



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 61082

(13) C2

(51) 7 F16J15/34

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІОПИС  
ДО ПАТЕНТУ НА ВІНАХІД

## (54) ТОРЦЕВЕ УЩІЛЬНЕННЯ

1

2

(21) 99031536

(22) 19 03 1999

(24) 17 11 2003

(46) 17 11 2003, Бюл. №11, 2003р

(72) Іванов Яків Миколайович, Четверикова Ірина  
Михайлівна(73) Державне конструкторське бюро "Південне"  
ім. М.К.Янгеля(56) "Уплотнения и уплотнительная техника",  
справочник, Москва, Машиностроение, 1986, стр.  
265

SU 366295 16 01 1973

RU 2080503 C1 27 05 1997

RU 2028525 C1 09 02 1995

WO 9222760 23 12 1992

(57) Торцеве ущільнення, що має рухоме у поздовжньому напрямку кільце, на контактній торцевій поверхні якого виконані сегментні камери, з'єднані з порожниною високого тиску, що ущільнюється, каналами, розташованими на початку камер в напрямку обертання, та обертову втулку, яке відрізняється тим, що на контактній торцевій поверхні втулки навпроти сегментних камер кільця по всьому колу виконані замкнені пази з радіальними перемичками між ними, причому глибина пазів знаходиться у діапазоні величини від порівняної з шириною пазів до величини, що у десятки разів перевищує товщину рідинної плівки.

Передбачуваний винахід належить до галузі насособудування, а більш конкретно до торцевих ущільнень (в котрих не допустиме сухе тертя обертового і нерухомого торців), які використовуються у турбонасосних агрегатах РРД, компресорах, а також у насосах для АЕС, хімічної та авіаційної промисловості.

Відомі гідродинамічні та гідростатичні торцеві ущільнення, що працюють у режимі рідинного (газового) змащування [див. "Уплотнения и уплотнительная техника" справочник, Москва, Машиностроение, 1986, стр. 265, рис. 8.32а - аналог 1, рис. 8.35 - аналог 2, рис. 8.30б - аналог 3, рис. 8.30а - прототип]. Ці ущільнення застосовують при великих перепадах тиску та швидкостях скоовання, а також для герметизації середовища з поганими змащувальними властивостями (гази, киплячі та криючі рідини).

1. Відоме гідростатичне торцеве ущільнення, що наведено на рис. 8.32а "Справочника", а також у статті Мальєр, Нельсон, Бакмен "Испытания уплотнений с изнашиваемым кольцом для быстроходных турбонасосов высокого давления", журнал "Проблемы трения и смазки" №3, 1969г. Труды американского общества инженеров - механиков, серия F, що має рухоме кільце, яке не обертається, з сегментними камерами, що сполучаються з порожниною великого тиску через дроселюючі

отвори, та обертову втулку з гладкою торцевою поверхнею.

Недоліком цього ущільнення є втрата працездатності при підвищеній частоті обертання (більше 10000 об/хв). Відбувається дотик та стирання торців, що недопустиме в багатьох випадках, наприклад, при роботі в середовищі рідкого кисню або при багаторазовому вмиканні. Дотик торців відбувається внаслідок того, що час перерозподілу тиску у сегментних камерах через малі прохідні перерізи дозуючих отворів більше часу одного обертання вала, і рухоме необертове кільце ущільнення не встигає слідувати за торцевим биттям ущільнювальної поверхні втулки, що обертається.

2. Відоме торцеве гідростатичне імпульсне ущільнення, наведено на рис. 8.35 "Справочника", а також у книзі В.А. Марцинковский "Бесконтактные уплотнения роторных машин", Москва, Машиностроение, 1980г., у якому на одній з поверхонь пари тертя (звичайно на обертовій) виконані радіальні пази, що з'єднуються з зоною підвищеного тиску. На другій поверхні виконані ізольовані камери, кількість яких перевищує кількість пазів. У процесі роботи при суміщенні камери і паза тиск у камері підвищується до максимального. Середній тиск у зазорі та зусилля, що розкриває ущільнюючий стик, тим більше, чим менше зазор.

(13) C2

(11) 61082

(19) UA

Утворюється жорсткий шар рідини, що роз'єднує поверхні пари тертя. У цьому ущільненні нема мікрогеометрії, глибина пазів та камер набагато більше, ніж товщина рідинної плівки проміж торцями

Однак імпульсне гідростатичне ущільнення також непрацездатне при підвищеній частоті обертання (більше 20000 об/хв), бо тиск у камерах при торцевім битті обертового торця не встигає відновлюватися через радіальні пази. Внаслідок цього поверхні тертя стираються

3 Відоме торцеве гідродинамічне ущільнення, наведене на рис 8,30а „Справочника“, а також у журналі „Power international“, 1987, 2, у якому на торці обертового кільця виконані спіральні канавки, що сполучаються з порожниною, яка ущільнюється, глибина канавок порівнянна з товщиною газо-рідинної плівки. Торцеві аксіально-рухомі втулки гладкі

Недоліком ущільнення із спіральними канавками є мала глибина канавок, вимірювана кількома мікронами, що може призвести до втрати роботоздатності ущільнення при стиранні торців на нерозрахунковому режимі. Спіральні канавки більшої глибини не завжди створюють потрібний гідродинамічний напір для забезпечення рідинної плівки

4 Відоме торцеве гідродинамічне ущільнення, наведене на рис 8.30а „Справочника“, а також в „Авторском свидетельстве СССР №366295 F16j 15/34, 15/44, В В Иванов, В А Сенаторов“, яке є прототипом, що має обертове та нерухоме кільця і в якому на торці одного з кілець виконані глухі радіальні пази глибиною, порівнянною з товщиною рідинної плівки, а від глухої частини радіальних пазів в напрямку обертання виконані глухі пази (камери) глибиною, меншою за глибину радіальних пазів

Недоліком цього ущільнення також є мала глибина пазів, в яких утворюється гідродинамічний тиск, вимірювана кількома мікронами. Ця особливість надає ущільненню ненадійності при найменшому стиранні поверхонь

Виконання пазів більшою глибиною не завжди забезпечує отримання рідинної плівки

В основу винаходу поставлене завдання удосконалення торцевого ущільнення шляхом зміни конфігурації торців контактної пари, забезпечення роботоздатності і при великій частоті обертання, і при великому перепаді тиску навіть після часткового стирання поверхонь торців на нерозрахункових режимах

Для виконання цього завдання контактна пара торцевого ущільнення виконана з елементами вихрового насоса з плаваючим робочим колесом

Відзначними ознаками пристрою, що пропонується, від прототипу є виконання заглиблень особливої форми та більшої величини на обох поверхнях третьої пари, а не на одній, як у прототипі

На торці необертового кільця виконані сегментні камери, що сполучаються з ущільнюваною порожниною, а навпроти них, на торці обертової втулки, замкнені пази з тонкими радіальними перемичками між ними, розподілені по всьому колу

Спільна з прототипом ознака - розташування

каналів, що сполучаються з ущільнюваною порожниною, на початку камер у напрямку обертання

У пристрої, що пропонується, завдяки відомому явищу збільшення тиску уздовж каналів вихрового насоса по лінійному закону, з початком обертання тиск по довжині сегментних камер збільшується і виникає вісєва сила, що розкриває стик. Величина тиску залежить від колової швидкості, довжини та висоти лопаті, довжини сегментних камер та вісєвого зазору. Із збільшенням вісєвого зазору гідродинамічний напір знижується, завдяки чому при місцевому змінінні вісєвого зазору за рахунок торцевого биття обертової втулки з'являється момент підравлічних сил, що відновлює рівномірність зазору, тому що з боку меншого зазору тиск у сегментних камерах більше і навпаки. Момент відновлюючої сили із збільшенням частоти обертання збільшується, бо напір зростає

Таким чином роботоздатність торцевого ущільнення, що пропонується, забезпечується також при зростанні частоти обертання

На фіг 1 наведена схематична конструкція пристрою, що пропонується, взаємне розташування рухомого кільця 1 з камерами 2 та втулки 3 із замкненими пазами 4

На фіг 2 зображений торець кільця 1 з камерами 2 та каналами 5, за допомогою яких сегментні камери сполучаються з порожниною великого тиску, та перемичками 6 між камерами

На фіг 3 зображений торець втулки 3 із замкненими пазами 4 та радіальними перемичками 7 між ними

З умови рівноваги рухомого кільця у вісєвм напрямку визначаються геометричні параметри пазів та сегментних камер, що впливають на коефіцієнт напору  $K_n$

Середня величина напору у камерах визначається формулою

$$H_k = (K_n/2Z) (u_0^2/2g),$$

де  $Z$  - кількість камер,

$u_0$  - колова швидкість на середньому діаметрі камер

Потрібна величина напору у камерах визначається формулою

$$H_{k \text{ потр}} = (F_k/F_{km}) (P_0/\gamma) (k - 0,5),$$

де  $F_k$  - площа контакту,

$F_{km}$  - площа камер,

$k = f_{np}/F$  - коефіцієнт розвантажування,

$f_{np}$  - площа прижиму,

$P_0$  - тиск в ущільнюваній порожнині,

$\gamma$  - питома вага рідини

Рівновага рухомого кільця настає за умовою  $H_k \geq H_{k \text{ потр}}$  тобто  $(K_n/2Z) (U_0^2/2g) \geq (F_k/F_{km}) (P_0/\gamma) (k - 0,5)$

Зменшення глибини пазів нижче оптимальної величини  $(b_k/2)$  зменшує коефіцієнт напору  $K_n$  від 4 до 0,5 при відсутності пазів

У відзнаку від прототипу глибина камер може бути у сотні разів більше, ніж товщина рідинної плівки при великій коловій швидкості в камерах утворюється достатній напір для утворення рідинної плівки між торцями

Таким чином глибина пазів на торці обертової втулки знаходиться у діапазоні величин від порівнянної з шириною пазів  $(b_k/2)$  до величин, у перевищуючих товщину рідинної плівки, технічно обу-

мовлений необхідністю забезпечити достатній гідродинамічний напір при різній частоті обертання та різному тиску в ущільнюваній порожнині.

Виконання камер та пазів великою глибиною, порівнянною з їх шириною, збільшує надійність ущільнення, роблячи його нечутливим до невеликих стирань на нерозрахункових режимах.

Ущільнення працює наступним чином:

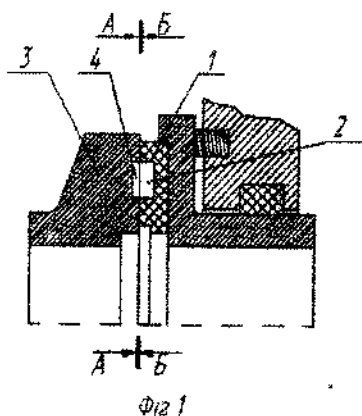
З початком обертання втулки 3, на торці якої по всьому колу виконані замкнені пази 4 з радіальними перемичками 7 між ними, тиск рідини у сегментних камерах 2 рухомого кільця 1 зростає за лінійним законом по довжині камер від всмоктувальних каналів 5 до перемичок 6. Під дією надлишкового тиску у камерах кільце 1 відійде від торця втулки 3, утворюючи вісевий зазор.

Величину гарантованого вісєвого зазору, отже і величину витікання(втрати) у торцевому ущіль-

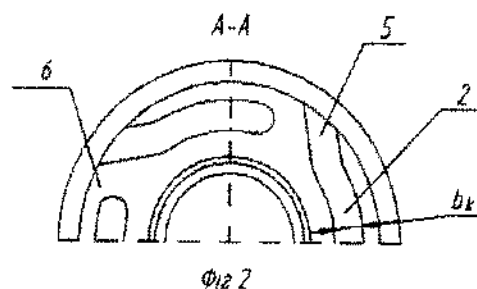
ненні, що пропонується, можна змінити, змінюючи параметри камер і пазів.

Здійснені успішні випробування пристрою, що пропонується, за параметром  $P \cdot V = 840 \text{ МПа м/с}$ , при частоті обертання 29000 об/хв, тиску  $P_0 = 14 \text{ МПа}$ , а також частоті обертання 50000 об/хв,  $P_0 = 3 \text{ МПа}$ .

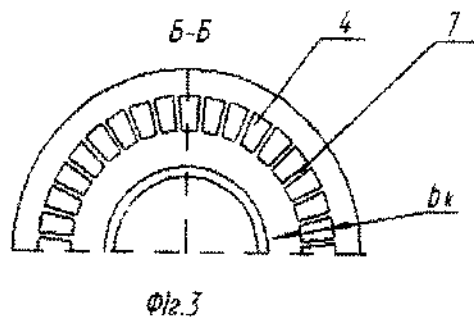
Торцеве ущільнення, що пропонується, можна застосовувати для обмеження втрат рідини з порожнини високого тиску високообертового насосу. Це дозволить суттєво підвищити коефіцієнт корисної дії (ККД) насосів низької швидкодії. Як стоянкове ущільнення вала насосу, що перекачує рідкий кисень, ущільнення, що пропонується, простіше за конструкцією, ніж відомі, бо працює автоматично без потреби спеціальних вимикаючих елементів та дозволяє зменшити втрати до допустимих величин.



Фіг. 1



Фіг. 2



Фіг. 3