

14. Иванов В.Н., Иванов В.В., Панов Н.И., Третьяков А.П. *Конструкция и динамика тепловозов.* – М.: Транспорт, 1968. – 288 с. 15. Малинов М.С., Куликов Ю.А., Черток Е.Б. *Охлаждающие устройства тепловозов.* –

М.: Машиз, 1962. – 260 с. 16. Кейс В.М., Лондон А.А. *Компактные теплообменники.* – М.: Энергия, 1967. – 224 с. 17. *Тепловозы: Конструкция, теория и расчет / Под ред. Н.И. Панова.* – М.: Машиностроение, 1976. – 386 с.

УДК 622.691.4.052.012-84

А.А. Гарагуль, інж.

ВІБРАЦІЙНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ ТА ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРАХ

Газомотокомпресори (ГМК) типу 10 ГКН(А) потужністю 1100 кВт складають основний парк поршневих газоперекачувальних агрегатів у газовій промисловості України. Вони широко застосовуються у компресорних цехах (КЦ) дожимних компресорних станцій (ДКС), станцій підземного зберігання газу (СПЗГ), установок видобутку і переробки газового конденсату. Загальна кількість агрегатів, що знаходяться в експлуатації, перевищує 250. Позитивними особливостями ГМК, які обумовили їх широке застосування, є стабільність експлуатаційних характеристик, можливість використання як палива супутніх газів та газів, які є побічним продуктом виробництва, порівняно високий к.к.д.

Значний вплив на надійність і ресурс ГМК мають динамічні процеси в циліндропоршневій групі (ЦПГ), які у свою чергу залежать від будови ГМК, їх технологічної досконалості, якості експлуатації та ін. Тому актуальними є дослідження у напрямку зниження динамічних навантажень у ЦПГ ГМК. Відомі публікації у цьому напрямку, на жаль, не охоплюють усього комплексу питань, від яких залежить надійна експлуатація ГМК [1].

Як один з перших прикладів створення засобів діагностування ЦПГ силової частини (СЧ) газомотокомпресорів можна навести роботу [2]. Запропонована ймовірно-статистична модель силової ЦПГ ГМК, структура і склад автоматизованого діагностичного комплексу, технічні вимоги до засобів діагностики. Але метод не набув поширення через відсутність на той час засобів обчислювальної техніки, які могли б бути застосовані в умовах компресорних станцій (КС).

Перший портативний діагностичний прилад СВІК-ГМК, розроблений на основі патентів [3, 4], широко впроваджений на КС. Використання аналогової елементної бази у приладі дозволило реалізувати лише найпростіший алгоритм діагностування, що обмежує його ефективність. Тому потребують подальшого розвитку методи і засоби вібраційної

діагностики ГМК, які б поєднали високу достовірність діагностування з простотою і зручністю у використанні.

Метою цієї статті є дослідження можливих нових шляхів зниження динамічних навантажень ГМК на основі виявлення та усунення причин, що їх викликають, з використанням сучасних методів і засобів діагностування.

ГМК 10ГКН поєднує в одному агрегаті горизонтальний крейцкопфний п'ятициліндровий компресор подвійної дії (компресорна частина – КЧ) і газовий двигун, який складає СЧ, причому конструкція СЧ повністю підпорядкована потребам КЧ. Силова частина ГМК 10ГКН являє собою двотактний V-подібний десятициліндровий газовий двигун з петльовим продуванням, сумішоутворенням безпосередньо в циліндрі та іскровим запалюванням.

Особливістю конструкції кривошипно-шатунного механізму (КШМ) ГМК, від якої залежать його динамічні властивості, є використання компресорного шатуна як корінного, а шатуни силових циліндрів є причіпними. Тому основна частина потужності, виробленої силовими циліндрами однієї секції, споживається компресорним циліндром цієї ж секції, а через колінвал (КВ) передається лише миттєвий надлишок або дефіцит потужності.

Нерівномірний розподіл потужності між силовими циліндрами (СЦ) найбільшою мірою визначає динамічні та вібраційні характеристики ГМК. Це явище обумовлене індивідуальною подачею паливного газу у СЦ, тому регулювання максимального тиску згоряння (p_z) кожного СЦ також має бути індивідуальним і спрямованим на рівномірний розподіл тисків. Допустима різниця p_z між СЦ складає 0,6 МПа на номінальній потужності і до 0,8 МПа при 0,75 номінальній потужності.

Нерівномірність p_z у кожному окремому СЦ від циклу до циклу обумовлена як недостатнім часом для утворення однорідної пальної суміші, так і нерівномірним надходженням паливного газу внаслідок

недостатньої герметичності газовпускних клапанів (ГВК). Через те що до ГВК прикладається повний тиск p_z , вимоги до його герметичності дуже високі. Герметичність ГВК порушується у процесі експлуатації через механічний та ерозійний знос пари клапан-сідро. Це призводить до прориву частини продуктів згоряння у паливний газ, а тому наступний робочий цикл відбувається зі зниженим p_z . Далі процес повторюється. На рис. 1 наведено приклад індикаторних діаграм («гребінок») силових циліндрів з різним технічним станом ГВК. Діаграми одержані за допомогою поршневого індикатора тиску «майгак». Зверху над «гребінками» надписані середні значення тиску згоряння p_z , під гребінками – температури відпрацьованих газів $T_{гз}$, у білих прямокутниках на фоні «гребінок» – номери циліндрів.

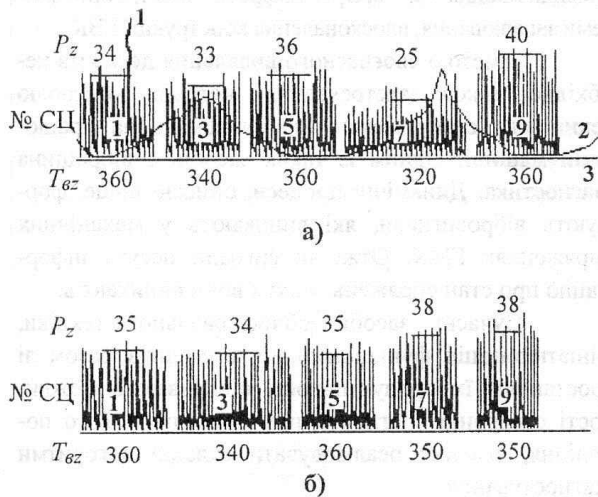


Рис. 1. Приклад індикаторних діаграм циліндрів непарного ряду ГМК 10ГКНА:

а) до заміни ГВК 7-го СЦ, б) після заміни:

1 – цикл з детонацією на маслі; 2 – розгорнута індикаторна діаграма («протяжка»); 3 – атмосферна лінія

З індикаторної діаграми а) видно, що 7-й СЦ має значну нерівномірність p_z , циліндр не реагує на збільшення подачі газу. Після заміни ГВК 7-го СЦ тиск p_z став більш рівномірним. Робочий процес всіх циліндрів став більш стійким, хоча нерівномірність тиску складає близько 10%.

На сталому режимі роботи ГМК наповнення кожного з циліндрів повітрям постійне, тому коефіцієнт надлишку повітря α у кожному циклі залежить від рівномірності подачі паливного газу. Вплив нерівномірної подачі паливного газу на p_z посилюється залежністю швидкості і повноти згоряння газоповітряної суміші від коефіцієнту α (рис. 2) [5]. Тому, через уповільнення процесу згоряння, робочі цикли зі зменшеною подачею паливного газу мають

вигляд, подібний до пізнього запалювання (лінія 2 на рис. 1, а).

Дефекти системи запалювання також впливають на рівномірність розподілу навантаження між СЦ. Крім загально відомих дефектів, таких, як вихід з ладу свічок запалювання та несправності електричної схеми, для тиристорної системи запалювання ГМК характерним є дефект, обумовлений використанням у її складі магнітоелектричного датчика запалювання. Через нерівномірність магнітного зазору між ротором і статором керуючі імпульси у каналах запалювання різних циліндрів мають різну амплітуду. Через це імпульси запалювання формуються з різним зсувом по фазі. Як наслідок, кути випередження запалювання окремих циліндрів можуть відрізнятися один від одного на 15...20°.

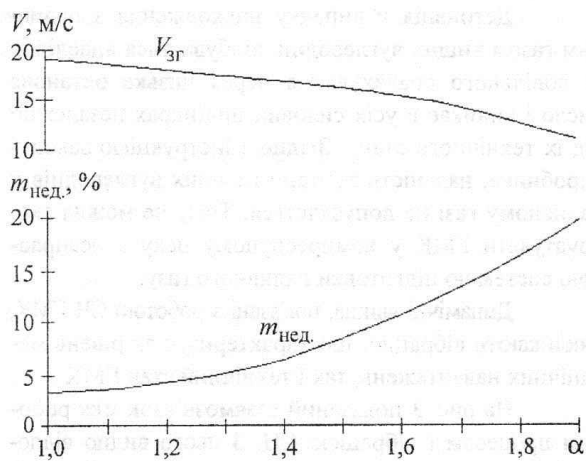


Рис. 2. Залежність швидкості V_{gr} і неповноти згоряння m_{ned} метано-повітряної суміші від коефіцієнту надлишку повітря α

Однією з причин динамічних перевантажень у СЧ є детонаційне горіння. З практики експлуатації газових двигунів відомі три основні причини його виникнення: калильне запалювання, детонація на маслі і надходження у паливну систему конденсату.

Калильне запалювання виникає через відкладення нагару, що утворився у циліндрі внаслідок тривалої роботи з неповним навантаженням, або при пізньому запалюванні, і при надлишковому надходженні масла. У разі збільшення подачі паливного газу в циліндр, через підвищення температури і тиску, нагар починає тліти і викликає передчасне (задовго до ВМТ) спалахування пальної суміші. Це викликає підвищення p_z до 8,0...10,0 МПа і різкі удари у ЦПГ при перекладанні поршня.

Детонація на маслі виникає внаслідок надмірного надходження масла в циліндр разом з продувальним повітрям або через несправні маслорознімні і компресійні кільця, а також через зазори,

збільшені внаслідок зносу циліндра і поршня. Така детонація може не виникати на пізньому запалюванні, коли максимальні температура і тиск у циліндрі знижені. При спробі збільшення кута випередження завалювання зростають тиск і температура у циліндрі. Масло починає горіти. Оскільки згорання масла починається після запалювання робочої суміші, при досягненні тиску у циліндрі близько 3,0 МПа (дослідні дані) основна його кількість згоряє після перекидання поршня, тому удари у циліндрах слабші порівняно з випадком калильного запалювання. Проте P_z при цьому може сягати 8,0 МПа, що значно перевищує максимальний робочий тиск – 5,1 МПа. На діаграмі 1 рис. 1, а видно, що внаслідок різкого удару виникли коливання пишучого механізму майгака у поперечному напрямку.

Детонація у випадку надходження з паливним газом вищих вуглеводнів відбувається внаслідок їх довільного спалахування через низьке октанове число і виникає в усіх силових циліндрах незалежно від їх технічного стану. Згідно з інструкцією заводу-виробника, наявність пентану і вищих вуглеводнів у паливному газі не допускається. Тому не можна експлуатувати ГМК у компресорному цеху з несправною системою підготовки паливного газу.

Динамічні явища, пов'язані з роботою СЧ ГМК, викликають вібрацію, що характеризує як рівень механічних навантажень, так і технічний стан ГМК.

На рис. 3 показаний взаємозв'язок між робочим процесом і вібрацією СЦ. З нього видно відповідність між нормальною складовою поршневої сили 2 та вібрацією 3 корпусу СЦ. Початок пакетів імпульсів

при перекиданні поршня після ВМТ та НМТ відстає від моментів переміни знаку нормальної складової поршневої сили на 5...7°, що визначається часом, необхідним для перекидання поршня.

Шляхами зменшення динамічних навантажень є підтримання оптимального режиму СЧ ГМК і виконання періодичних вібраційних діагностувань з метою виявлення дефектних вузлів.

Підтримання оптимального робочого процесу СЧ ГМК сприяє, через зменшення динамічних навантажень, підвищенню його експлуатаційної надійності та подовженню ресурсу. Основними заходами для досягнення цієї мети є: поточне регулювання силової частини, виявлення і своєчасне усунення дефектів, а також модернізація вузлів ГМК, наприклад, впровадження системи регулювання співвідношення газ-повітря, цифрової електронної системи запалювання, вдосконалення конструкції ГВК.

З метою своєчасного виявлення дефектів необхідно також застосування методів контролю технічного стану механічних спряжень на працюючій машині. Одним із таких засобів є вібраційна діагностика. Динамічні процеси, описані вище, формують вібро сигнали, які виникають у механічних спряженнях ГМК. Отже ці сигнали несуть інформацію про стан спряжень, у яких вони виникають.

Сучасні засоби обчислювальної техніки, мініатюризація функціональних елементів разом зі зростанням їх продуктивності відкривають можливість створення діагностичних приладів нового покоління, здатних реалізовувати складні алгоритми діагностування.

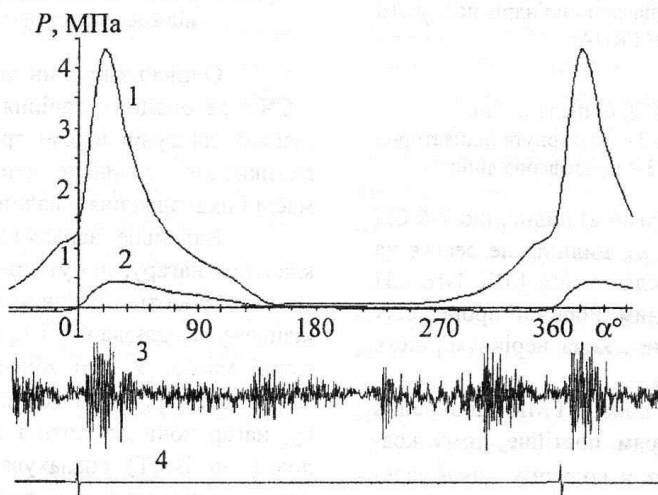


Рис. 3. Суміщена діаграма поршневої (1) та нормальної (2) сил та віброприскорення 1-го силового циліндру ГМК 10 ГКН:

- 1 – поршнева сила; 2 – нормальна складова поршневої сили;
- 3 – сигнал віброприскорення на корпусі 1-го СЦ; 4 – відмітка ВМТ 1-го СЦ

Автором запропоновані ефективні алгоритми визначення причин збільшення вібрації та виявлення діагностичних ознак зародження дефектів [6, 7, 8]. Показано, що шумова складова спектру вібрації як показник технічного стану вузла може бути більш чутливою, ніж складові, обумовлені коливаннями деталей на власних частотах. Ця її властивість обумовлена тим, що енергія вібрації, яка утворюється внаслідок тертя, пропорційна силі тертя:

$$E_v \sim F_{тр} = P_n \mu = P \operatorname{tg} \beta_1 \mu,$$

де E_v – енергія вібрації; $F_{тр}$ – сила тертя між поршнем і циліндром; P_n – нормальна складова поршневої сили; μ – коефіцієнт тертя; P – поршнева сила; β_1 – кут між шатуном і віссю циліндра. Схема сил, що діють у поршневій головці шатуна, подана на рис. 4 (для спрощення рисунку сили інерції не показані). Величина коефіцієнта тертя залежить від стану поверхонь, що труться, і якості їх змащування. Отже цей показник безпосередньо пов'язаний з технічним станом контролюваного вузла.

Для СЦ експериментально визначені власні резонансні частоти циліндра, поршня і шатуна, виявлена вільна від цих частот смуга шумових складових спектру вібрації СЦ [7].

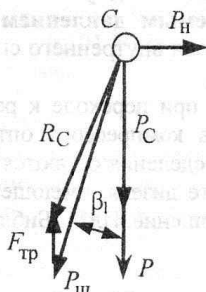


Рис. 4. Схема сил, що діють у поршневій головці шатуна: P – сила тиску газів; P_n – нормальна сила; $P_{ш}$ – сила, що діє вздовж шатуна; β_1 – кут між віссю шатуна і віссю силового циліндра; $F_{тр}$ – сила тертя; R_c , P_c – результуючі значення сил у точці С

Викладений вище аналіз головних причин виникнення вібрацій як показників технічного стану ГМК, якості робочого процесу та систем, які його забезпечують, дозволяють сформулювати основні заходи щодо виявлення та усунення причин виникнення дефектів, зниження динамічних навантажень ГМК. Результати дослідження автора покладено в основу розробки документу [9], де визначено мету та періодичність регулювання СЧ ГМК, викладено методику виконання регулювання СЧ ГМК, систематизовані дефекти ЦПГ та допоміжних систем, які забезпечують її роботу і можуть впливати на якість робочого процесу, та наведені діагностичні ознаки

цих дефектів. Метод пошуку діагностичних ознак дефектів за шумовими складовими спектру вібрації, запропонований автором, покладений в основу нових алгоритмів діагностування, які заплановано використати у діагностичному приладі нового покоління.

Висновки. Запропоновані заходи зниження динамічних навантажень ГМК. Зроблений поглиблений аналіз чинників, які впливають на робочий процес і, як наслідок, на динамічні навантаження та вібрації ГМК, а отже, на технічний стан ЦПГ і КШМ. Описаний причинно-наслідковий зв'язок розвитку вібрацій. Виявлені механізми формування вібраційних сигналів, які покладені в основу методу визначення діагностичних ознак дефектів.

Подальші дослідження доцільно вести у напрямку вдосконалення методів та технічних засобів вібродіагностики, створення портативного пристрою для контролю робочого процесу в циліндрах двигуна та компресора.

Список літератури:

1. Проклов И.А. Исследование неравномерности загрузки цилиндров газомотокомпрессоров на компрессорных станциях магистральных газопроводов. Автореф. дис. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. М., 1974, 26 с.
2. Горелов В.В. Функциональная вибрационная диагностика силовой цилиндропоршневой группы газомотокомпрессоров. Автореф. дис. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. М., 1987. – 20 с.
3. А.С. № 1296892 (СССР) Устройство для диагностики циклических механизмов / Божко А.Е., Бойко М.В., Полищук О.Ф., Сапрыкин С.А. – Оpubл. в Б.И. – 1987. – № 10.
4. Патент № 1741007 (Россия) Способ диагностирования цилиндропоршневой группы газомотокомпрессора / Бойко М.В., Делюсто С.Л., Козак Р.В., Сапрыкин С.А. – Оpubл. в Б.И. – 1993. – № 22.
5. Генкин К.И. Газовые двигатели. М., Машиностроение, 1977. – 196 с.
6. Саприкин С.О., Гарагуль А.А. Вібраційна діагностика поршневого двигуна // Двигуни внутрішнього згорання. – 2002. – №1. – С. 66–70.
7. А.А. Гарагуль. Дослідження вібраційних характеристик циліндропоршнєвої групи газомотокомпресорів 10 ГКН // Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наукових праць. – Харків, 2002. – С. 173–178.
8. А.А. Гарагуль. Дослідження вібрації силових циліндрів ГМК 10ГКН // Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наукових праць. – Харків, 2003. – С. 169–172.
9. СТП 320.00158764.042-2003. Інструкція з регулювання силової частини газомотокомпресорів 10ГКН в ДК «Укргазвидобування». Саприкин С.О., Гарагуль А.А. (керівник розробки), Галій С.І. Київ, 2003. – 19 с.