

Корисна модель відноситься до галузі насособудування і може бути використана в конструкціях багатоступінчастих відцентрових насосів двовального виконання, у яких перше по ходу потоку робоче колесо, встановлене на окремому від решти робочих коліс валу, має власний привід, а тому може обертатися з пониженою порівняно з іншими колесами частотою обертання.

Відома конструкція багатоступінчастого відцентрового насоса, розроблена [згідно з корисною моделлю України №9227, кл. F04D1/06, публ. 15.09.05р]. Цей насос має двовальне виконання з роз'ємним по осі привідного вала корпусом. В корпусі встановлені високо- та низькообертові ротори, вали яких розташовані концентрично, внаслідок чого привідний вал служить радіальною опорою порожнистого вала низькообертового ротора. На привідному валу високообертового ротора жорстко встановлені два робочих колеса однобічного входу, причому входи цих робочих коліс направлені в протилежні боки. Робочі колеса цього ротора рознесені по привідному валу і відокремлені одне від одного внутрішніми стінками корпусу, між якими знаходиться робоче колесо двобічного входу низькообертового ротора. На валі (порожнистому) низькообертового ротора встановлені також два гідротурбінні колеса, лопатеві гратки яких розташовані навколо робочих коліс високообертового ротора. Таким чином, робочі колеса високообертового ротора та гідротурбінні колеса низькообертового ротора розташовані симетрично відносно площини симетрії робочого колеса низькообертового ротора.

За такої конструкції завдяки зазначеній симетрії елементів насоса його низькообертовий ротор повністю розвантажений від дії осьового зусилля, що позбавляє необхідності застосування упорного підшипника або спеціальних зрівноважувальних пристроїв. Але така схема розташування робочих коліс та гідротурбінних коліс потребувала виконання в корпусі насоса складних за конфігурацією перевідних каналів з більшою протяжністю. Крім збільшення габаритів корпусу насоса, наслідком зазначеного є збільшення гідравлічних втрат в таких перевідних каналах, що спричиняє зниження коефіцієнта корисної дії насоса. В кінцевому підсумку, платою за повне розвантаження низькообертового ротора від дії осьових сил тиску є зниження ефективності роботи насоса.

За технічною сутністю більш близькою до заявленої моделі є конструкція відцентрового двовального насоса, яка взята за прототип. Цей насос містить встановлені в роз'ємному корпусі низькообертовий та високообертовий ротори, вали яких розташовані співвісно. На привідному валу високообертового ротора жорстко встановлене робоче колесо однобічного входу. На порожнистому валу низькообертового ротора, який розташований концентрично відносно підвідного патрубка робочого колеса високообертового ротора, встановлені жорстко також робоче колесо однобічного входу та жорстко з'єднане з ним радіальне гідротурбінне колесо, рідина в якому рухається від периферії до центру. Входи робочих коліс високообертового та низькообертового роторів направлені в один і той же бік. Лопатева гратка гідроприводу низькообертового ротора розташована в потоці перекачуваної рідини на виході з робочого колеса високообертового ротора. Внаслідок цього, в корпусі насоса виконана внутрішня стінка, яка розташована між робочим колесом низькообертового ротора та гідротурбінним колесом, що приводить його в обертальний рух. Осьові зусилля, які виникають через відсутність симетрії в розташуванні робочих коліс насоса, сприймаються упорними підшипниками ковзання. Вони встановлені на внутрішній стінці корпусу по обидва її боки та взаємодіють як з робочим колесом низькообертового ротора, так і з гідротурбінним колесом, [див. „Центробежный двухвальный насос” а. с. CPCP №530111 F04D1/06, публ. 30.09.76р.].

У вище описаній конструкції проблема розвантаження низькообертового ротора від дії осьових сил тиску при несиметричному розташуванні насосних коліс вирішена за рахунок установки упорних підшипників. Останні розташовані в проточних частинах відповідних ступенів насоса і тому працюють в середовищі переміщуваної рідини. Таке розташування підшипників, окрім ускладнення конструкції насоса, суттєво знижує надійність його роботи. В цьому випадку на довговічності роботи підшипників негативно позначається агресивність перекачуваної рідини та присутність в ній навіть в незначній кількості механічних домішок. Ерозійний знос та засмічення підшипників неминує приводять до їх передчасного виходу з ладу. Необхідно брати до уваги втрати потужності, пов'язані з тертям в підшипниках ковзання.

В основу створення корисної моделі покладено завдання вдосконалення конструкції багатоступінчастого відцентрового двовального насоса з несиметрично розташованими робочими колесами його роторів шляхом вдосконалення форми виконання та взаємозв'язків його елементів, що забезпечить можливість використання автоматичних зрівноважувальних пристроїв у вигляді гідро'яти для розвантаження низькообертового ротора та збільшення за рахунок цього надійності роботи насоса.

Поставлена задача вирішується тим, що багатоступінчастий відцентровий насос у двовальному виконанні, як і відомий, містить роз'ємний по осі привідного вала корпус насоса з прилаштованою внутрішньою стінкою, в якому встановлені високообертовий та низькообертовий ротори, де на привідному валу високообертового ротора жорстко закріплені одне або декілька послідовно розташованих робочих коліс однобічного входу, а на порожнистому валу низькообертового ротора, концентрично розташованому відносно привідного вала, також жорстко закріплене робоче колесо однобічного входу, яке направлене в протилежний бік відносно входів робочих коліс високообертового ротора, та гідротурбінне колесо, причому внутрішня стінка корпусу розташована між робочим колесом низькообертового ротора та гідротурбінним колесом, лопатева гратка якого розташована на виході з останнього по ходу потоку робочого колеса високообертового ротора, згідно з корисною моделлю, на зовнішньому боці основного диска робочого колеса низькообертового ротора і на суміжній з ним поверхні внутрішньої стінки корпусу виконані формуючі кільцеву порожнину зустрічне направлені циліндричні виступи, які розташовані відносно один одного з осьовим дросельним зазором, а порожнистий вал встановлений з радіальним дросельним зазором в тілі внутрішньої стінки. Ефективність рішення поставленої задачі збільшується в тому випадку, коли перед робочим колесом низькообертового ротора на порожнистому валу встановлене передвключене осьове колесо.

За такої, асиметричної щодо насосної частини, схеми розташування робочих коліс ступенів насоса, низькообертовий ротор навантажений осьовою силою тиску. Проте виконання кільцевих виступів на основному диску його робочого колеса і на внутрішній стінці корпусу формує за рахунок пазухи цього диску кільцеву порожнину. З боку входу остання сполучена з нагнітальною частиною останнього по ходу потоку робочого колеса

високообертового ротора (зоною високого тиску). Через дросельну радіальну щілину між порожнистим валом та тілом внутрішньої стінки, величина радіального зазору якої є постійною, тоді як осьовий дросельний зазор між зустрічними кільцевими виступами, величина якого в процесі роботи насоса може змінюватись залежно від режиму його роботи, сполучає сформовану порожнину з виходом з робочого колеса низькообертового ротора (зоною низького тиску). У такий достатньо простий та надійний спосіб сформовані елементи класичної гідроп'яти, здатної в повній мірі автоматично зрівноважувати осьову силу тиску, що діє на низькообертовий ротор [див., наприклад, В.А. Марцинковский. Гидродинамика и прочность центробежных насосов, М., Машиностроение, 1970р., стр. 117-125]. При цьому основний диск низькообертового ротора не тільки формує геометрію колеса та є його головним несучим елементом, але й виконує функцію розвантажувального диска автоматичного розвантажувального пристрою. Необхідний робочий тиск в порожнині такої гідроп'яти забезпечується розрахунковою величиною осьового дросельного зазору. У підсумку, при такій схемі розташування робочих коліс насоса зазначені засоби роблять непотрібним застосування упорних підшипників для розвантаження низькообертового ротора, а також скорочується до мінімуму протяжність перевідних та перепускних каналів корпусу насоса. Зазначене дозволяє не тільки підвищити надійність роботи насоса та його довговічність, але й спростити конструкцію насоса та знизити гідравлічні втрати в ньому, що підвищує ефективність його експлуатації. Більш того, розвантаження низькообертового ротора гідроп'ятою у зазначеному конструктивному виконанні відкриває й іншу можливість покращення технічних характеристик насоса, оскільки низькообертовий ротор в цьому випадку може безперешкодно комплектуватися додатковими засобами. Зокрема, найбільший ефект дає установка на порожнистому валу низькообертового ротора осьового передвключеного колеса на зразок шнека на вході в робоче колесо, що зменшує кавітаційний запас насосу до мінімуму. Одночасно з збільшенням всмоктувальної здатності, такий комбінований ступінь забезпечує зниження рівня вібрації насоса на режимах роботи з недовантаженням.

Сутність корисної моделі пояснюється кресленнями, на яких зображено:

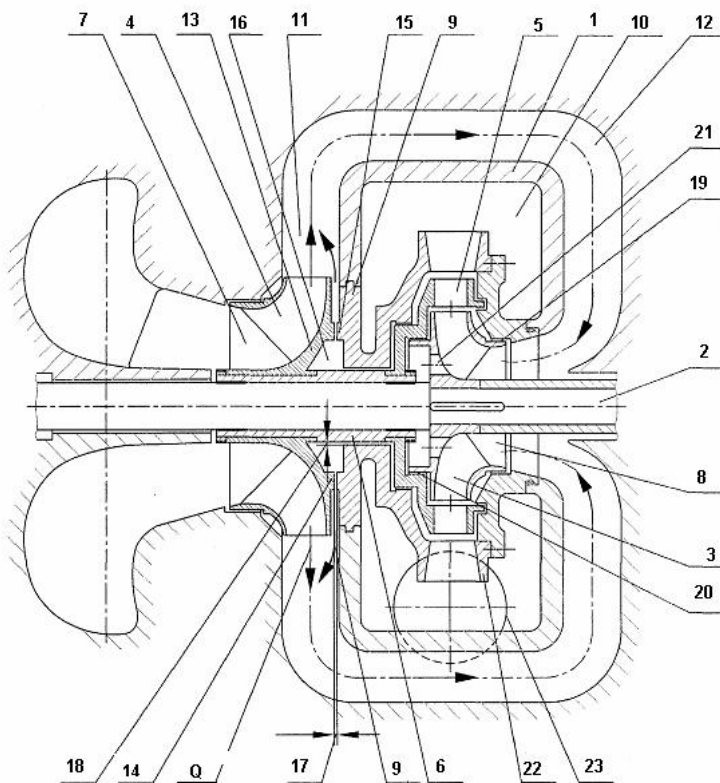
- Фіг.1: варіант насоса з відцентровим колесом низькообертового ротора;

- Фіг.2: варіант насоса з відцентровим і передвключеним осьовим колесами низькообертового ротора.

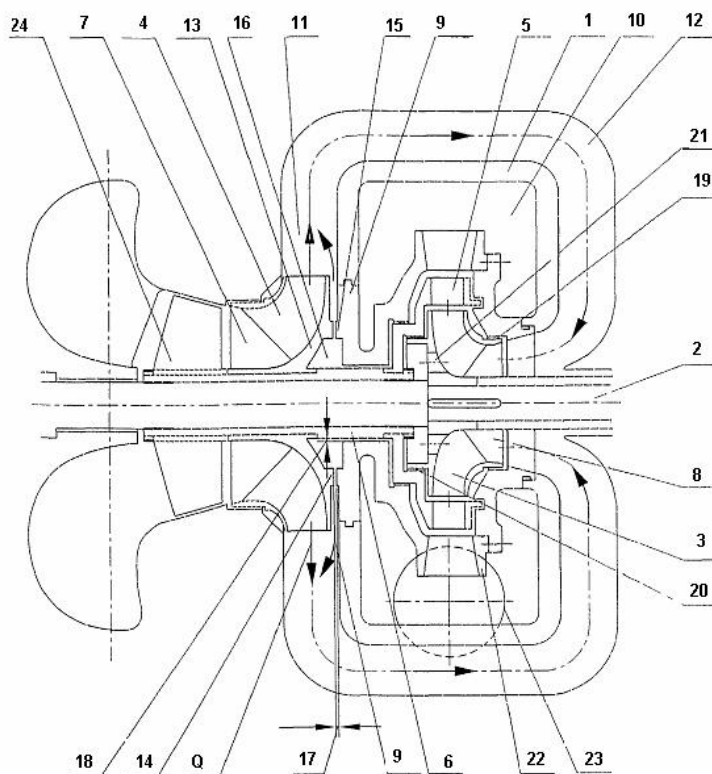
В корпусі 1 з осьовим роз'ємом багатоступінчастого відцентрового насоса знаходяться ротор високообертових ступенів та ротор низькообертового ступеню. Високообертовий ротор являє собою привідний вал 2, на якому жорстко встановлюється, як мінімум, одне робоче колесо 3 одногобічного входу. У разі виконання насоса з трьома та більшою кількістю ступенів робочі колеса 3 високообертового ротора встановлюються на привідному валу 2 послідовно по ходу потоку рідини, як це робиться в багатоступінчастих відцентрових насосах секційного типу. Деталі низькообертового ротора, до складу яких входять жорстко встановлені робочі колеса 4 одногобічного входу та гідротурбінне колесо 5, змонтовані на порожнистому валу 6, причому вхід 7 робочого колеса 4 направлений в бік, протилежний входам 8 робочих коліс 3 високообертового ротора. Завдяки концентричному розташуванню валів у корпусі 1 привідний вал 2 служить радіальною опорою для порожнистого вала 6. В корпусі 1 прилаштована внутрішня стінка 9, яка відокремлює камеру 10 відвідного пристрою останнього високообертового ступеню від початкової частини 11 відвідного пристрою 12 низькообертового ротора. З урахуванням цього гідротурбінне колесо 5 та робоче колесо 4 встановлені на валу 6 і розташовані по різні боки стінки 9. Таким чином, забезпечується розташування лопатевої ґратки колеса 5 в потоці перекачуваної рідини, направленою від центра до периферії, який має максимальний напір. На зовнішньому боці основного диску 13 робочого колеса 4 низькообертового ротора та на суміжних з ним поверхнях внутрішньої стінки 9 корпусу виконані кільцеві виступи 14 та 15, що формують кільцеву порожнину 16. Кільцеві виступи розташовані концентрично відносно осі порожнистого вала 6, а між їхніми зустрічно направленими торцевими поверхнями передбачений дросельний зазор 17, первісна величина якого відповідає розрахунковому значенню зазору в зрівноважуючому осьові сили пристрої у вигляді гідроп'яти. В свою чергу, порожнистий вал 6 в тілі внутрішньої стінки 9 встановлений з необхідним для таких пристроїв радіальним дросельним зазором 18, величина якого постійна та задається розрахунками. Тоді як високообертовий ротор наділений традиційним для прийнятої схеми розташування його робочих коліс 3 розвантажувальним пристроєм у вигляді двох щільних ущільнень - переднього 19 та заднього 20 - та наскрізних отворів 21 в основному диску колеса 3, а також упорним підшипником (на Фіг.1 та 2 умовно не показаний). Окрім цього, корпус 1 насоса містить й інші конструктивні елементи. В їхньому числі кінцевий напрямний апарат 22, розташований всередині камери 10, вихідний патрубок 23, обвідні та перепускні канали, що відповідають схемі розташування робочих коліс 3 та 4, які з метою спрощення не показані повністю в кресленнях. Для розширення області застосування насоса в сторону мінімально можливих підпорів перед колесом 4 низькообертового ротора на порожнистому валу 6 встановлено передвключене осьове колесо 24 (Фіг.2).

Насос працює наступним чином: при обертанні високообертового ротора насоса в заданому режимі переміщувана рідина, що надходить на вхід робочого колеса 4 (Фіг.1) або передвключеного осьового колеса 24 (Фіг. 2) низькообертового ступеню та отримує приріст енергії, по переводному каналу 12 корпусу 1 надходить на вхід першої по ходу потоку високообертового ступеню. Проходячи послідовно робочі колеса 3 одного або декількох високообертових ступенів та отримавши додатковий імпульс енергії, переміщувана рідина віддає частину отриманої енергії при проходженні через лопатеву ґратку гідротурбінного колеса 5. Після проходження лопатевої ґратки кінцевого апарату 22 рідина подається в камеру 10 і далі, до вихідного патрубка насоса. Розвантаження від осьових сил, що діють на ротор насоса, для кожного з них відбувається окремо. В тому випадку, коли тиск в порожнині 16 низькообертового ротора відрізняється від сили тиску, при якому осьовий дросельний зазор 17 за своєю величиною відповідає повному розвантаженню, наприклад, в більшу сторону, на робоче колесо 5 буде діяти результуюча незрівноважена сила. Під дією цієї сили робоче колесо 4 та низькообертовий ротор в цілому будуть намагатися переміститися вліво. В міру переміщення збільшується осьовий дросельний зазор 17 і зменшується тиск у порожнині 16 до такого значення, при якому сума всіх осьових сил, що діють на низькообертовий ротор, стане рівною нулю. Надалі величина осьового дросельного зазору 17 залишається постійною (за винятком незначних коливань в той чи інший бік), що відповідає врівноваженому положенню низькообертового ротора. При цьому, переміщувана рідина, що проходить через дросельні зазори 17

та 18, з незначною об'ємною витратою  $q$ , яка не перевищує 5 % розрахункової подачі  $Q$  насоса (на кресленнях  $q$  та  $Q$  показані стрілками) надходить на вихід з робочого колеса 4 низькообертового ротора і далі, у відвід 12. Що стосується високообертового ротора, то завдяки щільним ущільненням 19 та 20 та розвантажувальним вікнам 21 осьове зусилля, що діє на нього, зведене до мінімуму. Залишкове осьове зусилля сприймається упорним підшипником.



Фир. 1



Фир. 2