Взаємодіючи з неоднорідностями трубопроводу (кути повороту, зміна діаметрів, трійникові з'єднання, діафрагми, апарати), пульсуючий потік викликає зусилля, що передаються на усю трубопровідну систему, а також через опори і ґрунт на інше обладнання і будівельні конструкції.

Збурення від пульсації потоку продукту, що транспортується через трубопровідні системи, визначається ступінню нерівномірності потоку і характеристиками неоднорідностей, в яких виникають реактивні збурювальні зусилля. Так, наприклад, зусилля, що виникають в куті повороту труби від змінної складової тиску, визначаються наступним чином

$$f(\omega t) = \Delta P(\omega t) \cdot A \cdot \sin \alpha, \quad (9)$$

де: $\Delta P(\omega t)$ – змінна складова тиску; A – ефективна площа поперечного перерізу трубопроводу у куті повороту; α – кут повороту.

На відміну від збурень, викладених вище, збурення від пульсуючого потоку носять полігармонічний характер. Приклад спектрального складу таких збурень наведений на рис. 5.

Враховуючи широкий діапазон частот вільних коливань трубопроводів, можна стверджувати, що найбільша ймовірність виникнення резонансних вібрацій спостерігається у трубопроводах поршневих нагнітальних установок. Діапазон частот, в якому можуть виникати ці вібрації, визначається загальною частиною діапазонів частот коливань газового потоку і частот вільних коливань ділянок трубопроводів, характерних для обов'язок поршневих компресорів і насосів.

Діапазон частот коливань газового потоку суттєво залежить від моменту відкриття клапана циліндра поршневого нагнітача. При збільшенні часу до моменту відкриття клапана число гармонічних складових, що беруть участь в процесі коливання потоку, збільшується і, відповідно, розширюється спектр частот збудження елементів трубопровідної системи. Тому резонансні вібрації частіше спостерігаються в елементах ліній нагнітання поршневих компресорів, чим в елементах ліній

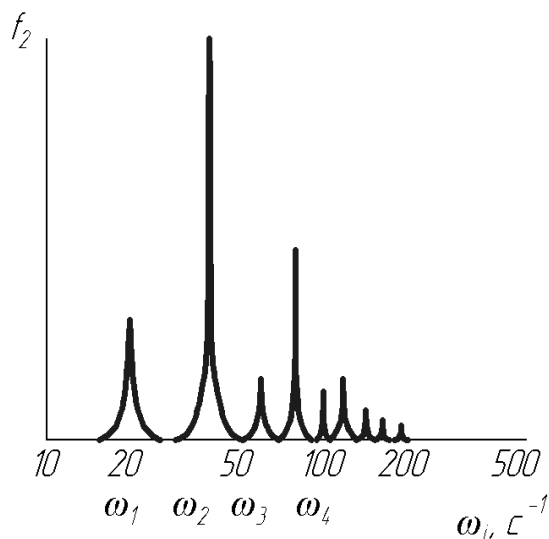


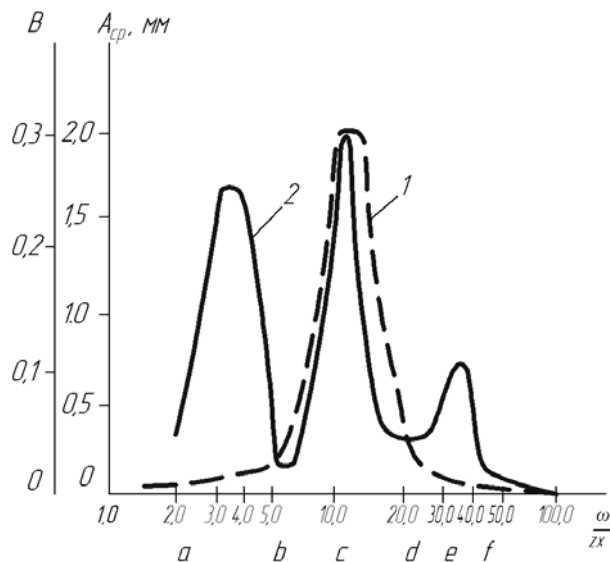
Рис. 5. Спектр збурення від пульсації потоку середовища в трубопроводі.

всмоктування. Оскільки момент відкриття клапана знаходиться в певній залежності від ступеня стиску, що здійснюється компресором, то в лініях нагнітання резонансні вібрації більш вірогідні у машин з більшою ступінню стискання. Число частот збурення газового потоку в цих лініях може досягти 20-25 (в середньому 12-15), а значення цих частот знаходяться в межах від 2 до 120 Гц.

Як показують статистичні розрахунки, найбільш розповсюджені збурення прогонів трубопроводів на нафтогазових виробництвах наступні: перші частоти вільних згинальних коливань знаходяться в межах 10-20 Гц, другі – в межах 35-45 Гц, треті – в межах 70-140 Гц.

Таким чином, наведені вище цифрові дані свідчать: резонансні коливання трубопроводів поршневих нагнітачів здійснюються за першою та другою і рідко за третьою формами.

Характеристики вібрацій і задачі їх вимірювання. На рис.6 наведені результати статистичної обробки багаточисельного вимірювання згинальних коливань трубопроводів поршневих компресорних установок. Крива 1 характеризує розподіл середньостатистичних амплітуд вібрацій по частотам, а крива 2 – розподіл ймовірності появи вібрацій на цих частотах.



1 – розподіл середньостатистичних амплітуд вібропереміщень;

2 – розподіл ймовірності появи вібрацій на частотах

Рис. 6. Результати статистичної обробки вимірювання згинальних коливань трубопроводів

Аналіз цих кривих [3] свідчать:

- верхня границя амплітудного діапазону вібропереміщень трубопроводів дуже велика і досягає 2 мм; мінімальна величина вібропере-

міщень визначається нормативними матеріалами на вібрацію трубопроводів і складає 0,02 мм.

- частотний діапазон вібрації складає 2-70 Гц.
- на частотах, що відповідають областям “а – б”, “с – d”, “е – f” спостерігається підвищена ймовірність вібрації. В області “а – б” вона обумовлена наявністю в цьому діапазоні гармонік пульсуючого потоку, викликаних найбільш розповсюдженими швидкостями обертання вала компресора 120-360 хв⁻¹, що мають найбільш значні амплітуди. В області “с – d” ймовірність вібрації пояснюється наявністю в цьому діапазоні перших власних частот трубопроводів, що часто спостерігається (10-20 Гц) і, нарешті “е – f” – наявність в ній других власних частот трубопроводів.
- крива 1 показує, що діапазон частот найбільш інтенсивних вібрацій складає 10-20Гц, тобто співпадає з діапазоном найбільш розповсюджених перших власних частот перегонів трубопроводів.

Наведений аналіз статистики амплітуд і частот згинальних коливань показує, що при можливості появи вібрацій в діапазоні 2-70 Гц, найбільш часто резонансні вібрації зустрічаюся в областях 10-20 і 30-45 Гц. Ці частоти відповідають першим і другим формам коливань прогонів трубопроводів, що мають найбільш характерні для галузі параметри.

Крім амплітуд і частот коливань трубопровідні прогони характеризуються також добротністю Q . Ця величина, зворотна коефіцієнту демпфування ε , характеризує чутливість системи до збурення в резонансних умовах

$$x(\omega - \omega_i) \approx f(\omega) \cdot Q. \quad (10)$$

Для трубопроводів вона характеризується втратами на внутрішнє тертя в матеріалі трубопроводу і на зовнішнє тертя в матеріалі трубопроводу і на зовнішнє тертя. Для боротьби з резонансними вібраціями знання цієї величини є необхідним, оскільки по ній можна розраховувати, який вид згасання необхідно внести в систему, щоб амплітуда вібрації зменшилась.

Добротність закріплених ділянок трубопроводів знаходиться в області від 50 до 400.

Резонансні моногармонічні коливання характеризуються трьома параметрами:

віброзміщення

$$x = X_0 \sin \omega t, \quad (11)$$

де: X_0 – амплітуда віброзміщення;

віброшвидкість

$$\dot{x} = X_0 \omega \cos \omega t, \quad (12)$$

де: $X_0 \omega$ – амплітуда віброшвидкості;

вібприскорення

$$\ddot{x} = -X_0 \omega^2 \sin \omega t, \quad (13)$$

де: $X_0 \omega^2$ – амплітуда віброприскорення.

Ступінь небезпеки вібрацій характеризується амплітудами цих параметрів відповідно X_0 , $X_0 \omega$, $X_0 \omega^2$. Таким чином, вимірювання амплітудних значень цих параметрів і знаючи частоту збурення резонансних коливань $\omega_i = \omega_0$, можна визначити амплітудні значення нормованого параметра.

Слід відмітити, що більшість приладів для вимірювання параметрів вібрації показують діючі значення коливань, частоту і амплітуди.

Трубопровідні системи мають просторову конфігурацію, тому збурення згинальних коливань прогонів трубопроводів може здійснюватися по обох взаємно перпендикулярних осях площини, перпендикулярної осі трубопроводу. В окремих випадках ці коливання можуть співпадати по фазі, і тоді результуюча амплітуда вібрації визначається за формулою

$$A_{\max} = (x^2 + z^2)^{\frac{1}{2}}, \quad (14)$$

де: x і z – амплітуди коливань по осям, перпендикулярним осі трубопроводу.

Для визначення ступеня небезпеки вібрацій обладнання, трубопровідних прогонів зокрема, необхідний регулярний контроль їх параметрів. Для цього необхідне вимірювання амплітуд максимальних вібропереміщень елемента обладнання. При розробленні засобів зменшення резонансних вібрацій необхідно також вимірювання частоти вимушених коливань, форм, частот вільних коливань і коефіцієнта демпфування елементів системи.

Вимірювання параметрів вібрації обладнання на нафтогазових підприємствах є достатньо складною технічною задачею.

Особливістю вимірювання вібрацій на компресорних станціях нафтогазових виробництв є вимога до вибухозахищених контрольно-вимірювальних приладів. Вимірювання ускладнюються високим рівнем різних перешкод, найбільш інтенсивним із яких є електромагнітні перешкоди від машин привода компресорів.

Умови, в яких виконується вимірювання параметрів вібрації, характеризуються також великою різноманітністю складу і властивостей середовища, її агресивністю, високою температурою.

Температура газу і трубопроводів біля циліндрів компресора досягає 400^0 К, в той же час елементи трубопровідної системи, що знаходяться поза приміщеннями зазнають коливань температури навколишнього середовища. В результаті діапазон температур, що діють при ви-

мірюванні вібрації, складає 400-220⁰К. Нижня границя цього діапазону змінюється в залежності від кліматичних зон.

Викладені характеристики і умови вимірювання вібрацій дозволяють сформулювати вимоги до вимірювальних приладів, щоб здійснювати надійний контроль вібрацій компресорного обладнання та трубопровідних систем, а також розробляти заходи для зменшення діапазонів вібрацій і запобігання умов виникнення резонансних явищ.

Література

1. Алексеев А.П. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении / А.П.Алексеев, А.М. Казаков, Н.Н. Колотилов. – М.: Машиностроение, 1970. – 311 с.
2. Мызин Н.И. Вибрация газоперекачивающих агрегатов / Н.И. Мызин, А.В.Скварковский, Ю.П. Чудилов. – М.: Недра, 1973.
3. Якубович В.А. Особенности измерения вибрации трубопроводов на компрессорных станциях нефтяной промышленности / А.А.Якубович. – М.: МДНТП, Вибрационная техника, 1972.
4. ГОСТ 32388-2013 Трубопроводы технологические. Нормы и методы расчета на прочность, вибрацию, и сейсмические воздействия. Межгосударственный стандарт. Дата введения 2014-08-01.
5. Кухтенко Ю.И. Снижение уровня вибрации трубопроводов насосной станции / Ю.И. Кухтенко // Нац. техн. унив. «Харьковский политехнический институт» Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – Т.5. – С.39-42.
6. Фик А.С. Анализ повреждений технологических трубопроводов компрессорных станций / А.С. Фик, П.С. Кунина, А.В. Бунякин // Кубанский техн. университет. Фундаментальные исследования. – 2007. – №4.
*Стаття надійшла до редакційної колегії 10.11.2016 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., професором Артимом В.І.,
к.т.н., доцентом Тарабариним П.В.*

SPECIAL ASPECTS OF OBJECT'S VIBRATION OF PIPELINE SYSTEM OF OIL AND GAS PRODUCTION FIELDS

V. T. Ivaschenko, V. I. Slobodyan, M. M. Lyakh

Ivano-Frankiv'sk National Technical University of Oil and Gas;

76019, Ivano-Frankiv'sk, st. Carpats'ka, 15;

ph: +380(342)-72-71-47; e-mail: mechmash@nung.edu.ua

Dynamic characteristics of the objects of pipeline systems of oil and gas production fields and the operation modes of initiation of vibration in systems with lumped parameters such as machines and pipeline fittings and supporters and in systems with distributed parameters such as linear parts

of pipelines, columns and beams of construction are observed. It's figured out that fluctuation of the objects is determined by excitation characteristics such as spectral content of excitation force and frequency characteristics of system.

Key words: *waving, excitation, amplitude and frequency of excitation, characteristics of vibration, resonance of vibration.*