



Patent dodatkowy
do patentu

Zgłoszono: 03.I.1962 (P 97 995)

Pierwszeństwo: 14.I.1961 Niemiecka
Republika
Federalna

Opublikowano: 25.II.1966

Kl. ~~47c, 14~~

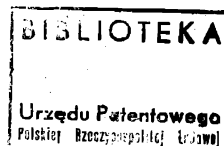
47c, 33/02

MKP F 00 d

F16d 33/02

E46d

UKD



Twórca wynalazku: Fritz Kugel

Właściciel patentu: Voith — Getriebe K. G., Heidenheim (Brenz)
(Niemiecka Republika Federalna)

Sprzęgło hydrokinetyczne z działaniem jednokierunkowym, jak również przekładnia i napęd wielosilnikowy z takim sprzęgłem

1

Od dłuższego czasu do przenoszenia siły stosuje się w coraz większym stopniu sprzęgła hydrokinetyczne, ponieważ dają one napęd miękki, pozbawiony uderzeń i tłumiący drgania a w przypadku wyposażenia w określone urządzenie sterujące, umożliwiają również regulację obrotów. Tego rodzaju sprzęgła nadają się zwłaszcza do napędów przekazujących dużą moc i takich, które w czasie pracy muszą być przełączane, np. w pojazdach silnikowych lub napędach statków.

W takich napędach zachodzi między innymi potrzeba napędu jednokierunkowego a mianowicie tego rodzaju, że sprzęgło hydrokinetyczne winno pracować dopóty, dopóki napędza je silnik. Jeśli jednak w wyniku zmniejszenia dopływu paliwa bądź na skutek uszkodzenia silnika obroty silnika spadają w stosunku do maszyny roboczej, obracającej się dalej w wyniku działania sił bezwładności lub w wyniku napędu za pomocą dodatkowych, innych silników, wówczas winno zostać przerwane przenoszenie siły przez sprzęgło, aby uniknąć przez to napędzania wspomnianego na początku silnika a w każdym razie uszkodzeń.

W tym celu po stronie czynnej lub biernej sprzęgła Föttingera przyłączono już mechaniczne sprzęgło jednokierunkowe. To rozwiązanie jest jednak niekorzystne nie tylko z powodu dużego nakładu pracy konstrukcyjnej i zużycia lecz również można je zastosować jedynie w zawężonym zakresie, ponieważ znane dotąd mechaniczne sprzę-

2

gła jednokierunkowe nie nadają się wcale lub niewystarczająco do przenoszenia dużych mocy i również nie są dostatecznie pewne w działaniu.

Stosowano również dające się napełniać i opróżniać sprzęgło Föttingera, w którym pompa sterująca w zależności od kierunku obrotów względnych obydwóch wirników sprzęgła steruje w ten sposób organ nastawczy, zamocowany przy przewodzie napełniającym sprzęgło, że w przypadku przyspieszenia wirnika turbiny (czyli wirnika połączonego z maszyną roboczą) względem wirnika pompy sprzęgło jest opróżniane. To rozwiązanie z działaniem jednokierunkowym jest również drogie i oprócz tego z uwagi na istnienie licznych i skomplikowanych elementów sterujących jest stosunkowo podatne na zniszczenie.

W końcu znane jest również sprzęgło hydrokinetyczne, w którym część łopatkowa wirnika turbiny względem jego zewnętrznej turbiny wystaje nieco nad częścią łopatkową wirnika pompy i przy tej jedynie wystającej części łopatkowej wirnika turbiny jest połączone przez przeprowadzone nad wirnikiem pompy kanały z zasobnikiem zbiorczym obracającym się z wirnikiem pompy. W przypadku przepływu kołowego w wirniku pompy, skierowanego promieniowo do środka (to znaczy wówczas, gdy wirnik turbiny przyspiesza w stosunku do wirnika pompy) ciecz przepływa przez te kanały z przestrzeni roboczej do zasobnika zbiorczego w wyniku czego następuje mniejsze lub większe

opróżnienie przestrzeni roboczej i przerwanie przenoszenia siły. Przepływ powrotny czynnika roboczego z zasobnika zbiorczego do przestrzeni roboczej następuje pod wpływem siły odśrodkowej a mianowicie bądź przez te same kanały bądź też przez specjalne kanały powrotne, wyposażone w zawory sterowane siłą odśrodkową.

Również to sprzęgło jednokierunkowe ma wiele różnych niedogodności, zwłaszcza to, że samoczynny wypływ czynnika z przestrzeni roboczej musi następować przez kanały obracające się z wirnikiem pompy i skierowane promieniowo do środka co tym samym zmusza do przezwyciężenia siły dośrodkowej wywołanej obrotami wirnika pompy. Ponieważ wirnik pompy zatrzymuje się całkowicie jedynie w wyjątkowych przypadkach, przeto trudno jest osiągnąć samoczynne opróżnienie, które najczęściej jest niedostateczne.

Dalsza wada polega na tym, że ważna przy opróżnianiu część przestrzeni roboczej, w tym przypadku zewnętrzny promieniowo wycinek przestrzeni roboczej z różnymi średnicami zewnętrznymi części łopatkowych wirników turbiny i pompy jest opływany zawsze przez strumień kołowy i że dzięki temu przepływ kołowy w tym miejscu jest niekorzystny zarówno przy dużym jak i małym poślizgu. W końcu, w następstwie różnej wielkości średnic zewnętrznych części łopatkowych wirników pompy i turbiny, sprzęgło musi mieć większą niż zwykle średnicę zewnętrzną.

Celem wynalazku jest uniknięcie tych i kilku innych niedogodności. Wychodzi się przy tym z cech charakterystycznych wspomnianego uprzednio sprzęgła hydrokinetycznego zgodnie z którymi pierścieniowa przestrzeń robocza, zamknięta przez obydwie wirniki sprzęgła (wirnik pompy i turbiny) jest połączona z jednym zasobnikiem zbiorczym poprzez co najmniej jeden korzystnie sterowany kanał (kanał wlotowy) służący do napełniania przestrzeni roboczej jak również przez co najmniej jeden dalszy kanał (kanał wylotowy) służący do opróżniania przestrzeni roboczej i przy czym oprócz tego ten kanał wylotowy jest połączony z takim miejscem przestrzeni roboczej i ustawiony w takim kierunku, że pod wpływem skierowanego promieniowo do wewnątrz przepływu kołowego w wirniku pompy (wirniku połączonym z silnikiem napędowym) następuje samoczynny wypływ czynnika z przestrzeni roboczej przez kanał wylotowy. Zgodnie z wynalazkiem, miejsce przyłączenia każdego kanału wylotowego jest przewidziane teraz nie w promieniowo zewnętrznej części przestrzeni roboczej lecz w jej promieniowo części wewnętrznej.

Taka konstrukcja sprzęgła ma tę zaletę, że czynnik wypływający w stanie ruchu swobodnego z przestrzeni roboczej przez kanały wylotowe nie musi przepływać już więcej przez obracające się kanały, skierowane promieniowo do wewnątrz lecz tylko może być odprowadzony osiowo lub nawet promieniowo na zewnątrz. W ten sposób w stanie ruchu swobodnego (jałowego) opróżnianie przestrzeni roboczej nie jest już więcej hamowane siłami odśrodkowymi, działającymi w kanałach wylotowych lecz nawet przez te ostatnie jest przyspie-

szane. W wyniku tego następuje teraz szybsze zmniejszenie napełnienia i w większym stopniu niż w opisanym uprzednio hydrokinetycznym sprzęgłe jednokierunkowym i istnieje tutaj nawet możliwość osiągnięcia praktycznie zupełnego opróżnienia przestrzeni roboczej.

Dalszą zaletą sprzęgła według wynalazku jest to, że przepływ kołowy do promieniowo wewnętrznego obrębu przestrzeni roboczej zaczyna się najpierw od określonego mimowolnego poślizgu a w tym obrębie następuje samoczynny wypływ czynnika przez kanały wylotowe, do czego tutaj są przewidziane w tym celu najczęściej specjalne ukształtowane ścianki lub specjalne przystawki. Na skutek tego przepływ kołowy znajduje się również wówczas pod wpływem tych przystawek. W przeważającej części czasu normalnej pracy z małym poślizgiem, strumień kołowy przebiega dlatego na zewnątrz od przystawek w kierunku promieniowym (patrz na oznaczony strzałką 14 na fig. 1 przepływ strumienia) tak, że ten stan pracy decydujący szczególnie o dobrej sprawności nie zostaje zakłócony przez te przystawki. Ponadto, sprzęgło według wynalazku może mieć mniejszą średnicę zewnętrzną niż opisana uprzednio konstrukcja z przystawkami umieszczonymi w promieniowo zewnętrznym obrębie przestrzeni roboczej.

Znane jest również sprzęgło hydrauliczne, w którym do okresowego opróżniania przestrzeni roboczej służy urządzenie spiętrzające lub czerpakowe, umieszczone w jej promieniowo wewnętrznym obrębie i połączone kanałami wylotowymi z zasobnikiem zbiorczym. Urządzenie spiętrzające, odmienne od niniejszego wynalazku jest skonstruowane tak, że w przypadku przyspieszania wirnika pompy w stosunku do wirników turbiny powoduje ono opóźnianie sprzęgła i tym samym pracuje ono w innym stanie pracy niż sprzęgło według wynalazku. Ruch jałowy (swobodny) jest tutaj niemożliwy.

Kanały wylotowe sprzęgła według wynalazku mogą być przyłączone w takich miejscach w promieniowo wewnętrznym obrębie przestrzeni roboczej i mogą być tam tak ustawione, że już tak jak jest, to znaczy bez specjalnych przystawek, można osiągnąć wystarczający samoczynny wypływ czynnika. Ma to miejsce w takiej postaci wykonania, w której otwory wlotowe kanałów wylotowych, znajdując się w części ścianki wirnika pompy, ograniczającej promieniowo od wewnątrz przestrzeń roboczą i są ustawione nieco promieniowo na zewnątrz.

Wielokrotnie jednak jest pożądane przyłączenie kanałów wylotowych w takich miejscach przestrzeni roboczej, w których samo przez się nie wystąpi żaden, lub tylko niedostateczny wypływ czynnika. Według dalszej cechy znamiennej wynalazku, w pobliżu lub przy otworach wlotowych kanałów wylotowych przewiduje się zastosowanie ścianki spiętrzającej lub wznoszącej się ścianki prowadniczej w postaci kołnierzego pierścienia prowadniczego lub tym podobnego elementu, wywołującego samoczynny wypływ czynnika.

Do tego celu może służyć również znana w konstrukcjach sprzęgieł hydraulicznych rura czerpa-

kowa wystająca w przestrzeni roboczej. Ścianka prowadnicza, rura czerpakowa lub tym podobny element, przy określonym przepływie kołowym winien odprowadzać czynnik z przestrzeni roboczej przy możliwie małym oporze.

Szczególnie celowe wykonanie sprzęgła według wynalazku polega na tym, że część ścianki wirnika pompy, ograniczająca promieniowo od wewnątrz przestrzeń roboczą ma mniejszą średnicę niż odpowiednia część ścianki wirnika turbiny. Przy normalnej pracy (liczba obrotów wtórnych n_2 jest mniejsza od liczby obrotów n_1 wirnika pompy), taka postać wirników nie utrudnia przepływu kołowego. Natomiast dla stanów pracy w których występuje działanie jałowe, czynnik płynący w wirniku pompy promieniowo do wewnątrz, przepływa do podanej już wewnętrznej części ścianki wirnika turbiny, jak również do wirnika pompy, leżącego bezpośrednio przed tym po stronie, w kierunku której następuje przepływ. Dlatego w tym wykonaniu można przewidzieć w sposób dogodny otwory wlotowe kanałów wylotowych w wspomnianej wewnętrznej części ścianki wirnika pompy. Optymalne działanie osiąga się wówczas, gdy otwory kanałów wylotowych skierowane są dodatkowo do wirnika pompy.

Zgodnie z dalszą cechą wynalazku proponuje się umieszczenie wylotów kanałów wlotowych prowadzących do przestrzeni roboczej na mniejszej średnicy od tej wspomnianej już wewnętrznej ścianki wirnika turbiny. Te wyloty winny być przy tym również skierowane korzystnie do strumienia kołowego, znajdującego się w ruchu jałowym. W takim wykonaniu, w stanie ruchu jałowego, w wyniku ruchu kołowego zostaje zmniejszona dodatkowo ilość czynnika, wpływająca jeszcze przez kanały wlotowe (przewody napełniające) i osiąga się dzięki temu przyspieszenie opróżniania przestrzeni roboczej.

Aby osiągnąć szczególnie szybkie opróżnianie, winno się przewidzieć dodatkowo samoczynne sterowanie odprowadzania czynnika z zasobnika zbiorczego do przestrzeni roboczej, zależnie od obrotów wirnika pompy lub silnika napędowego w ten sposób, że przy małych obrotach strumień napełniający zostaje zmniejszony lub nawet całkowicie przerwany, przykładowo za pomocą suwaka sterującego osadzonego przy kanałach wlotowych (przewodach napełniających).

Do dalszego przyspieszenia i ulepszenia przebiegu opróżniania w stanie ruchu jałowego, koniecznym jest z kolei umieścić wyloty kanałów wlotowych na takiej samej lub mniejszej średnicy niż otworów wlotowych kanałów wylotowych. Zatem co najmniej część czynnika doprowadzonego przez kanały wlotowe może znów odpłynąć bezpośrednio przez kanały wylotowe tak, że ta część czynnika wogóle nie dostaje się do wnętrza przestrzeni roboczej. Należy jednak dbać przy tym o to, aby wykluczyć natychmiastowy wypływ napełniającego strumienia wówczas, gdy sprzęgło pracuje z przyspieszającym wirnikiem pompy ($n_1 > n_2$ dodatni poślizg).

Osiąga się to w takim wykonaniu, w którym wyloty kanałów wlotowych znajdują się bezpośred-

nio przy części łopatkowej wirnika pompy, przez co wpływający tam czynnik dostaje się najpierw w obręb części łopatkowej wirnika pompy. Wirnik pompy obracający się szybko przy dodatnim poślizgu sprzęgła tłoczy doprowadzoną przez kanały wlotowe ciecz natychmiast do wnętrza przestrzeni roboczej.

W niektórych przypadkach jest pożądana możliwość przejściowego wyłączenia ruchu jałowego sprzęgła np. wówczas, gdy w pojeździe winno się hamować silnikiem, albo gdy ten w przypadku uszkodzenia rozrusznika winien być zapuszczony przez popchnięcie pojazdu. W tym celu, w kanałach wylotowych sprzęgła jest osadzone urządzenie dławiące lub zaworowe, które jest uruchamiane korzystnie samoczynnie i w stanie zamkniętym zapobiega samoczynnemu opróżnianiu sprzęgła, gdy wirnik turbiny obraca się szybciej od wirnika pompy ($n_1 < n_2$) i tym samym zapobiega działaniu jałowemu.

Dalsze cechy wynalazku są wyjaśnione w powianiu z kilkoma przykładami wykonania uwidocznionymi na rysunku, na którym fig. 1 przedstawia napęd okrętu z hydrokinetycznym sprzęgłem jednokierunkowym według wynalazku, z kanałami wylotowymi umieszczonymi przy wirniku turbiny przy czym jest pokazany przepływ kołowy dla stanu pracy $n_1 > n_2$ (stan przenoszenia mocy), fig. 1a — to samo sprzęgło jednak z oznaczonym przepływem kołowym dla stanu pracy $n_1 < n_2$ (ruch jałowy), fig. 2 — innego rodzaju hydrokinetyczne sprzęgło jednokierunkowe z kanałami wylotowymi umieszczonymi przy wirniku pompy fig. 3 — jedno z podanych sprzęgieł o podobnej konstrukcji wyposażone w dodatkowy pierścień prowadniczy oraz organ zaworowy kanałów wylotowych, fig. 4 — inne hydrokinetyczne sprzęgło jednokierunkowe, w którym zasobnik zbiorczy obraca się z wirnikiem pompy i jest połączony z przestrzenią roboczą kanałami wlotowymi sterowanymi siłą odśrodkową, fig. 5 — motorowy pojazd szynowy z napędem hydraulicznym wyposażonym w dwa hydrokinetyczne sprzęgła jednokierunkowe i fig. 6 — wielosilnikowy napęd okrętu z hydrokinetycznymi sprzęgłami jednokierunkowymi.

W napędzie okrętowym według fig. 1 i 1a silnik wysokoprężny 1 napędza śrubę okrętową 4 za pośrednictwem wirnika 2 pompy i wirnika 3 turbiny hydrokinetycznego sprzęgła. Wał 5 silnika 1 jest połączony dynamicznie ponadto poprzez przekładnię stożkowych kół zębatach 6 i wał 7 z pompą zasilającą 9, umieszczoną w zasobniku zbiorczym 8. Jej przewód tłoczący 10, 10a jest przeprowadzony przez uruchamiany nawet ręcznie zawór 11 do wielu kanałów zasilających 12 (w zastrzeżeniach oznaczonych jako kanały wlotowe) umieszczonych równomiernie na obwodzie w płaszczyźnie wirnika 3 turbiny i stąd do przestrzeni roboczej 18 sprzęgła.

Część 2a ścianki wirnika pompy ograniczająca promieniowo od wewnątrz przestrzeń roboczą 18 ma mniejszą średnicę od odpowiedniej promieniowo wewnętrznej części 3a ścianki wirnika turbiny. W części płaszczyzny wirnika turbiny, leżącej między tymi określonymi średnicami znajdują się wspomniane już kanały zasilające 12 oraz dodatkowo kil-

ka kanałów wylotowych 13 rozłożonych również równomiernie na obwodzie przy czym wyloty 12a względnie otwory wlotowe 13a wszystkich tych kanałów są skierowane do wirnika 2 pompy.

Sposób działania sprzęgła: Przy normalnym kierunku przenoszenia mocy z silnika do śruby okrętowej czyli, gdy wirnik pompy obraca się szybciej od wirnika turbiny (= dodatni poślizg, $n_1 > n_2$) i przy zwykle małej wartości poślizgu, strumień kołowy w przestrzeni roboczej obraca się w przybliżeniu zgodnie ze strzałkami 14 na fig. 1. Przepływ jest zgodny z ruchem wskazówek zegara i odbywa się w promieniowo zewnętrznym i środkowym obrębie przestrzeni roboczej. Przy dużej wartości poślizgu jednak jeszcze w tych samych warunkach przepływ kołowy odbywa się jeszcze dodatkowo w promieniowo wewnętrznym obrębie przestrzeni roboczej. W tych stanach pracy, sprzęgło jest zdolne do przenoszenia napędu i przez kanały wylotowe 13 czynnik nie przepływa.

Gdy jednak obroty silnika zmniejszą się w stosunku do obrotów śruby okrętowej 4, np. na skutek uszkodzenia silnika — i tym samym n_1 jest mniejsze od n_2 (ujemny poślizg), wówczas następuje zmiana kierunku przepływu kołowego, który jest teraz przeciwny do kierunku ruchów wskazówek zegara. Gdy ten ujemny poślizg osiągnie określoną wartość, przepływ kołowy odbywa się zgodnie ze strzałkami 15 na fig. 1a, dodatkowo w promieniowo wewnętrznym obrębie przestrzeni roboczej 18 i wytwarza na stronie czołowej piasty wirnika turbiny zwróconej do wirnika pompy (czyli w obrębie leżącym między częściami ścianek 2a i 3a) określone spiętrzenie, w wyniku którego, czynnik roboczy zostaje wypchnięty kanałami 13 z przestrzeni roboczej 18 i dostaje się do zasobnika zbiorczego 8. W wyniku umieszczenia kanałów wylotowych zgodnie z wynalazkiem, wpływ czynnika nie jest hamowany żadną siłą przeciwnie działającą (siłą dośrodkową) i dlatego odbywa się szybko i całkowicie samoczynnie.

Ponieważ ciśnienie czynnika znajdującego się w ruchu kołowym jest skierowane częściowo również przeciw wylotom 12a kanałów zasilających 12 przeto w tym stanie pracy zostaje zmniejszona tym samym ilość czynnika doprowadzona tymi kanałami zasilającymi (zwykle jednak pompa zasilająca 9 pracuje również przy ujemnym poślizgu sprzęgła). Ponieważ ponadto wyloty 12a kanałów zasilających 12 leżą na nieco mniejszej średnicy niż wyloty 13a kanałów 13 przeto czynnik wpływający mimo to jeszcze do przestrzeni roboczej, może przepływać pod wpływem działania siły odśrodkowej i ruchu kołowego bezpośrednio do kanału wylotowego 13 i natychmiast znowu z niego wypływać, jak to jest oznaczone strzałką 16 na fig. 1a.

Jeśli zatem wirnik turbiny obraca się szybciej od wirnika pompy, przynajmniej częściowo opróżnia się przestrzeń robocza, a mianowicie tym szybciej i tym bardziej, im większa jest wartość i czas trwania ujemnego poślizgu sprzęgła. W ten sposób przy $n_1 < n_2$ występuje już mniej więcej skuteczna przerwa w przenoszeniu mocy przez sprzęgło i tym samym osiąga się pożądane działanie ruchu jałowego.

Jeśli znów zmieni się kierunek poślizgu ($n_1 > n_2$, kierunek przepływu jak na fig. 1) przestaje opróżniać się przestrzeń robocza 18, która teraz jest znowu napełniona za pomocą urządzenia napełniającego 9 — 12. W ten sposób sprzęgło jest znowu zdolne do przenoszenia mocy.

Aby przy rozruchu sprzęgła (wirnik turbiny jest nieruchomy) zapewnić szybkie jego napełnienie i uniknąć przy tym niepożądanego kolejnego wypływania czynnika przez kanały wylotowe 13, kanały wlotowe 12 są przedłużone za pomocą ścianki przesłonowej 17 tak, że ich wloty 12a leżą bezpośrednio przy łopatkach wirnika pompy. We wspomnianym stanie rozruchu, czynnik wpływający z kanałów 12 chwytyany jest natychmiast przez łopatki wirnika pompy i przepychany pod wpływem siły odśrodkowej do wnętrza przestrzeni roboczej.

Na fig. 2 przedstawiona jest inna odmiana hydrokinetycznego sprzęgła jednokierunkowego. Otwory wlotowe 20a kanałów wylotowych 20, znajdują się w tym przypadku w promieniowo wewnętrznej części 21a ścianki wirnika 21, ograniczającej przestrzeń roboczą przy czym ten wirnik pompy jest połączony z silnikiem napędowym. Ponadto wyloty 20a kanałów wylotowych są ustawione promieniowo na zewnątrz, dzięki czemu przy ujemnym poślizgu ($n_1 < n_2$) i przepływie kołowym o kierunku oznaczonym strzałką 22 powstaje również nacisk czynnika na ściankę 21a co wywołuje tym samym opróżnienie przestrzeni roboczej kanałami 20. Liczbą 23 są oznaczone kanały zasilające, znajdujące się w piaście wirnika turbiny 24.

W sprzęgle jednokierunkowym według fig. 3, kanały wylotowe 30 znajdują się również w piaście wirnika pompy 31. W celu zwiększenia nacisku czynnika przy otworach wlotowych 30a kanałów wylotowych, przewidziany jest tutaj dodatkowo pierścień prowadzący 32, który przy ujemnym poślizgu naprowadza w zwiększonym stopniu do otworów 30a strumień czynnika przepływający w pobliżu piasty.

Ponadto przekroje kanałów wylotowych 30 są tutaj nastawione za pomocą przesuwnej suwaka pierścieniowego 33. Przez zamknięcie tego suwaka pierścieniowego, spowodowane za pomocą ręcznej dźwigni nie pokazanej na rysunku, można wyłączyć ruch jałowy sprzęgła, co może być np. pożądane wówczas, gdy sprzęgło jest zastosowane w napędzie pojazdu i jest w nim hamowane za pomocą silnika. Liczbą 34 jest oznaczony wirnik turbiny połączony z napędzaną maszyną roboczą a liczbą 35 — kanały zasilające połączone ze źródłem czynnika.

W sprzęgle hydrokinetycznym według fig. 4, wirnik pompy 40, wirnik turbiny 41, kanały wylotowe 42 jak również przyległe do tych ostatnich części 40a, 41a ścianki wirnika pompy względnie turbiny są zasadniczo tak samo wykonane jak według fig. 1 i 1a. Odmienne w stosunku do sprzęgła pokazanego na tych figurach rysunku jest zamocowany zasobnik zbiorczy 44, przy wirniku pompy 40 i obraca się razem z nim.

Z zasobnika zbiorczego 44 w miejscu jego największej średnicy prowadzą kanały wylotowe 45

do promieniowo zewnętrznego obrębu przestrzeni roboczej sprzęgła. Każdy z tych kanałów wlotowych jest sterowany w zależności od liczby obrotów wirnika pompy za pomocą wyposażonego w sprężynę 46 zaworu kulkowego.

Czynnik roboczy wypływający z przestrzeni roboczej przez kanały wylotowe 42 w przypadku ujemnego poślizgu i wolno obracającego się wirnika 40 pompy, gromadzi się w zasobniku zbiorczym 44 (ruch jałowy). Gdy jednak wirnik pompy 40 osiągnie ustaloną dużą prędkość obrotową, wówczas otwierają się zawory 47, dzięki czemu czynnik roboczy znajdujący się w zasobniku zbiorczym 44 może odpływać z powrotem pod wpływem siły odśrodkowej przez kanały wlotowe 45 do przestrzeni roboczej.

W celu zapewnienia wystarczająco dużej wartości tej siły odśrodkowej, w zasobniku zbiorczym 44 można przewidzieć zeberkowe lub łopatkowe przegrody 48 leżące prawie w płaszczyznach osiowych, dzięki czemu nagromadzony tam czynnik roboczy obraca się stale z taką samą prędkością obrotową jak wirnik pompy.

Na fig. 5 i 6 są przedstawione szczególnie celowe przypadki zastosowania jednokierunkowych sprzęgieł według wynalazku, mianowicie na fig. 5 jest pokazany motorowy pojazd szynowy, w którym turbina gazowa 50 napędza przekładnię hydrauliczną 51, która przekazuje napędowy moment obrotowy przez przekładnię zwrotną 52, wały kardanowe 53, 53a na osie napędowe 54, 54a. W przekładni hydraulicznej 51, przy najniższym biegu moc jest przenoszona poprzez parę kół zębatach 55, przetwornik hydrauliczny 56 i parę kół zębatach 57 do wałka wyjściowego 58, przy drugim biegu — poprzez te same pary kół zębatach i sprzęgło hydrokinetyczne 59 a przy biegu trzecim — poprzez parę kół zębatach 55, sprzęgło hydrokinetyczne 60 i parę kół zębatach 61.

Obydwa sprzęgła 59 i 60 posiadają postać sprzęgieł hydrokinetycznych jednokierunkowych według wynalazku dzięki czemu np. w czasie jazdy pojazdu (lokomotywy) w przypadku zatrzymania się turbiny gazowej 50, w wyniku uszkodzenia opróżniają się one samoczynnie, co powoduje przerwanie przenoszenia napędu z kół pojazdu do turbiny gazowej. Podobne przerwanie przenoszenia napędu następuje wówczas, gdy przy wolno obracającej się maszynie napędowej 50 pojazd pędzi z dużą prędkością po pochyłym torze, dzięki czemu unika się zwiększenia obrotów maszyny napędowej ponad dopuszczalną liczbę.

Na fig. 6 jest przedstawiony wielosilnikowy napęd do pojazdu wodnego. Każdy z trzech silników 70, 71, 72 przekazuje swój moment obrotowy poprzez jedno, zgodne z wynalazkiem, hydrokinetyczne sprzęgło jednokierunkowe 73, względnie 74, 75 do wspólnej przekładni 76, która poprzez wał 77 jest połączona dynamicznie z śrubą okrętową 78. Gdy przykładowo w wyniku uszkodzenia silnik 70 zmniejszy swoje obroty lub zatrzyma się, przekładnia obraca się jednak dalej w wyniku napędu przez pozostałe silniki 71, 72 lub działanie sił hydraulicznych wywieranych na śrubę 78 w czasie ruchu

okrętu, wówczas sprzęgło hydrokinetyczne 73 opróżnia się samoczynnie i wyłącza silnik 70 z napędu 76.

W ten sposób można uniknąć innych uszkodzeń lub nawet zniszczenia wyłączanego silnika. W opisanym na wstępie przykładzie zastosowania jak i tutaj, ze względu na przenoszenie dużych mocy, nie można użyć mechanicznych sprzęgieł jednokierunkowych albo je zastosować z dużymi trudnościami.

Zastrzeżenia patentowe

1. Sprzęgło hydrokinetyczne o działaniu jednokierunkowym, z pierścieniową przestrzenią roboczą zamkniętą przez obydwie wirniki sprzęgła (wirnik pompy i turbiny) i połączoną z jednym zasobnikiem zbiorczym poprzez co najmniej jeden korzystnie sterowany kanał (kanał wlotowy), służący do napełniania przestrzeni roboczej jak również przez co najmniej jeden dalszy kanał (kanał wylotowy) służący do opróżniania przestrzeni roboczej, przy czym kanał wylotowy jest połączony z takim miejscem przestrzeni roboczej i ustawiony w takim kierunku, że pod wpływem skierowanego promieniowo do wewnątrz przepływu kołowego w wirniku pompy (wirniku łopatkowym połączonym z silnikiem napędowym) następuje samoczynny wypływ czynnika roboczego z przestrzeni roboczej przez kanał wylotowy, **znamiennie tym**, że otwór wlotowy (13a, 20a, 30a) każdego kanału wylotowego (13, 20, 30, 42) jest umieszczony promieniowo w wewnętrznym obrębie przestrzeni roboczej (18).
2. Sprzęgło według zastrz. 1, **znamiennie tym**, że przy lub w pobliżu otworów wlotowych (30a) kanałów wylotowych (30) jest umieszczona ścianka kierująca lub spiętrzająca (pierścień 32), powodująca lub zwiększająca samoczynny wypływ czynnika roboczego.
3. Sprzęgło według zastrz. 1 lub 2, **znamiennie tym**, że średnica części (2a) ścianki wirnika pompy (2) ograniczającej promieniowo od wewnątrz przestrzeń roboczą (18) i służącej do wytwarzania lub zwiększania samoczynnego wypływu czynnika, jest mniejsza niż odpowiadająca jej średnica części (3a) ścianki wirnika turbiny (fig. 1, 1a, 3, 4).
4. Sprzęgło według zastrz. 3, **znamiennie tym**, że otwory wlotowe (13a) kanałów wylotowych (13), umieszczone promieniowo wewnątrz wewnętrznej części (3a) ścianki wirnika turbiny (3), są skierowane do wirnika pompy (2) (fig. 1, 1a, 4).
5. Sprzęgło według zastrz. 3 lub 4, **znamiennie tym**, że wyloty (12a) kanałów wlotowych (12) znajdują się na średnicy mniejszej od średnicy wspomnianej już wewnętrznej części (3a) wirnika turbiny i są skierowane do strumienia kołowego, istniejącego w stanie ruchu jałowego (fig. 1, 1a).
6. Sprzęgło według zastrz. 5, **znamiennie tym**, że wyloty (12a) kanałów wlotowych (12) znajdują się na równej, lub mniejszej średnicy od średnicy, na której umieszczone są otwory wlotowe (13a) kanałów wylotowych (13) (fig. 1, 1a).

7. Sprzęgło według jednego z podanych zastrzeżeń, zwłaszcza według zastrz. 5 lub 6, **znamiennie tym**, że wyloty (12a) kanałów wlotowych (12) są umieszczone w bezpośredniej bliskości łopatek wirnika pompy (2), tak że napływający czynnik wchodzi najpierw w obręb łopatek wirnika pompy (2) (fig. 1, 1a).
8. Sprzęgło według jednego z zastrz. 1 — 3, lub 5 — 7, **znamiennie tym**, że otwory wlotowe (20a) kanałów wylotowych (20) znajdują się w części (21a) ścianki wirnika pompy (21), ograniczającej promieniowo od wewnątrz przestrzeń roboczą i są skierowane prawie promieniowo na zewnątrz (fig. 2).
9. Sprzęgło według jednego z zastrz. 1 — 8, w którym zasobnik zbiorczy jest przystosowany również do przyjęcia cieczy odprowadzanej z przestrzeni roboczej dla celów regulacji napełniania, zupełnego opróżnienia i lub chłodzenia, **znamiennie tym**, że do powrotnego przekazywania cieczy z zasobnika zbiorczego (44) do przestrzeni roboczej zawiera samoczynny układ sterowniczy (46, 47), który jest zależny od liczby obrotów wirnika pompy lub silnika tak, iż

- przy małej liczbie obrotów strumień zasilający zmniejsza się lub całkowicie przerywa (fig. 4).
10. Sprzęgło według jednego z zastrz. 1 — 9, **znamiennie tym**, że ma dławikowe lub zaworowe urządzenie (33), uruchamiane samoczynnie i umieszczone w kanałach wylotowych (30) (fig. 3).
11. Hydrauliczna lub hydrauliczno-mechaniczna przekładnia z co najmniej jednym hydrokinetycznym sprzęgłem, zwłaszcza do motorowych pojazdów szynowych, **znamiennie tym**, że sprzęgło to (59, 60) jest wykonane jako sprzęgło jednokierunkowe zgodnie z jednym z zastrzeżeń 1 — 10.
12. Wielosilnikowy napęd w którym na wspólnym wale napędzanym pracują co najmniej dwa silniki, zwłaszcza do okrętów lub motorowych pojazdów szynowych, **znamiennie tym**, że co najmniej jeden z silników (70, 71, 72) jest połączony z wspólną częścią napędzaną (76 — 78) poprzez jedno sprzęgło jednokierunkowe (73, 74, 75) według jednego z zastrzeżeń 1 — 10. (fig. 6).

