



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **25261** (13) **U**
(51) **МПК (2006)**
F16J 15/34

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під
відповідальність
власника
патенту

(54) УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА ТУРБОКОМПРЕСОРА

1

2

(21) а200611742

(22) 06.12.2006

(24) 10.08.2007

(46) 10.08.2007, Бюл. № 12, 2007 р.

(72) Пшик Василь Романович, Вощенко Роман Борисович, Данилейко Ольга Володимирівна, Гаранжа Валентина Іванівна

(73) ВІДКРИТЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО "СУМСЬКЕ МАШИНОБУДІВНЕ НАУКОВО-ВИРОБНИЧЕ ОБ'ЄДНАННЯ ІМЕНІ М.В. ФРУНЗЕ"

(57) 1. Ущільнення вала турбокомпресора, яке містить аксіально-рухоме ущільнювальне кільце, встановлене в корпусі, і обертове кільце, встановлене на валу, на периферії торцевої поверхні одного з них розташовані напірні канавки з радіусними бічними стінками, яке **відрізняється** тим, що бічні стінки канавок виконані по радіусу R , значення якого визначають з нерівності:

$$\frac{D_1 - D_2}{2} < R < \frac{\pi}{6} (D_1 - D_2),$$

а початок радіусів R бічних стінок канавок розташований на перетині середньої лінії канавок з установчим колом, діаметр $D_{уст.}$ якого

$$\text{визначають з формули: } D_{уст.} = D_k + D_0 - \frac{D_1 - D_2}{2},$$

причому найменший діаметр напірної ділянки визначають із відношення:

$$D_k = D_1 - k \cdot (D_1 - D_2),$$

де $k = \frac{D_1 - D_k}{D_1 - D_2}$ - коефіцієнт ширини напірної ділянки,

оптимальне значення якої знаходиться в межах $0,55 \div 0,7$;

$D_1 - D_2$ - зовнішній і внутрішній діаметр робочої торцевої поверхні ущільнювальної пари торцевого ущільнення;

D_0 - розвантажувальний діаметр торцевого ущільнення;

D_k - найменший діаметр напірної ділянки, на якій виконані канавки.

2. Ущільнення за п. 1, яке **відрізняється** тим, що початки радіусів бічних стінок канавок рознесені між собою на кут φ , який не перевищує 10° .

3. Ущільнення за пп. 1, 2, яке **відрізняється** тим, що канавки додатково оснащені щонайменше одним заглибленням і/або виступом, контури якого симетричні бічним стінкам канавки, причому початок радіуса бічних стінок внутрішнього заглиблення (виступу) виконаний з однієї точки установчого кола, а точки, з яких виконані радіуси бічних стінок канавок, рознесені між собою на кут φ , який не перевищує 10° .

4. Ущільнення за пп. 1, 2, яке **відрізняється** тим, що канавка має змінну глибину від центра до периферії.

Корисна модель відноситься до ущільнювальної техніки і може бути використана в турбомашинах різного призначення для ущільнення обертових валів.

Відома конструкція торцевого самоустановного ущільнення, яка містить встановлене в корпусі аксіально-рухоме кільце з натискними пружинами, а на валу - обертове ущільнювальне кільце, причому поверхня торця останнього забезпечена ущільнюючим пояском і напірною ділянкою, на якій виконані напірні канавки, наприклад, у вигляді ступеня Релея [див. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б.

Овандер и др. - М.: Машиностроение, 1986. - 464с, стор.271 рис.8, 40].

Недоліком такої конструкції ущільнення вала є складність забезпечення необхідного мінімального ущільнювального зазору при проектуванні, що вимагає експериментального підбору кожного нового типорозміру ущільнення. До того ж такі ущільнення проектується тільки для одного напрямку обертання.

Найближчою за призначенням, технічній суті і результату, що досягається, є конструкція ущільнення вала, прийнята за прототип, яка містить встановлене в корпусі аксіально-рухоме кільце з натискними пружинами, а на валу - ущільнювальне

(13) **U**

(11) **25261**

(19) **UA**

обертове кільце, причому поверхня торця одного з них забезпечена ущільнюючим пояском і напірною ділянкою, на якій виконані напірні канавки з радіусними бічними стінками [див. патент DE №3734704A1, МПК⁴ F16J15/34; проспект фірми Feodor Burgmann Dichtungswerke GmbH&Co Су-хие газовые уплотнения, тип DGS для компрессоров].

При проектуванні виникають складності в профілізації напірних канавок ущільнення. Згідно з теоретичним і експериментальним дослідженням найбільшу напірність мають канавки, бічні стінки яких мають оптимальний вхідний кут нахилу рів-

ний $\alpha = 14^\circ \pm 5^\circ$ аналогічно куту нахилу бічних стінок спіральних канавок, які мають найбільшу газодинамічну напірність. Проте вибір форми напірної канавки по одному геометричному параметру затруднений, що значно ускладнює процес проектування і стримує широке промислове використання таких ущільнень в турбокомпресорах.

Пропонована корисна модель направлена на підвищення надійності і розширення функціонального використання ущільнення валу за рахунок забезпечення максимальної напірності і підтримки оптимального робочого зазору в широкому діапазоні робочих параметрів, що дозволить забезпечити широке промислове використання цих ущільнень у турбокомпресорах.

Пропонована конструкція ущільнення валу турбокомпресора містить обертове аксіально-рухоме і ущільнююче кільце, причому на периферії торцевої поверхні одного з них розташовані напірні канавки, бічні стінки яких виконані по радіусу R, значення якого визначається з нерівності:

$$\frac{D_1 - D_2}{2} < R < \frac{\pi}{6} (D_1 - D_2)$$

а початок радіусу R бічних стінок канавок розташований по колу, діаметр $D_{уст}$ якого визначається з формули:

$$D_{уст} = D_k + D_0 - \frac{D_1 - D_2}{2};$$

Причому найменший діаметр напірної ділянки визначається із відношення:

$$D_k = D_1 - k \cdot (D_1 - D_2),$$

де $k = \frac{D_1 - D_k}{D_1 - D_2}$ - коефіцієнт ширини напірної

ділянки, оптимальне значення якої знаходиться в межах $0,55 \div 0,7$.

$D_1 - D_2$ - зовнішній і внутрішній діаметр робочої торцевої поверхні ущільнювальної пари торцевого ущільнення;

D_0 - розвантажувальний діаметр торцевого ущільнення;

D_k - найменший діаметр напірної ділянки, на якій виконані канавки.

Окрім того, початок радіусів бічних стінок кожної канавки може бути виконаний не з однієї і тієї ж точки установчого кола, а рознесені між собою на певний кут φ , величина якого на перевищує 10° .

Таким чином, поставлене завдання вирішується наступним шляхом:

- бічні стінки канавок, виконані відповідно до вищевказаних формул, мають оптимальний кут

нахилу бокової стінки $\alpha = 14^\circ \pm 5^\circ$, що дає можливість забезпечити максимальну динамічну складову напірності канавок і, як результат, стійкий робочий зазор у широкому діапазоні робочих параметрів;

- виконання ширини напірної ділянки з вказаною величиною k призводить до підвищення як газостатичної, так і динамічної складової розкриваючої сили, тим самим забезпечується стійкий ущільнюючий зазор у широкому діапазоні режимів роботи ущільнення;

- виконання напірних канавок, початок радіусів бічних стінок яких розташовано в одній точці установчого кола, дозволить забезпечити їх високу напірність при найбільш простому способі виготовлення;

- збільшення кута φ між точками, з яких проводяться радіуси бічних стінок напірних канавок, приведе до збільшення ширини вхідної ділянки канавки і, як результат, до збільшення кількості газу, який надходить у канавку, що забезпечить оптимальну величину робочого зазору в широкому діапазоні робочих параметрів;

- виконання симетричних бічних стінок канавок дає змогу захоплювати однакову кількість газу, як в одному напрямі обертання, так і в протилежному, таким чином забезпечується однакова напірність в обох напрямках обертання валу, що дозволяє легко виконувати заміну ущільнень (однакові кільця для обох кінців валу), а також запобігати руйнуванню кілець при можливому аварійному обертанні валу в протилежний бік від звичайного напрямку;

- канавка додатково має, щонайменше, одне заглиблення і/або виступ, контури якого симетричні бічним стінкам канавки, причому початок радіусу бічної стінки внутрішнього заглиблення (виступу) може бути виконаний з однієї точки установчого кола, а точки, з яких виконані радіуси бічних стінок канавок рознесені на певний кут φ . Східчаста змінна глибина канавки створює ділянки підвищеного тиску на кожній сходинці, чим забезпечується підвищена жорсткість газового шару і підтримується стійкий ущільнюючий зазор;

- виконання заглиблення і/або виступу на змінній глибині канавки симетричним бічним стінкам канавки забезпечує рівномірне додаткове надходження газу при будь-якому напрямі обертання валу;

- виконання канавки із збільшенням її глибини від центру кільця до периферії дозволить забезпечити надходження більшої кількості газу в канавку (на периферії глибина канавки більша) при більш інтенсивному стисненні газу при переміщенні його до центру кільця (за рахунок зменшення площі поперечного перетину канавки із зменшенням поточного радіуса).

Все це дає можливість підвищити надійність і розширити область використання ущільнення в цілому за рахунок забезпечення відповідної напір-

ности канавок і, отже, номінального ущільнюючого зазору в широкому діапазоні окружних швидкостей і робочого тиску.

Конструкція ущільнення валу турбомашини за вказаною сукупністю ознак, що заявляється, забезпечує підвищення надійності і ущільнюючої здатності ущільнюючого вузла за рахунок необхідної напівності канавок і розрахункової величини робочого зазору в широкому діапазоні окружних швидкостей ротора турбокомпресора і може бути застосована як кінцеве ущільнення на відцентрових компресорах, що перекачують різні газові середовища в хімічній, газовій і інших областях промисловості.

Суть запропонованої корисної моделі пояснюється кресленнями, де на Фіг.1 показаний повздовжній розріз ущільнення валу турбокомпресора, а на Фіг.2 ÷ 4 - вигляд А Фіг.1 з різними варіантами напірних ділянок. На Фіг.2а) і б) - основні геометричні розміри напірної ділянки та вид канавок з радіусними бічними стінками; Фіг.3 - вид канавки з заглибленням (або виступом), яке симетричне бічним стінкам; Фіг.4 - вид канавки зі змінною глибиною.

Конструкція ущільнення валу турбокомпресора містить ущільнюоче аксіально-рухоме кільце 1, встановлене в корпусі 2 і обертове кільце 3, встановлене на валу 4, на периферії торцевої поверхні одного з них розташовані напірні канавки 5, бічні стінки яких виконані по радіусу R, значення котрого визначається з нерівності:

$$\frac{D_1 - D_2}{2} < R < \frac{\pi}{6} (D_1 - D_2)$$

а початки радіусів R бічних стінок канавок розташовані по колу, діаметр $D_{уст}$ якого визнача-

ється з формули: $D_{уст} = D_k + D_0 - \frac{D_1 - D_2}{2}$;

Причому найменший діаметр напірної ділянки визначається із відношення:

$$D_k = D_1 - k \cdot (D_1 - D_2),$$

де $k = \frac{D_1 - D_k}{D_1 - D_2}$ - коефіцієнт ширини напірної

ділянки, оптимальне значення якої знаходиться в межах $0,55 \div 0,7$;

$D_1 - D_2$ - зовнішній і внутрішній діаметр робочої торцевої поверхні ущільнювальної пари торцевого ущільнення;

D_0 - розвантажувальний діаметр торцевого ущільнення;

D_k - найменший діаметр напірної ділянки, на якій виконані канавки. Канавки 5 віддалені одна від одної перемичками 8, а від порожнини низького тиску - ущільнюючим пояском 9.

Попереднє підтискання аксіально-рухомого ущільнюючого кільця 1 до обертового ущільнюючого кільця 3 здійснюється пружинами 10, а їх герметизація від перетікання по неробочих поверхнях - ущільнюючими елементами 11 і 12 відповідно. Обертове кільце 3 утримується від провороту відносно валу штифтом 13, а аксіально-рухоме кільце

1 стопориться від провороту відносно корпусу штифтом 14.

Ущільнення валу турбокомпресора працює таким чином. В початковому положенні кільця 1 і 3 притиснуті одне до одного за допомогою пружин 10. Газ, що знаходиться перед вузлами ущільнень, утримується від перетікання через зазори між корпусом і кільцем 1, а також між валом і кільцем 3 ущільнюючими елементами 11 і 12 відповідно. Сила, що розкриває стик ущільнювача, менше газостатичної сили, притискуючої ущільнюючі кільця 1 і 3 одне до одного, при цьому ущільнюючий пояс 9 контактує з поверхнею ущільнюючого торця відповідного кільця і перешкоджає проникненню газу з порожнини високого тиску в порожнину низького тиску, чим забезпечується герметизація ущільнюючого стику.

При обертанні валу 4 газ захоплюється канавками і подається до центру торцевих ущільнюючих поверхонь кілець 1 і 3, де, зустрічаючи опір перемичок 8 і ущільнюючого поясу 9, стискається. Виникаюча при цьому результуюча газодинамічна сила збільшує силу, що розкриває ущільнюючий стик і при певній частоті обертання ротора відбувається розділення ущільнюючих поверхонь і ущільнення починає працювати без контакту. При цьому кільця займають деяке рівноважне положення.

Збільшення зазору між кільцями 1 і 3 приведе до зменшення результуючої газодинамічної сили і порушення балансу сил, діючих на аксіально-рухоме кільце 1, внаслідок чого останнє зміститься у бік зменшення зазору.

Виконання бічних стінок канавок по радіусу R при умові, коли початок цього радіуса знаходиться

на колі діаметром $D_{уст}$ дозволить забезпечити їх оптимальний кут нахилу, і таким чином, з урахуванням робочої частоти обертання газового середовища, їх номінальну напірність в широкому діапазоні тиску робочого середовища.

Канавки, початок радіуса бічних стінок яких розміщено в одній точці установчого кола, забезпечить їх високу напірність при найбільш простому способі виготовлення. При збільшенні кута Φ між точками, з яких проводяться радіуси бічних стінок напірних канавок, збільшується ширина вхідної ділянки канавки, і, отже, збільшується кількість газу, який надходить в канавку, що дозволить забезпечити оптимальну величину робочого зазору в широкому діапазоні робочих параметрів.

Ширина напірної ділянки з $k = 0,55 \div 0,7$ приводить до підвищення як газостатичної, так і газодинамічної складової розкриваючої сили, що створює стійкий ущільнюючий зазор в широкому діапазоні режимів роботи ущільнення.

Можливо декілька варіантів виконання канавок (Фіг.2÷4). Залежно від мети, що досягається, канавка може бути додатково забезпечена углубленнями (виступами), контури яких симетричні бічним стінкам канавки. Виконання канавки східчастою (тобто різної глибини) дозволяє забезпечити стійку роботу ущільнення на різних режимах і в різних середовищах. При цьому, за рахунок східчастості

зміни глибини канавки створюються ділянки підвищеного тиску, що збільшує жорсткість несучого газового шару і робить зазор між обертовим і аксіально-рухомим кільцями більш стійким.

Канавки можуть бути виконані різними способами, наприклад, іонним або електроерозійним травленням з використанням масок, лазерною обробкою, або ж канавки можуть виготовлятися механічним шляхом, наприклад, з використанням традиційних методів металообробки, зокрема шліфуванням.

Таким чином, технічне рішення, що заявляється, в порівнянні з прототипом і іншими відомими технічними рішеннями, має значні техніко-економічні переваги, що полягають як в оптимізації процесу проектування таких ущільнень так і в підвищенні надійності ущільнюючого вузла шляхом

підтримки номінального робочого зазор між ущільнюючими кільцями в широкому діапазоні частот обертання, а також в можливості широкого промислового використання ущільнень такої конструкції в якості кінцевих ущільнюючих вузлів відцентрових компресорів, що перекачують агресивні, вибухонебезпечні, токсичні і інші гази.

Джерела інформації:

1. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. - М.: Машиностроение, 1986. - 464с, стор.271 рис.8, 40).

2. Патент Германии DE3734704A1, МПК⁴ F16J15/34.

3. Сухие газовые уплотнения, тип DGS, Feodor Burgmann Dichtungswerke GmbH@Co.

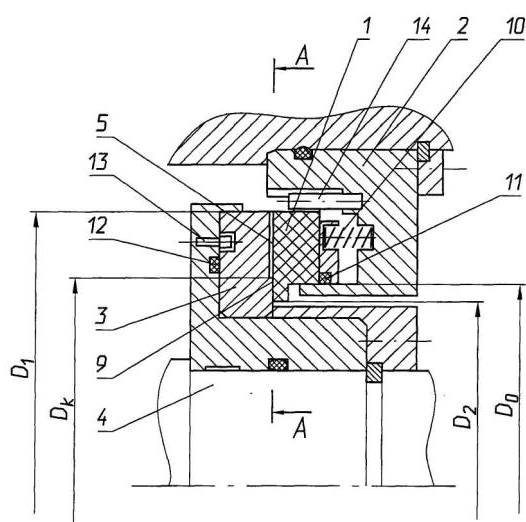


Fig. 1

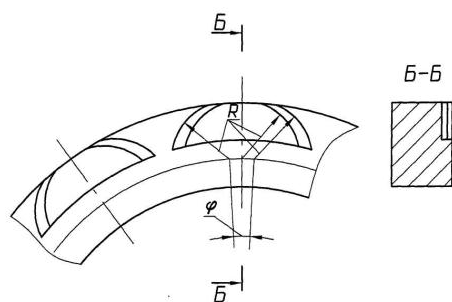
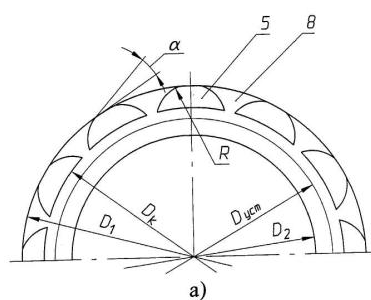
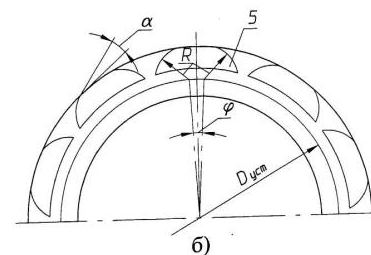


Fig. 3



a)



b)

Fig. 2

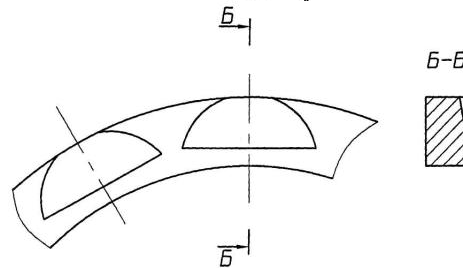


Fig. 4