



Patent dodatkowy
do patentu nr _____

Zgłoszono: 05.12.77 (P. 202690)

Pierwszeństwo: _____

Zgłoszenie ogłoszono: 30.07.79

Opis patentowy opublikowano: 15.03.1982

CZYTELNIA

Urzędu Patentowego
Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej

Int. Cl.²

F04B 1/12

Twórca wynalazku: Władysław Doliński

Uprawniony z patentu: Fabryka Maszyn Budowlanych „Bumar-Hydro-
ma”, Szczecin (Polska)

Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa

1

Przedmiotem wynalazku jest wielotłokowa osiowa pompa hydrauliczna z wychylnym wirnikiem napędzanym za pośrednictwem tłoczków, połączonych przegubowo z wałem napędowym i z tłokami, pełniącymi funkcje kul przegubów. Pompa może być stosowana również jako silnik hydrauliczny.

Każda pompa, w której ruch posuwisto zwrotny tłoka w wirniku uzyskuje się przez kątowe wychylenie osi wirnika względem osi wału napędowego, posiada przegubowe połączenie tłoczyska — zarówno z wałem napędowym, jak i z tłokami. Jakość tych przegubowych połączeń ma decydujący wpływ na jakość i żywotność pompy.

Wirnik jest zabierany przez wał napędowy za pośrednictwem poszczególnych tłoczków, włączających się do akcji kolejno po sobie. Tłoczek, uczestniczący w zabieraniu wirnika, jest dźwignią podpartą w wale napędowym i w dwóch punktach wewnętrznej powierzchni tłoka.

W zależności od rodzaju konstrukcji przegubowych połączeń tłoczyska, wpływ obciążeń poprzecznych, spowodowanych podporami tłoczyska, może być bardziej nawet istotny dla trwałości pompy, niż obciążenie wywołane oddziaływaniem ciśnienia roboczego na powierzchnię przekroju tłoka.

Zasadniczą, nieuniknioną niedogodnością stosowanych dotychczas rozwiązań przegubowego połączenia tłoczyska z tłokiem, w których kula

2

końcówki tłoczyska jest osadzona wewnątrz tłoka, jest wysoki jednostkowy nacisk powierzchniowy połączenia, ograniczający wysokość stosowanego ciśnienia roboczego pompy — lub jej żywotność. Średnica kuli tłoczyska jest bowiem z konieczności znacznie mniejsza od średnicy zewnętrznej tłoka. Nacisk jednostkowy, wynikający z kwadratu stosunku średnicy tłoka do średnicy kuli tłoczyska, jest więc również znacznie wyższy od ciśnienia roboczego pompy.

W pompie, w której tłoki pełnią funkcje kul przegubów, ten jednostkowy nacisk przegubu może być ograniczony do dowolnie małej wartości liczbowej. Niezbyt trwale, lub uciążliwe w wykonaniu są jednak elementy łączące przegubów, zwłaszcza przegubów tłoczyska z kopułą wału napędowego.

Celem wynalazku jest więc uproszczenie konstrukcji oraz zwiększenie niezawodności elementów łączących przegubów tłoczyska, z zachowaniem dotychczasowych zalet pomp, w których tłoki pełnią funkcje kul przegubów.

Zrealizowanie tego celu okazało się możliwe przez wykorzystanie do zabudowy elementów łączących zarówno wewnętrznej, jak i zewnętrznej powierzchni trzonu tłoczyska.

Istotą wynalazku jest uproszczone ciągnienie za pomocą kulistego i osadzenie walcowego trzpienia tego ciągnienia w otworze wewnętrznym trzonu tłoka.

czyska, oraz zabezpieczenie tego połączenia, od zewnątrz tłoczyska, za pomocą kołka.

Otwór wewnętrzny trzonu tłoczyska jest wykorzystany przy tym dodatkowo do osadzenia w nim kołnierzego trzpienia, ustalającego położenie wzdłużne tłoka względem tego tłoczyska — za pośrednictwem talerzy z kulistymi gniazdami.

Przedmiot wynalazku, w przykładowym wykonaniu, jest pokazany na rysunku, który przedstawia przekrój podłużny zespołu wirującego pompy.

Jak widać z rysunku, oś wirnika 1 tworzy kąt z osią wału napędowego 2. Punkt przecięcia się tych osi znajduje się w środku kuli czopa kulistego 8. Względem środka tej kuli jest wychylany, nie pokazany na rysunku, korpus pompy z kolektorem 10.

Kulista powierzchnia czołowa kolektora 10 jest powierzchnią rozrządu oleju, oraz stanowi łożysko wzdłużne i poprzeczne dla wirnika 1. Drugie, przeciwległe łożysko stanowi czop kulisty 8 w kulistym gnieździe 11. Kuliste gniazdo 11 jest wykonane we wsporniku 6, który jest przedłużeniem wirnika 1.

Czop kulisty 8 jest prowadzony suwliwie, częścią walcową 13, w cylindrycznej komorze 14 wału napędowego 2. Przez to zapewniona jest kompensacja niedokładności wykonawczych powierzchni kulistych kolektora 10, wirnika 1, czopa kulistego 8, oraz możliwe jest stosowanie docisku tego kulistego czopa 8 do wirnika 1.

W czasie postoju i uruchamiania pompy, docisk ten, a tym samym docisk wirnika 1 do kolektora 10, zapewnia sprężyna 15.

Podczas pracy pompy, wirnik 1 jest dociskany ponadto reakcją wypadkowej sił tłokowych, wywołanych ciśnieniem roboczym oleju panującym w komorach 16 wirnika. Docisk ten jest pomniejszony o siłę hydrostatycznego odciążenia ciśnieniem oleju, zawartym między współpracującymi powierzchniami kulistymi kolektora 10 i wirnika 1.

W tarczy 19 wału napędowego 2 znajdują się otwory 20 z wciśniętymi kopułami 5. Powierzchnie czołowe 23 tych kopuł przylegają do powierzchni czołowej łożyska 24. Osiowe siły tłokowe obciążają więc bezpośrednio łożysko 24, a tarcza 19 służy głównie do przenoszenia momentu obrotowego napędu wirnika.

Środki kul kopuł 5, zaczepów kulistych 12 i czopa kulistego 8 znajdują się na wspólnej płaszczyźnie, prostopadłej do osi wału napędowego 2. Podczas obrotu wału napędowego 2, na skutek pochylenia osi wirnika 1 względem osi tego wału, tłoki 4 wykonują ruchy posuwisto zwrotne w komorach 16, oraz są wychylane, wraz z tłoczyskami 3, względem środków kul kopuł 5.

Tłoki 4 wykonują ponadto obroty po kole o średnicy D rozmieszczenia komór 16.

Kuliste gniazda 21 tłoczysk 3, nasadzone na kuliste czasy kopuł 5, wykonują obroty po kole o średnicy D_1 , w płaszczyźnie pochyłonej względem płaszczyzny przekroju poprzecznego wirnika. Rzut toru tych przegubów kulistych, na płaszczyznę przekroju wirnika 1, jest więc elipsą.

Elipsa ta jest przyczyną nieuniknionego kąowego wychylania osi tłoczyska 3 względem osi tłoka 4. Połączenie tłoczyska 3 z tłokiem 4 musi być więc również przegubem kulistym.

Tłoczysko 3 posiada trzon walcowy o średnicy d_1 , zakończony głowicą 22, z której jest wykonane kuliste gniazdo 21. W przeciwieństwie do dotychczas stosowanych rozwiązań, tłoczysko posiada więc tylko jedną powierzchnię kulistą. Kopuła 5 posiada, współśrodkowe z zewnętrzną czaszą kulistą, wewnętrzne gniazdo kuliste o promieniu wyprowadzonym z punktu B. W gnieździe tym jest ułożony zaczep kulisty 12 z ciągnem 7.

Kołnierz 26 tego ciągu jest oparty o powierzchnię czołową zaczepu kulistego 12. Wyprowadzenie ciągu 7 na zewnątrz kopuły 5 i jego wychylanie względem punktu B, umożliwia stożkowy otwór 27, którego kąt wierzchołkowy jest nieco większy od podwójnej wartości kąta wychylenia wirnika względem wału napędowego.

Wciskając trzpień 28 ciągu 7, w otwór 30 tłoczyska 3, uzyskuje się przyleganie kulistego gniazda 21 i zaczepu kulistego 12, do kulistej powierzchni zewnętrznej i gniazda wewnętrznego kopuły 5.

Pasowanie spoczynkowe trzpienia 28 w otworze 30 daje możliwość precyzyjnego doboru luzu montażowego przegubowego połączenia tłoczyska 3 z kopułą 5. Nie następuje również trudności uczynienie tego połączenia trwałym i niezawodnym, przy dowolnie dużym obciążeniu, podczas pracy pompy.

Dla odpowiedniego zabezpieczenia przegubowego połączenia stoi bowiem do dyspozycji znaczna część zewnętrznej powierzchni walcowej trzonu tłoczyska o średnicy d_1 . Na rysunku jest przedstawione takie zabezpieczenie za pomocą walcowego kołka 9, wciśniętego do otworu poprzecznego, wykonanego wspólnie w trzonie tłoczyska 3 i w trzpieniu 28 ciągu 7.

Cel wynalazku jest więc zrealizowany, a przy tym, niezależnie od technologicznego uproszczenia wykonawstwa i montażu, uzyskuje się poprawę jakości przegubowego połączenia tłoczyska z kopułą wału napędowego.

Wielkość średnicy komory 29 zezwala na wystawianie kołka 9 poza powierzchnię zewnętrzną trzonu tłoczyska o średnicy d_1 . W tym przypadku jednak talerz 17 winien być nasadzony na trzon tłoczyska 3 przed wciśnięciem kołka 9.

Głowica 22 jest równocześnie kołnierzem oporowym dla talerza 17. Talerz ten posiada kuliste gniazdo, o promieniu R kuli, przylegające do kulistego czoła tłoka 4. Dla zwiększenia powierzchni przylegania, talerz 17 i tłoka 4, jest zastoso-
wany kołnierz 25. Do przeciwległej kulistej powierzchni czołowej tłoka 4, o promieniu r kuli, przylega talerz 18, który jest osadzony również na trzonie tłoczyska 3 o średnicy d_1 .

Talerze 17 i 18, spełniając funkcje przeciwległych gniazd kulistych tłoka 4, wyznaczają punkt A środkiem przegubu wzajemnie wychylających się osi tłoczyska 3 i tłoka 4. Podobnie jak w przegubie B, również w przegubie A otwór 30 spełnia istotną rolę elementu łączącego.

Położenie talerza 18 jest bowiem ustalone kołnierzem 31 trzpienia 32, wtłoczonego do tego otworu 30. Podczas pracy pompy tłok 4 obciąża kołnierz 31 jedynie siłą swej bezwładności i oporami tarcia komory 16. Dopuszczalne jest więc wielokrotne nawet zmniejszenie, możliwego do uzyskania, wcisku skutecznego. Pozwala to na stosowanie znacznych tolerancji wykonawczych kojarzonego trzpienia 32 w otworze 30.

Największe obciążenie poprzeczne przegubowego połączenia tłoczyska 3 z tłokiem 4 występuje podczas zabierania wirnika. Tłoczysko 3 naciera wówczas na powierzchnię stożkową 33 tłoka 4. W tym przypadku jednak, tworząca trzonu tłoczyska 3, o średnicy d_1 , jest również styczna, lub niemal styczna, do tworzącej przeciwległej powierzchni stożkowej 34, co jest szczególnie korzystne dla trwałości podpór poprzecznych tego tłoczyska 3 w tłoku 4. W ogóle zresztą, kąt zawarty między tworzącymi powierzchniami stożkowej 34 i trzonu tłoczyska 3 nie przekracza nigdy wartości 1° , a to w wyniku wyprzedzenia kąтового wału napędowego względem wirnika, które powoduje stosunkowo duże wychylenie osi tłoczyska 3 względem osi tłoka 4.

Kulista powierzchnia czołowa tłoka 4 i talerza 17 jest obciążona, podczas pracy pompy, siłą wynikającą z oddziaływania ciśnienia roboczego jedynie na powierzchnie przekroju tulei tego tłoka 4. Stosunkowo duża powierzchnia przekroju trzonu tłoczyska 3, o średnicy d_1 , nie uczestniczy bowiem w tym obciążeniu. Duża, przy tym obciążeniu, powierzchnia nośna, powiększona kołnierzem 25, oraz hydrostatyczne jej odciążenie ciśnieniem oleju, pozwalają uzyskać wielokrotne zmniejszenie jednostkowych nacisków powierzchniowych przegubowego łączenia tłoczyska 3 z tłokiem 4, w porównaniu do dotychczas stosowanych rozwiązań. Tym samym zapewniona jest wysoka żywotność przegubu i nie istnieją ograniczenia wysokości stosowanego ciśnienia roboczego pompy.

W przykładowym wykonaniu, jak na rysunku, przepływ oleju z komory 16 do kulistego gniazda 21, przez otwory 35 i 36, jest dławiony, głównie w pierścieniowych szczelinach między współpracującymi powierzchniami tej komory 16 i tłoka 4, o średnicy d , oraz między kulistymi powierzchniami, o promieniu r , tłoka 4 i talerza 18.

Średnica kuli kopuły 5 i kulistego gniazda 21 może być więc odpowiednio większa od średnicy d tłoka 4. Pozwala to na zapewnienie wymaganej wytrzymałości cięgna 7, zwłaszcza w największym jego zwężeniu w stożkowym otworze 27. Ponadto dławienie przepływu przecieków oleju wpływa na ich zmniejszenie, a tym samym na zwiększenie sprawności objętościowej pompy według wynalazku.

Zastrzeżenia patentowe

1. Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa z wychylnym wirnikiem napędzanym za pośrednictwem tłoczysk, połączonych przegubowo z wałem napędowym i z tłokami, pełniącymi funkcje kul przegubów, **znamienna tym**, że tłoczysko (3) posiada otwór (30), w którym jest osadzony trzpień (28) cięgna (7), przy czym ten trzpień (28) znajduje się wewnątrz kuli o promieniu R , stanowiącej powierzchnię talerza (17).

2. Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa według zastrz. 1, **znamienna tym**, że w tłoczysku (3) i w trzpieniu (28) jest osadzony walcowy, lub stożkowy kołek (9), przy czym wielkość średnicy komory (29) tłoka (4) umożliwia wystawanie tego kołka (9) na zewnątrz powierzchni walcowej trzonu tłoczyska (3) o średnicy (d_1).

3. Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa według zastrz. 1, **znamienna tym**, że w otworze (30) jest osadzony spoczynkowo trzpień (32), którego kołnierz (32) przylega do powierzchni czołowej talerza (18).

