

POLSKA
RZECZPOSPOLITA
LUDOWA



URZĄD
PATENTOWY
PRL

OPIS PATENTOWY PATENTU TYMCZASOWEGO

121993

Patent tymczasowy dodatkowy
do patentu _____

Zgłoszono: 05.05.77 (P. 197887)

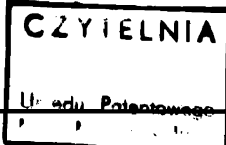
Pierwszeństwo: _____

Zgłoszenie ogłoszono: 13.03.78

Opis patentowy opublikowano: 31.10.1984

Int. CL³.

F16H 47/06



Twórca wynalazku: _____

Uprawniony z patentu tymczasowego: Turcianske strojárne, národný podnik,
Martin (Czechosłowacja)

KOMBINOWANA PRZEKŁADNIA Z PRZEŁOŻENIEM ZMIENIANYM BEZSTOPNIOWO

Przedmiotem wynalazku jest kombinowana przekładnia z przełożeniem zmienianym bezstopniowo, zwłaszcza do ruchomych maszyn, składająca się z przekładni z napędem bezstopniowym i przekładni z napędem hydrodynamicznym.

Znanych jest szereg przekładni z przełożeniem zmienianym bezstopniowo. Chodzi tu o dwie główne grupy konstrukcji, mianowicie o przekładnie z napędem bezstopniowym, które wykorzystują mechaniczne, elektryczne lub hydrostatyczne zespoły zmiany prędkości obrotowej, oraz o przekładnie z napędem hydrodynamicznym, w których stosuje się przetworniki hydrodynamiczne.

Zaletą przekładni z napędem bezstopniowym polega na możliwości ciągłej zmiany stosunku przełożenia, niezależnie od obciążenia i z dobrą stabilnością wybranego stosunku przełożenia przy wahaniami obciążenia. Ponadto mają one stosunkowo dobrą sprawność w szerokim zakresie regulacji. Ich wadą polega na tym, że muszą być zwymiarowane dla maksymalnego momentu obrotowego występującego w żądanym zakresie regulacji. Na skutek tego moc nominalna konstrukcji przekładni z napędem bezstopniowym jest znacznie większa niż moc nominalna maszyny napędowej lub napędzanego urządzenia. Z taką dużą mocą nominalną związany jest jednak odpowiednio zwiększony ciężar i zwiększona cena urządzenia. Na skutek małego wykorzystania mocy nominalnej również współczynnik sprawności jest mniejszy niż odpowiadający możliwemu optymalnemu działaniu urządzenia.

Z tych względów przekładnie z napędem bezstopniowym stosuje się przeważnie w urządzeniach o małych mocach nominalnych lub też w urządzeniach, w których maksymalny moment obrotowy jest proporcjonalny do maksymalnej prędkości obrotowej na wyjściu. Są to przykładowo pompy, wentylatory, zespoły napędowe statków, itp. Stosowanie takich przekładni w maszynach ruchomych, na przykład w lokomotywach i samochodach jest mało skuteczne.

W przekładniach drugiej grupy, to znaczy w przekładniach z napędem hydrodynamicznym, stosunek przełożenia zmienia się z obciążeniem i nie można go regulować tak dowolnie jak w przekładniach z napędem bezstopniowym. Dalszą wadą jest stosunkowo mała sprawność, zwłaszcza w obszarze zwiększonego poślizgu

w przetworniku hydrodynamicznym, a często również właściwość samoregulacji przekładni. Zaletą takiej przekładni polega jednak na tym, że przy stosunkowo niewielkich wymiarach może przenosić duże moce i nadaje się do urządzeń, w których często występują zmiany obciążenia.

Znana jest także przekładnia z kombinowanym napędem bezstopniowym i napędem hydrodynamicznym, przy czym cykl pracy urządzenia dzieli się na cykl z napędem bezstopniowym i cykl z napędem hydrodynamicznym. Kombinacje takie nie usuwają jednak wad samego napędu na wyjściu przekładni.

Celem wynalazku jest opracowanie kombinowanej przekładni, która umożliwi optymalne wykorzystanie zalet poszczególnych znanych typów przekładni, a równocześnie ograniczy do minimum wpływ ich wad.

Zadanie to rozwiązano według wynalazku przez to, że kombinowana przekładnia o bezstopniowo zmieniającym przełożeniu, zwłaszcza do maszyn ruchomych, posiadająca przekładnię z napędem bezstopniowym i przekładnię z napędem hydrodynamicznym, charakteryzuje się tym, że obie te przekładnie są dołączone równolegle do zespołu napędowego, a ich wały wyjściowe są sprzężone wzajemnie ze sobą obrotowo przez przekładnię wyjściową. W jednym z elementów takiego połączenia obrotowego, korzystnie w kole napędzanym przekładni wyjściowej, umieszczone jest luzowane sprzęgło, korzystnie sprzęgło jednokierunkowe.

Przez połączenie równoległe przekładni z napędem bezstopniowym i z napędem hydrodynamicznym, przy zastosowaniu mechanicznego sprzężenia ich wałów wyjściowych oraz przy zastosowaniu sprzęgła jednokierunkowego, można zrealizować taką konstrukcję, która w porównaniu ze stanem techniki zapewnia lepsze działanie. Uzyskuje się to przez polepszenie parametrów sprzężenia całego urządzenia przy utrzymaniu wymiarów, które są proporcjonalne do maksymalnej mocy przenoszonej. Dzięki temu spełniono również wymagania na polepszenie stopnia sprawności i charakteru przenoszenia momentu obrotowego. Ma to zaletę w maszynach ruchomych, przykładowo w lokomotywach, ciężkich samochodach, itp.

Przedmiot wynalazku jest dokładniej objaśniony na podstawie rysunku, na którym fig. 1 przedstawia układ z mechanicznie sprzężonymi wałami wyjściowymi z możliwością ich rozłączania, a fig. 2 przedstawia na wykresie przebiegi kilku podstawowych parametrów układu z fig. 1.

Układ z fig. 1 przedstawiony jest blokowo i składa się z zespołu napędowego 1, którego wał wyjściowy 10 jest przez przekładnię wstępną 100 połączony z wałem wejściowym 110 przekładni 11 z układem bezstopniowym, oraz z wałem wejściowym 120 przekładni 12 z napędem hydrodynamicznym. Ich wały wyjściowe 113 i 127 są sprzężone ze sobą wzajemnie przez przekładnię wyjściową.

W konkretnym układzie z fig. 1 wał wyjściowy 10 zespołu napędowego 1 jest połączony z wałem wejściowym 110 przekładni 11 z napędem bezstopniowym. Przekładnia 11 składa się z pompy regulacyjnej 111 z nie pokazanym członem regulacyjnym, który jest ustawiany w różnych położeniach z kątem działania ψ . Przekładnia 11 składa się ponadto z silnika hydraulicznego 12 z wałem wyjściowym 113, który jest połączony z napędzanym wałem 13 przekładni według wynalazku.

Poprzez koło napędzające 101 i koło napędzane 102 zespół napędowy 1 jest ponadto sprzężony mechanicznie z wałem wejściowym 120 przekładni 12 z napędem hydrodynamicznym. Przekładnia ta jest poprzez ramkę napędową 121 połączona z zespołem pompy 122 przetwornika hydrodynamicznego. Jego zespół turbiny 123 jest połączony z wałem wyjściowym 127, a reaktor 124 jest połączony poprzez sprzęgło jednokierunkowe 125 z nieruchomą ramą 126 przekładni. Na wale wyjściowym 127 ułożyskowane jest za pomocą sprzęgła jednokierunkowego 141 koło napędowe 142, które jest sprzężone z kołem napędzanym 143 przekładni wyjściowej 14. Koło napędzane 143 jest ułożyskowane na wale napędzanym 14 całej przekładni.

Na figurze 2 przedstawiono w zależności od prędkości obrotowej n wału napędzanego 13 przebieg ciśnienia p czynnika roboczego w przekładni 11 z napędem bezstopniowym, przebieg zwielokrotnienia momentu M z pokazaniem przebiegu momentu częściowego M_s hydrostatycznej części przekładni oraz przebieg całkowitej sprawności przekładni. Linia przerywaną pokazano przebieg sprawności η_s samego napędu bezstopniowego, względnie potrzebny przebieg ciśnienia p , jeżeli jest on stosowany jako jedyny zespół przekładni i dlatego przenosi się w pełni na rozruchowy moment skręcający.

Działanie przekładni z fig. 1 jest następujące. Na początku rozruchu kąt działania ψ elementu regulacyjnego pompy regulacyjnej 111 jest przykładowo równy kątowi nachylenia przechylnej płytki wsporczej promieniowej, wielocylindrowej pompy tłokowej, czyli równy zero. Również prędkość obrotowa n wału napędzanego 13 jest równa

Ciśnienie p w układzie i zwielokrotnienie momentu częściowego M_s części hydraulicznej są minimalne, jak pokazano na fig. 2. Równocześnie jednak za pośrednictwem przekładni wejściowej 100, wału wejściowego 120 i ramki napędowej 121 zespół pompy 122 przekładni 12 jest napędzany przez napęd hydrodynamiczny. Zespół turbiny 123 jest poprzez wał wyjściowy 127 i przekładnię wyjściową 14 sprzężony z wałem napędzanym 13. Ma on zatem prędkość obrotową większą od zerowej, tak że przekładnia 12 z przetwornikiem hydrodynamicznym

nym ma swe maksymalne zwielokrotnienie momentu jak to pokazano na przebiegu krzywej M na fig. 2. Oznacza to, że moment skręcający jest przenoszony z zespołu napędowego 1 na wał napędzany przekładni 11 z maksymalnym możliwym zwielokrotnieniem. Warunki ruszenia z miejsca jednostki ruchomej z przekładnią według wynalazku są zatem optymalne.

Przez zwiększenie kąta działania ψ zwiększa się również ilość czynnika roboczego dostarczana z pompy regulacyjnej 111 silnika hydraulicznego 112. Wzrasta przez to prędkość obrotowa n wału napędzanego przekładni 11, a na skutek połączenia poprzez przekładnię wyjściową maleje różnica prędkości obrotowych pomiędzy zespołem pompy 122 a zespołem turbiny 123 przekładni 12. Równocześnie maleje również zwielokrotnienie momentu M przekładni 12, oraz wzrasta ciśnienie p układu hydrostatycznego, które zgodnie z krzywą momentu częściowego przenosi część momentu skręcającego. Układ hydrostatyczny przejmuje przy wzroście kąta działania ψ , to znaczy przy wzroście prędkości obrotowej n , coraz większą część momentu skręcającego.

Przy określonej prędkości obrotowej n_0 prędkości obrotowe zespołu pompy 122 i zespołu turbiny 123 przekładni 12 z napędem hydrodynamicznym są równe. Przekładnia ta przestaje zwielokrotnić i przenosić moment obrotowy z wału wyjściowego 10 zespołu napędowego 1. Moment obrotowy jest wtedy przenoszony całkowicie przez przekładnię 11 z napędem bezstopniowym.

Przy dalszym wzroście kąta działania ψ prędkość obrotowa n wzrasta tak, że koło napędowe 142 przekładni wyjściowej 14 obraca się szybciej niż wał wyjściowy 127. W takim przypadku zaczyna działać sprzęgło jednokierunkowe 141, a poprzednio istniejące sprzężenie mechaniczne wałów wyjściowych 113 i 127 zostaje zlikwidowane.

Prędkości obrotowe n_0 , przy których występuje równość prędkości obrotowych wymienionych zespołów przekładni 12 z przełożeniem hydrodynamicznym, można przez dobór przełożeń koła napędowego 101 i koła napędzanego 102, względnie 142 i 143 ustalić tak, że zapewniony jest minimalny przebieg sprawności η_s napędu bezstopniowego, ewentualnie żądane maksymalne ciśnienie $p_{\max}$ układu.

Możliwy jest również taki dobór prędkości obrotowych n_0 , by były one równe maksymalnym prędkościom obrotowym wału wyjściowego 113 przekładni, tak że współrzędna n_0 na fig. 2 przesuwana się aż do prawego brzegu wykresu. W takim przypadku uzyskuje się trwałą współpracę obu przekładni częściowych.

Oczywiście przekładnia może mieć różną konstrukcję przez stosowanie równoważników konstrukcyjnych lub funkcjonalnych.

Przykładowo przekładnia 11 z napędem bezstopniowym może być wyposażona w mechaniczną przekładnię bezstopniową, a przekładnia wyjściowa 14 może być wykonana jako przekładnia planetarna itp. Również sprzęgło jednokierunkowe 141 można bez wpływu na działania układu zastąpić luzowanym sprzęgłem innego typu, przykładowo sprzęgłem płytkowym lub kłowym, przy czym sprzęgło, to może być sterowane mechanicznie lub elektromechanicznie w zależności od wartości prędkości obrotowej wału wyjściowego 113. Zaletą jest to, że wspomniane sprzęgło jednokierunkowe 141, lub jego równoważnik, jest włączane lub wyłączane przez zgodności prędkości obrotowych, to znaczy przy minimalnym, względnie zerowym, przenoszeniu momentu obrotowego.

Kombinowana przekładnia według wynalazku może być z powodzeniem stosowana w ruchomych maszynach, przykładowo w pojazdach ciężarowych i innych, w ciągnikach, lokomotywach, maszynach budowlanych i maszynach do robót ziemnych.

Zastrzeżenie patentowe

Kombinowana przekładnia z przełożeniem zmienianym bezstopniowo, zwłaszcza do ruchomych maszyn, złożona z przekładni z napędem bezstopniowym oraz z przekładni z napędem hydrodynamicznym, znana jest tym, że obie przekładnie (11, 12) są dołączone równolegle do zespołu napędowego (1), a ich wały wyjściowe (113, 127) są sprzężone ze sobą wzajemnie obrotowo przez przekładnię wyjściową (14), przy czym przy jednym z tych elementów obrotowego sprzężenia, korzystnie w kole napędowym (142) przekładni wyjściowej (14) umieszczone jest luzowane sprzęgło, korzystnie sprzęgło jednokierunkowe (141).

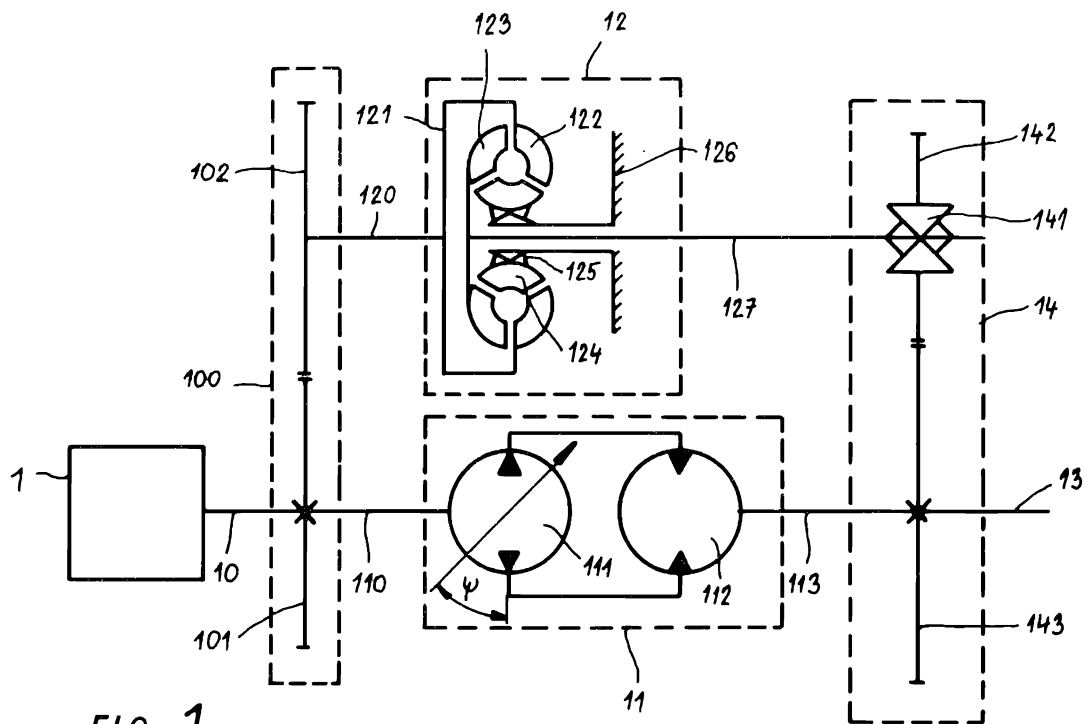


FIG. 1

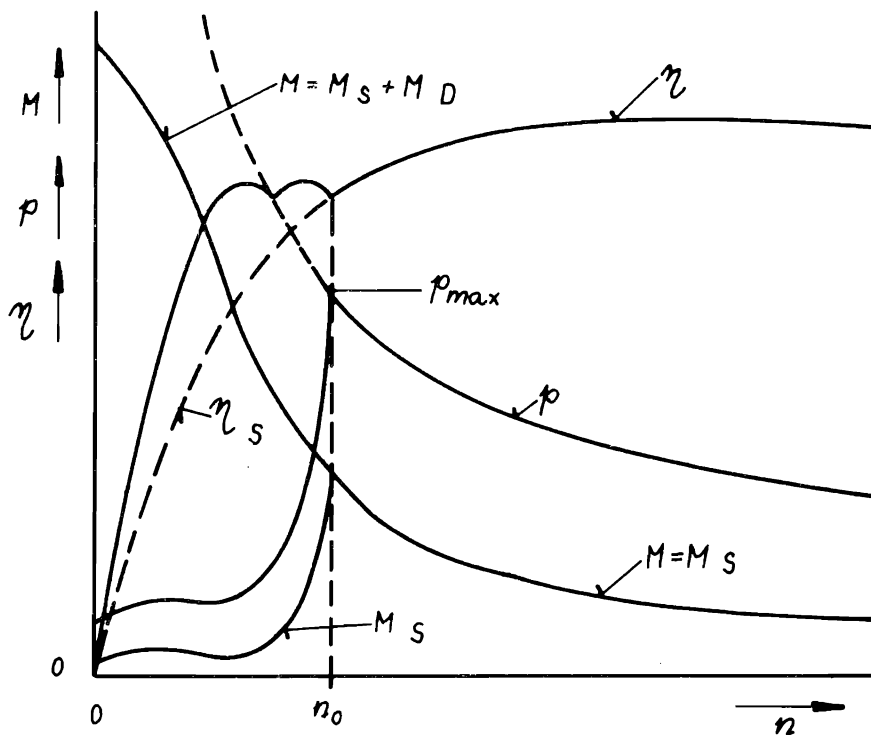


FIG. 2