

Рис. 4. Залежність характеристики K_{IC} від висоти

Таким чином на основі вищенаведеного можна зробити такі висновки:

1) якщо при підрахунку руйнівного напруження σ^* за формулою (4) на циліндричному зразку з кільцевою тріщиною задовольнятиметься умова $\sigma^* \leq \sigma_{0,2}$, то на такому зразку за формулами (5) і (6) можна коректно підрахувати значення K_{IC} матеріалу, яке є інваріантним до K_{IC} , встановленого після випробувань великогабаритного циліндричного зразка, для якого діаметри D і d визначають за формулою (3). Значення розмірів D і d , визначені запропонованим методом є меншими на 15% від рекомендованих;

2) використання циліндричного зразка підвищеної міцності та твердості з кільцевою канавкою (заданої глибини та висоти) для заплавлення в'язкого дослідного матеріалу з ініційованою кільцевою тріщиною в цій заправці дозволяє моделювати роботу в'язкого матеріалу в об'ємі твердого, що реалізує крихке руйнування матеріалу заправки та коректне визначення K_{IC} для зварного з'єднання;

3) отримані величини K_{IC} на запропонованих зразках з нормалізованих трубних сталей 17Г1С і Ст.20 після осьового розтягу показали добру збіжність з результатами випробувань стандартних зразків.

1. Браун У., Сроули Дж. Испытания высокопрочных металлических материалов на вязкость разрушения при плоской деформации. – М.: Мир, 1972. –

наплавок 2с

246с. 2. Standard method of test for plane-strain fracture toughness of metallic materials //Annual Book of Standards. –Philadelphia: ASTM E399-74, 1974. – 432p. 3. ГОСТ 25.506-85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении. –М.:Изд-во стандартов, 1985. – 62с. 4. Механика разрушения и прочность материалов: Справ.пособие: В 4-х т./Под общей ред. Панасюка В.В.–К.:Наукова думка,1988. –Т.3: Характеристики кратковременной трещиностойкости материалов и методы их определения/ Ковчик С.Е., Морозов Е.М. – 436с. 5. Панасюк В.В. Механика квази-хрупкого разрушения материалов. – К.:Наук.думка,1991.–412с. 6. ВБН В.2.3-00018201.04-2000. Розрахунки на міцність діючих магістральних трубопроводів з дефектами. – К.:Держнафтогаз-пром,2000.–57с. 7. Козут М.С., Лебідь Н.М. Деякі уточнення методики визначення статичної тріщиноотривкості матеріалів//Фіз.-хім. механіка матеріалів.–1997.–№2.–С.123–125. 8. Оцінка тріщиностійкості магістральних трубопроводів за критичними коефіцієнтами інтенсивності напружень/Є.І. Крижанівський, В.П. Рудко, О.О. Онищук, Д.Ю. Петрина//Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ.–2003.–№1(6).–С.6–11. 9. Черепанов Г.П. Механика хрупкого разрушения. –М.:Наука, 1974.–640с.

УДК 658.58:621.165

МЕТОД ДІАГНОСТУВАННЯ ЗНОШЕННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА ГПА НА ОСНОВІ ГАЗОДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ

© Дубровський В. В., 2004
НДПІАСУтрансгаз (м. Харків)

© Ільченко Б. С., Хрїтін А. Г.

НДЦ діагностування і оптимального керування експлуатацією газоперекачувального обладнання
НДПІАСУтрансгаз (м. Харків)

Описано метод визначення величини зношення ущільнення покривного диску, його впливу на функціонально-технічні характеристики відцентрового нагнітача природного газу магістрального газопроводу. Наведено результати апробації методу в умовах експлуатації

Для економічної і надійної експлуатації газоперекачувального обладнання необхідно знати фактичні функціональні параметри режиму роботи як

газоперекачувального агрегату (ГПА) в цілому, так і його основних агрегатів: газотурбінної установки (ГТУ) і відцентрового нагнітача (ВЦН). Одним з

найбільш важливих функціональних параметрів ГПА є витрата компримованого газу, але індивідуальний вимір цього параметру є неможливим за технічними умовами.

Рішенням цих задач може бути розрахунок функціональних параметрів режиму роботи ГПА за фактичними характеристиками, що враховують зміну фактичного стану ВЦН та ГТУ. Особливе значення при цьому має дослідження зношення елементів проточної частини ВЦН та його вплив на витратно-напірну та ККД-характеристики. В даний час коригування характеристик відцентрового нагнітача здійснюється на основі інтегральних залежностей, що не враховують зношення окремих елементів проточної частини ВЦН або на основі періодично проведених теплотехнічних випробувань [1]. Однак теплотехнічні випробування не забезпечують необхідної вірогідності оцінки функціонально-технічного стану ВЦН тому, що ґрунтуються на визначенні витрати компримованого газу за перепадом тиску на конфузори, який не є вимірним пристроєм і дає похибку при визначенні витрати до 20 %. Визначити фактичний функціонально-технічний стан ВЦН можливо на базі створення розрахункових методів діагностування найбільш зношуваних елементів проточної частини ВЦН та врахування їх впливу на експлуатаційні характеристики.

Для проточної частини ВЦН найбільш характерними є такі зміни у технічному стані:

- зношення входних направляючих апаратів,
- зношення робочих лопаток,
- зношення диску робочого колеса,
- зношення лопаткових або безлопаткових дифузоров,
- зношення вусиків в лабиринтових ущільненнях покривного диску.

Як показують експериментальні дослідження, найбільш істотний вплив на зміну функціональних параметрів режиму роботи ВЦН має зношення ущільнень покривного диску. Експериментально доведено [2], що робочі колеса нагнітачів виходять з ладу до того, як ступінь ерозійного зношення інших елементів проточної частини досягне рівня, що істотно знижує коефіцієнт корисної дії.

З огляду на вищесказане, ставиться задача розробити розрахункову модель, яка дозволить чисельно оцінити вплив збільшення площі проміжку в ущільненні покривного диску на функціонально-технічні характеристики у всьому діапазоні можливих робочих режимів нагнітача. Модель повинна ґрунтуватися на штатно виміряних індивідуальних параметрах ГПА, інформації про склад і властивостях природного газу та геометричних параметрах проточної частини ВЦН.

В основі побудови моделі ВЦН пропонується використовувати газодинамічний розрахунок проточної частини нагнітача в одновірній постановці. Газодинамічний розрахунок побудований як послідовний розрахунок термодинамічних параметрів газу на таких перерізах: за входним направляючим апаратом, на вході у робоче колесо, на виході з робочого колеса, на вході у лопатковий (безлопатковий) дифузор, на виході з дифузору.

Для проведення розрахунку задаються геометричні параметри нагнітача (у тому числі і величина проміжку ущільнення покривного диска при незношеному стані нагнітача), параметри режиму роботи $P_{вх}$, $P_{вих}$, $T_{вх}$, $T_{вих}$, частота обертання валу ВЦН і компонентний склад газу. Задається початкове значення тиску на виході з направляючого апарату P_0 і при заданих параметрах режиму роботи ітераційно проводиться газодинамічний розрахунок, у якому варіюваним параметром є значення P_0 , а закінчення розрахунку визначається за критерієм мінімальної розбіжності розрахункового і заданого тиску на виході $P_{вих}$.

Розв'язок знаходиться чисельно комбінованим методом січних і діленням навпіл. Усі розрахункові параметри, одержані при проведенні розрахунку для P_0 -кореня приймаються як дійсні.

Термодинамічні параметри у розрахункових перерізах проточної частини визначаються на базі основних рівнянь газодинаміки: збереження маси (рівняння нерозривності), збереження імпульсу, збереження моменту імпульсу, збереження енергії.

Для одновірної стаціонарної течії газу рівняння мають такий вигляд:

$$\text{- збереження маси (рівняння нерозривності)} \\ \rho_1 F_1 C_1 = \rho_2 F_2 C_2; \quad (1)$$

$$\text{- збереження імпульсу} \\ G_1 C_1 = G_2 C_2; \quad (2)$$

$$\text{- збереження моменту імпульсу} \\ G_1 C_{1U} D_1 = G_2 C_{2U} D_2; \quad (3)$$

$$\text{- збереження енергії (баланс енергії)} \\ i_1 + \frac{C_1^2}{2} = i_2 + \frac{C_2^2}{2}, \quad (4)$$

де індекс „1” відповідає входові в розрахунковий переріз, а індекс „2” – виходові; ρ – густина газу; F – площа перерізу; C – абсолютна швидкість потоку; G – витрата газу; i – ентальпія.

На основі отриманої в результаті газодинамічного розрахунку витрати компримованого газу G_2 , ентальпії на вході $I_{вх}$, теоретичної $I_{кт}$ та дійсної I_4 ентальпії на виході визначаємо потужність нагнітача

$$N_i = G_2 \cdot H_i = G_2 \cdot [I_4 - I_{ex}] \quad (5)$$

і коефіцієнт корисної дії

$$\eta_i = \frac{I_{kt} - I_{ex}}{I_4 - I_{ex}} \quad (6)$$

При проведенні газодинамічного розрахунку невідомими величинами є кут відставання потоку $C_{\Delta W2}$, коефіцієнти, що враховують нерозрахунковий кут натікання потоку в робоче колесо $\zeta_{i\text{рк}}$ та лопатковий дифузор $\zeta_{i\text{лд}}$. Визначення цих втрат пропонується виконувати на основі початкових (паспортних) характеристик, що представляють собою результати експериментального дослідження нагнітача даного типу у початковому стані (який не має експлуатаційного зношення). Такими характеристиками є:

- витратно-напірна характеристика у вигляді залежності міри стискання від зведеної витрати і відносної частоти обертання $Q_{np} = f1(\varepsilon, n_{np})$;

- характеристика потужності у вигляді залежності зведеної потужності від зведеної витрати $N_{np} = f2(Q_{np})$;

- ККД-характеристика у вигляді залежності ККД від зведеної витрати $\eta = f3(Q_{np})$.

Паспортні характеристики нагнітача розбиваються сіткою з рівномірним кроком по лініях однакової зведеної частоти обертання вала ВЦН. Для кожної точки сітки підбираються коефіцієнти втрат таким чином, щоб функціональні параметри, отримані в результаті газодинамічного розрахунку, з заданою точністю співпадали з відповідними даному режиму паспортними. Тобто, вирішується задача мінімізації функціоналу

$$\sqrt{\alpha_1 \cdot (Q_{np}^p(\bar{X}) - Q_{np}^n)^2 + \alpha_2 \cdot (\eta^p(\bar{X}) - \eta^n)^2 + \alpha_3 \cdot (N_{np}^p(\bar{X}) - N_{np}^n)^2} \rightarrow \min, \quad (7)$$

де \bar{X} – вектор варійованих параметрів $\zeta_{i\text{рк}}, \zeta_{i\text{лд}}, C_{\Delta W2}$; $Q_{np}^n, \eta^n, N_{np}^n$ – функціональні параметри ВЦН, отримані на основі паспортних характеристик нагнітача; $Q_{np}^p(\bar{X}), \eta^p(\bar{X}), N_{np}^p(\bar{X})$ – розрахункові значення функціональних параметрів ВЦН, отримані на основі газодинамічного розрахунку за даними значеннями $\zeta_{i\text{рк}}, \zeta_{i\text{лд}}, C_{\Delta W2}$; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – вагові коефіцієнти.

Початкові умови для проведення оптимізаційного розрахунку $\zeta_{i\text{рк}} = 0,5, \zeta_{i\text{лд}} = 0,5, C_{\Delta W2} = 0$ обрані з діапазону допустимих значень. При цьому

область варіювання обмежується значеннями $[0...1]$ для $\zeta_{i\text{рк}}, \zeta_{i\text{лд}}$ і $[-1...1]$ для $C_{\Delta W2}$.

Отримані коефіцієнти втрат і кута відставання потоку, що відповідають мінімумові функціоналу, зберігаються у вигляді двовірних масивів величин: коефіцієнтів втрат у робочих лопатках, коефіцієнтів втрат у лопатковому дифузорі і кутів відставання потоку на виході з робочого колеса, що відповідають вузлові сітки розбивки характеристики нагнітача. Отримані двовірні масиви точок апроксимуються. Так, для коефіцієнту втрат, що враховує вплив нерозрахункового кута натікання у робочому колесі $\zeta_{i\text{рк}}$ для нагнітачів газоперекачувальних агрегатів прийнято таку залежність:

$$\zeta_{i\text{рк}} = \left(\frac{\sin \Delta\beta \cdot \sin \beta_1}{\sin \beta_{1\text{розр}}} \right)^2, \quad (8)$$

де β_1 – фактичний кут входу відносної швидкості потоку у робоче колесо; $\beta_{1\text{розр}}$ – розрахунковий кут відносної швидкості входу потоку у робоче колесо; $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_{1\text{розр}}$.

На рис. 1 наведено розрахункові точки та результат апроксимації на прикладі нагнітача типу 520-12-1. Максимальне відхилення $\zeta_{i\text{рк}}$, розрахованого за залежністю (8), від розрахунків за паспортною характеристикою не перевищує 1 %.

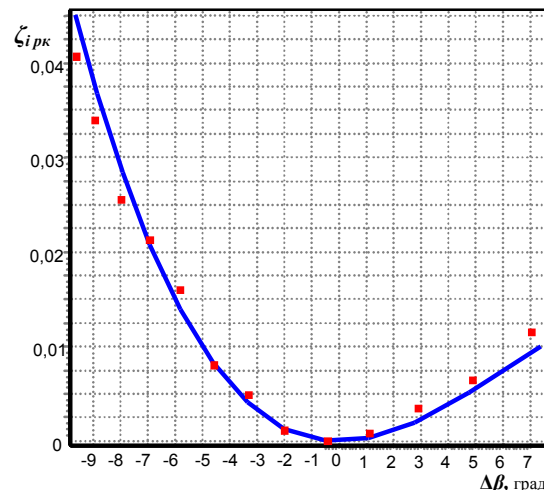


Рис. 1. Залежність коефіцієнту втрат у робочому колесі від різниці між фактичним і розрахунковим кутами відносної швидкості входу потоку в робоче колесо для нагнітача 520-12-1 при номінальній частоті обертання вала ВЦН

Визначення фактичного значення величини проміжку ущільнення покривного диску проводиться на основі штатно вимірюваних параметрів режиму ро-

боти ВЦН.

Розрахунок здійснюється ітераційно за різними величинами проміжків $\delta_{уц}$ в ущільненні покривного диску. При цьому відбувається зміна протікань газу в ущільненні $A_{уц}$ таким чином:

$$DG_{уц} = \mu \cdot p \cdot D_{уц} \cdot \delta_{уц} \cdot c_{уц} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{zP_1 c_{уц}}}, \quad (9)$$

де μ – коефіцієнт витрати в ущільненні, $D_{уц}$ – діаметр ущільнення покривного диску, $\rho_{уц}$ – середня густина газу в ущільненні, Δp – перепад тиску в ущільненні, z – коефіцієнт стискуваності газу, P_1 – тиск на вході в ущільнення, що відповідним чином змінює розрахункову температуру на виході ВЦН та витратно-напірні показники ВЦН, які отримані в результаті розрахунку витрати компримованого газу, потужності і ККД, на базі газодинамічної моделі нагнітача.

На рис. 2 наведена спрощена схема процесу стискування газу в I - S діаграмі з нанесеними характерними тисками і температурами:

- на вході у нагнітач – P_{ex} і T_{ex} ;
- за нагнітачем у випадку 100% ККД – P_k і T_{kt} ;
- за нагнітачем для номінального стану проточної частини на даному режимі роботи – P_k і T_{kmin} ;
- за нагнітачем для гранично зношеного стану проточної частини на даному режимі роботи – P_k і T_{kmax} . Для визначення T_{kmax} приймається зниження ККД на 10 ÷ 15 % у порівнянні з відповідним його значенням для незношеного стану;
- за нагнітачем для стану проточної частини з проміжним ступенем зношення – P_k і T_k .

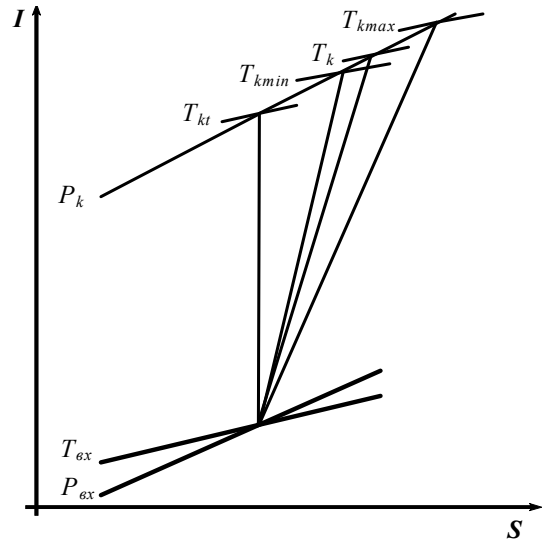


Рис. 2. Спрощена схема процесу стискування газу в ВЦН на I - S діаграмі

Температура T_k , що відповідає реальному станові зношення ущільнень, знаходиться між T_{kmin} і T_{kmax} .

За фактичне значення проміжку в ущільненнях приймається таке, при якому величина розрахункової температури за нагнітачем збігається з фактичною температурою, одержаною безпосереднім вимірюванням на агрегаті.

Отримане в такий спосіб значення проміжку представляє собою узагальнююче значення, що характеризує зношення проточної частини, а отримані витратно-напірні, ККД-характеристики і характеристики потужності ВЦН приймаються як фактичні характеристики нагнітача.

Представлена модель реалізована у програмних комплексах оперативного визначення фактичних характеристик і функціональних параметрів режиму роботи ГПА у складі САУ компресорного цеху та САУ ГПА [3]. Програмний комплекс був впроваджений на двох компресорних станціях – КС "Тарутине" і КС "Ужгород". Розрахункові параметри, отримані на основі представлених моделей програмним комплексом автоматизованого діагностування, були зіставлені з витратами компримованого газу і функціональних параметрів, розрахованими за перепадом на конфузори.

Так, на КС "Тарутине" відносні розбіжності у величинах витрати між розрахованими на основі моделі та обмірюваними давачем витрати "Аннубар" склали 0,5 ÷ 1,5 %.

На КС "Ужгород" вимірювання витрати компримованого газу відсутнє, тому непрямою перевіркою вірогідності розрахунку є порівняння розрахованої витрати паливного газу ГТУ з обмірюваним

значенням. Така перевірка є припустимою, оскільки функціональні параметри режиму роботи ГТУ визначалися на основі фактичної потужності ВЦН, розрахованої згідно з запропонованим методом. Значення витрати паливного газу, розраховане на основі запропонованої моделі відрізнялося від обмірюваного у середньому на 2,9 %.

Все вищенаведене можна в загальному звести до наступного:

1) розроблено методику визначення коефіцієнтів витрат у робочому колесі та лопатковому дифузори відцентрових нагнітачів на основі використання вихідних характеристик нагнітача при незношеному стані;

2) розроблено методику визначення величини зношення елементів проточної частини і фактичних характеристик на основі газодинамічного розрахунку проточної частини нагнітача, що дозволяє розраховувати фактичні функціональні параметри режиму роботи ГПА: витрату компримованого газу, потужність, ККД;

3) проведені на підставі розробленої методики дослідження показали, що розрахунок функціональних параметрів ВЦН, зроблений згідно з запропонованим методом має похибку не більше $3 \div 3,5$ %, що цілком достатньо для рішення технологічних задач;

4) інформація про зношення проточної частини ВЦН та її вплив на функціональні параметри режиму роботи може бути та повинна використовуватись при плануванні й оптимізації режиму роботи ГПА, при переході з ремонтного обслуговування обладнання за регламентом на обслуговування за фактичним станом ГПА.

1. Методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытаниях газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. – Москва: ВНИИГАЗ. – 1999. – 51 с. 2. Колодяжний В.В., Ильченко Б.С., Тумаркин А.Л., Лившиц В.Л. Исследование влияния износа проточной части центробежного нагнетателя ГПА на характеристики функционально-технического состояния на основе имитационного моделирования, Сборник научных трудов Института проблем машиностроения НАН Украины, Харьков, 2000. – С.26. 3. Ильченко Б.С., Тумаркин А.Л., Фролов Б.И. Идентификация параметров фактического режима и диагностика состояний проточной части нагнетателей ГПА в условиях эксплуатации. – Материалы конференции “Нефть и газ Украины-96”, Харьков, 1996. – С.105.

УДК 621.317.63

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МАГНИТНОГО ПОЛЯ КОРТКОЗАМКНУТОГО КОНТУРА НА МАГНИТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛА МАГНИТОПРОВОДА

© Брановицкий И.И., Мацкевич П.Д., 2004
Институт прикладной физики НАН Беларуси

Приведены методика и результаты исследований влияния магнитного поля короткозамкнутого контура на процессы намагничивания в витом магнитопроводе из аморфного магнитомягкого материала

В условиях, когда парк электроэнергетического оборудования, эксплуатируемого в различных отраслях народного хозяйства стран СНГ в значительной степени изношен, важное значение приобретает обеспечение неразрушающего контроля и диагностики этого оборудования, в том числе при его эксплуатации. Надежность и долговечность электрооборудования в значительной степени определяется состоянием его обмоток, о чем свидетельствуют данные, например, таких специализированных организаций, как ALSTOM, ABB TRANSFORMERS и др. Одним из распространенных типов дефекта обмоток являются, как известно, витковые замыкания.

Появление их обычно связано с развитием внутренних дефектов изоляции благодаря воздействию вибраций, тепловых режимов работы изделия и т.д. Наличие короткозамкнутых контуров (КЗК), сцепленных с основным магнитным потоком приводит к снижению надежности работы оборудования, т.к. существует объективная динамика развития указанных контуров с индуцируемыми в них токами значительной величины. Это может привести и приводит к неконтролируемому росту температуры в соответствующих рабочих зонах.

Магнитное поле \bar{H}_k короткозамкнутого конту-