



POLSKIEJ RZECZYPOSPOLITEJ LUDOWEJ

OPIS PATENTOWY

Nr 47717

Kl. 63 c, 34/01
Kl. internat. B 62 d

Politechnika Szczecińska *)

Szczecin, Polska

Hydrostatyczna bezstopniowa przekładnia automatyczna

Patent trwa od dnia 16 lipca 1959 r.

Przedmiot wynalazku stanowi hydrostatyczna bezstopniowa przekładnia automatyczna, zwłaszcza do pojazdów mechanicznych, posiadająca charakterystykę zbliżoną do hyperbolicznej. Przy zastosowaniu tej przekładni silnik napędowy pracuje przy stałych obrotach, a zmiany prędkości obrotowej wału wyjściowego przekładni są regulowane zmianami mocy silnika to jest np. zmianami ilości doprowadzanego paliwa przy stosowaniu silników spalinowych, jako silników napędowych.

W małych pojazdach mechanicznych, a zwłaszcza w motocyklach, skuterach i mikrosamochodach powszechnie stosuje się przekładnie zębate stopniowe. Przekładnie te posiadają wiele wad, a przede wszystkim nie pozwalają na pełne wykorzystanie silnika. Dzieje się tak dlatego, że jazda przy stałych obrotach silnika spalinowego nie jest możliwa. Zmiana szyb-

kości pojazdu następuje właśnie na skutek zmiany obrotów silnika.

Znane są różnego rodzaju przekładnie hydrauliczne, wśród nich również przekładnia hydrostatyczna.

Przekładnie te, chociaż znane już od kilkadziesięciu lat, nie znalazły szerszego zastosowania w pojazdach mechanicznych ze względu na ich charakterystykę, szczególnie niekorzystną przy współpracy z silnikami spalinowymi. Moment na wale przekładni zależy tylko nieznacznie od obrotów, malejąc nieco przy wzroście obrotów.

W pojazdach mechanicznych dąży się do ograniczenia do minimum ilości dźwigni i pedałów, obsługiwanych przez kierowcę. W wymienionych znanych przekładniach konieczne są różne dźwignie, a mianowicie zazwyczaj dźwignia do regulacji obrotów silnika, działająca na silnik, dźwignia zmiany przełożenia przekładni mechanicznej lub hydraulicznej, dźwignia regulująca i czasem dźwignia sprzęgła.

*) Właściciel patentu oświadczył, że twórcą wynalazku jest dr Andrzej Osiecki.

Silniki spalinowe posiadają określoną, optymalną szybkość obrotową, przy której pracują najekonomiczniej. Znane przekładnie wymagają zazwyczaj zmian obrotów silnika spalinowego podczas pracy przy różnych obciążeniach.

Dodatkowo wiadomo, że silniki spalinowe gorzej pracują i ulegają znacznie szybszemu zużyciu gdy ich obroty są zmieniane w czasie pracy, niż gdyby pracowały przy stałych obrotach.

Idealem teoretycznym przekładni dla pojazdów mechanicznych oraz dla urządzeń transportowych jest przekładnia, posiadająca hyperboliczną charakterystykę to znaczy zależność momentu przenoszonego przez przekładnię od obrotów na wale wyjściowym przekładni powinna być funkcją hyperboliczną. Moment winien być odwrotnie proporcjonalny do obrotów.

Hydostatyczna bezstopniowa przekładnia automatyczna nie posiada wad, o których wspomniano, a jej charakterystyka jest zbliżona do teoretycznie optymalnej. Silnik spalinowy pracuje ze stałą prędkością obrotową, optymalną dla tego silnika, ustaloną z góry. Prędkość obrotowa silnika jest samoczynnie regulowana, to jest jego moment obrotowy jest korygowany tak by nie zmieniała się jego prędkość obrotowa, za pomocą znanego automatycznego regulatora, działającego na zmianę dopływu paliwa. Silnik spalinowy napędza znaną równoległo-osową tłoczkową pompę hydrauliczną, tłoczącą olej obiegowy do silnika hydraulicznego podobnej konstrukcji. Zmienne obciążenia pojazdu mechanicznego powodują zmiany ciśnienia oleju obiegowego. Te zmiany ciśnienia oleju, występujące w przewodzie łączącym pompę hydrauliczną z silnikiem hydraulicznym, są wykorzystywane do powodowania zmian wydatku pompy hydraulicznej. Opisane sprzężenie zwrotne jest zrealizowane poprzez układ sprężynowy tak zaprojektowany, że charakterystyka przekładni jest zbliżona do hyperbolicznej. Przy malejących obrotach wału wyjściowego wzrasta moment, będąc odwrotnie proporcjonalny do obrotów. Obroty silnika spalinowego pozostają więc stale niezmienniane, a tylko przy wzroście obciążenia wzrasta zużycie paliwa.

Przekładnia umożliwia pełne i najoszczędniejsze wykorzystanie mocy silnika, pozwala na całkowite automatyczne jazdę z dostosowaniem się przełożenia do pokonywanych oporów, wyłącza konieczność stosowania konwencjonalnego sprzęgła oraz umożliwia sterowanie szybkością pojazdu za pomocą przełożenia między

działającym a kołem napędowym przy stałych obrotach silnika. Obsługa tej przekładni jest prostsza aniżeli zwykłej przekładni stopniowej, budowa jest również prosta i nieskomplikowana.

Hydostatyczna bezstopniowa przekładnia automatyczna według wynalazku jest pokazana na rysunku, na którym fig. 1 przedstawia schemat przekładni, fig. 2 — przekrój wzdłużny przekładni, fig. 3 — przekrój wzdłuż linii A-A na fig. 2, fig. 4 — przekrój wzdłuż linii B-B na fig. 2, fig. 5 — przekrój wzdłuż linii C-C na fig. 2, fig. 6 — przekrój wzdłuż linii D-D na fig. 2, fig. 7 — przekrój wzdłuż linii E-E na fig. 2, a fig. 8 — przekrój wzdłuż linii F-F na fig. 2. Głównymi elementami są pompa tłoczkowa 1 oraz silnik hydrauliczny 2. Pompa tłoczkowa 1, napędzana bezpośrednio z wału korbowego za pośrednictwem przekładni łańcuchowej tłoczy olej do silnika hydraulicznego 2. Na wałku 3 silnika hydraulicznego 2 jest osadzone koło łańcuchowe 4 sprzężone łańcuchem 5 z kołem łańcuchowym tylnego koła. Pompa tłoczkowa 1 pracuje w zasadzie ze stałą ilością obrotów, obroty zaś silnika hydraulicznego 2 są regulowane przez zmianę przełożenia między pompą tłoczkową 1 i silnikiem hydraulicznym 2. Zmiany przełożenia dokonuje się poprzez zmianę wydatku pompy tłoczkowej 1. Olej przechodzący przez pompę tłoczkową 1 i silnik hydrauliczny 2, krąży w obiegu zamkniętym przewodami 6, 7 przez zbiornik 8 i przewodem 9. Szybkość krążenia zależna jest od wydatku pompy tłoczkowej 1 to znaczy od nachylenia tarczy 10, które się może zmieniać w pewnych granicach. Nachylenie analogicznej tarczy silnika hydraulicznego 2 jest stałe, zmiana wydatku pompy tłoczkowej 1 pociąga więc za sobą zmianę prędkości obrotowej silnika hydraulicznego 2, a więc również zmianę szybkości pojazdu.

W obiegu zamkniętym powstają ubytki oleju skutkiem istnienia różnych nieszczelności. Rolę uzupełnienia tych ubytków spełnia pomocnicza pompa zębata 11 osadzona na wspólnym wale 12 z pompą tłoczkową 1. Zasysa ona olej ze zbiornika 13 i podaje przewodem 14 do przewodu głównego 9. Jej wydatek jest niewielki, a spełnia ona podwójne zadanie: uzupełnia ubytki w obiegu głównym oraz stwarza ciśnienie wstępne w przewodach 7, 9 i zbiorniku 8, niezbędne dla pracy pompy tłoczkowej 1. Wysokość tego ciśnienia wstępnego reguluje zawór przelewowy 15, który równocześnie odprowadza do zbiornika 13 nadmiar oleju z obiegu zamkniętego.

Zmiana nachylenia tarczy 10 pompy tłoczkowej 1 czyli zmiana wydatku jest dokonywana przez przesunięcie listwy zębatej 16, działającej poprzez segment zębaty 17 na tarczę 10. Przesunięcie listwy 16 w górę to jest zmniejszenie wydatku pompy może być dokonane ręcznie przez pokręcenie lewej rękojeści kierownicy 32, za pośrednictwem cięgła Bowdena 18, natomiast powrót do poprzedniego położenia to jest zwiększenie wydatku jest dokonywane przez sprężynę 19 po zluźnieniu jej rękojeści 32. Listwa zębata 16 posiada pazur 20 mogący oprzeć się o talerzyk 21 tłoczka 22; w taki sposób maksymalny wydatek pompy tłoczkowej 1 jest ograniczony każdorazowym położeniem talerzyka 21 i tłoczka 22. Na tłoczku 22 działa z jednej strony nacisk oleju pod ciśnieniem panującym w przewodzie 6 — przestrzeń pod tłoczkiem 22 jest połączona z przewodem 6 przy pomocy przewodu 23, z drugiej zaś strony nacisk zestawu sprężyn 24 i sprężyny 19.

Ciśnienie w przewodzie 6 między pompą tłoczkową 1, a silnikiem hydraulicznym 2 jest zależne od obciążenia silnika hydraulicznego 2, a więc od sumy oporów jazdy, jest więc funkcją oporów jazdy. Charakterystyka sprężyn 24 i 19 jest tak dobrana, że każdorazowe położenie talerzyka 21 i tłoczka 22, będące wynikiem współdziałania obydwu nacisków, odpowiada takiemu przełożeniu między pompą tłoczkową 1, a silnikiem hydraulicznym 2, a więc takiej szybkości pojazdu — przy którym silnik spalinowy jest najlepiej wykorzystany, np. pracuje przy obrotach odpowiadających swej maksymalnej mocy w danych warunkach jazdy. W taki sposób wydatek pompy, to jest szybkość pojazdu, może być regulowana ręcznie przez kierowcę, lub też automatycznie bez udziału kierowcy w wypadku konieczności wykorzystania pełnej mocy silnika spalinowego w zmiennych warunkach obciążenia np. przy jeździe pozamiejskiej lub wycyzynowej.

Manipulacja prawą rękojeścią kierownicy („gazem”) sprowadza się jedynie do zwiększenia doprowadzenia paliwa przy wzroście obciążenia silnika spalinowego.

Tłoczek 25, połączony z pedałem hamulcowym spełnia rolę sprzęgła. Przesunięcie tłoczka 25 w prawo spowoduje połączenie ze sobą przewodów 26 i 27, a więc połączenie przestrzeni tłoczenia pompy tłoczkowej 1 — przewód 6 — z jej przestrzenią ssania — przewód 9 — co spowoduje odciążenie silnika hydraulicznego 2, gdyż pompa tłoczkowa 1 będzie mogła tłoczyć olej we własnym obiegu przewodami 6, 26, 27,

9. Naciśnięcie przez kierowcę pedału hamulca 28 spowoduje najpierw przesunięcie tłoczka 25, a więc wyłączenie napędu, a następnie hamowanie zwykłym sposobem: przy pomocy hamulca cierniego wbudowanego w tylne koło.

Tłoczek 22 spełnia jeszcze dodatkową rolę zaworu bezpieczeństwa. Gdy opory jazdy wzrosną do takiej wartości, że dalszy ich wzrost mógłby spowodować przeciążenie mechanizmu, to ciśnienie panujące w przewodzie 6 przesunie tłoczek 22 w takie położenie, w którym otworzy się otworek 29, przez który olej przewodem 30 będzie mógł odpłynąć do zbiornika 13. Spowoduje to spadek ciśnienia w przewodzie 6, a więc tłoczek 22 — oprócz sterowania szybkością pojazdu — nie pozwala również na przeciążenie mechanizmu ponad dopuszczalną normę.

W najwyższym punkcie zbiornika 8 znajduje się zawór odpowietrzający 31.

Zastrzeżenia patentowe

1. Hydrostatyczna bezstopniowa przekładnia automatyczna, składająca się z pompy tłoczkowej, przewodów olejowych, silnika hydraulicznego, urządzenia regulacji przekładni — ręcznego i samoczynnego, znamienne tym, że przy stałych obrotach pompy tłoczkowej (1) obroty silnika hydraulicznego (2) są regulowane ręcznie — poprzez ruch rękojeści kierownicy (32), cięgła Bowdena (18), oraz samoczynnie — poprzez zespół sprężyn (24, 19), działających na tarczę pochylną (10) regulującą wydatek pompy tłoczkowej (2).
2. Przekładnia według zastrz. 1 znamienne tym, że samoczynna jej regulacja następuje poprzez stałe równoważenie położenia tłoczka (22), zaopatrzonego w talerzyk (21) naciskający na pazur (20) listwy zębatej (16) z jednej strony przez nacisk zestawu sprężyn (24) i sprężyny (19), a z drugiej strony siłą parcia oleju o ciśnienie jakie panuje w przewodzie głównym (16), a które jest doprowadzane pomocniczym przewodem (23) do cylindra z tłoczkiem (22).
3. Przekładnia według zastrz. 1 — 2 znamienne tym, że pedał hamulcowy (28) jest połączony z tłoczkiem (25), spełniającym rolę sprzęgła, bowiem przesunięcie tłoczka (25) powoduje połączenie ze sobą pomocniczych przewodów (26 i 27) to jest połączenie przestrzeni tłoczenia pompy tłoczkowej (1) z przestrzenią ssania, odciążając silnik hydrauliczny (2) czyli wyłączając napęd przed rozpoczęciem hamowania.

4. Przekładnia według zastrz. 1—3 znamien-
na tym, że tłoczek (22), stanowi jednocześnie zawór bezpieczeństwa, który przy nad-
miernym obciążeniu, to jest przy nadmier-
nym ciśnieniu w przewodzie (6) głównego
obiegu olejowego, zostaje przesunięty, od-

slaniając otworek (29) przez który nadmiar
oleju odpływa przewodem (30) do zbiornika
(13).

Politechnika Szczecińska
Zastępca: mgr inż. Janusz Kryczkowski
rzecznik patentowy

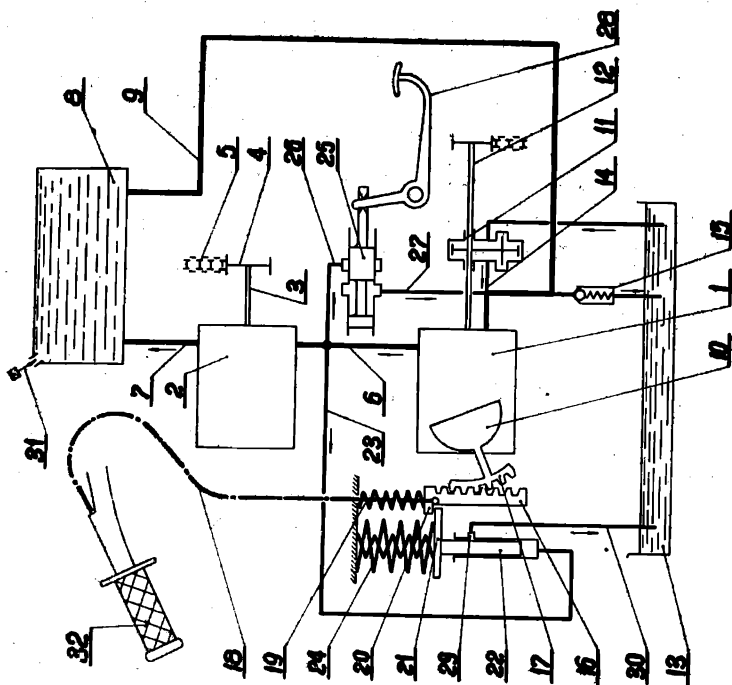


Fig. 1

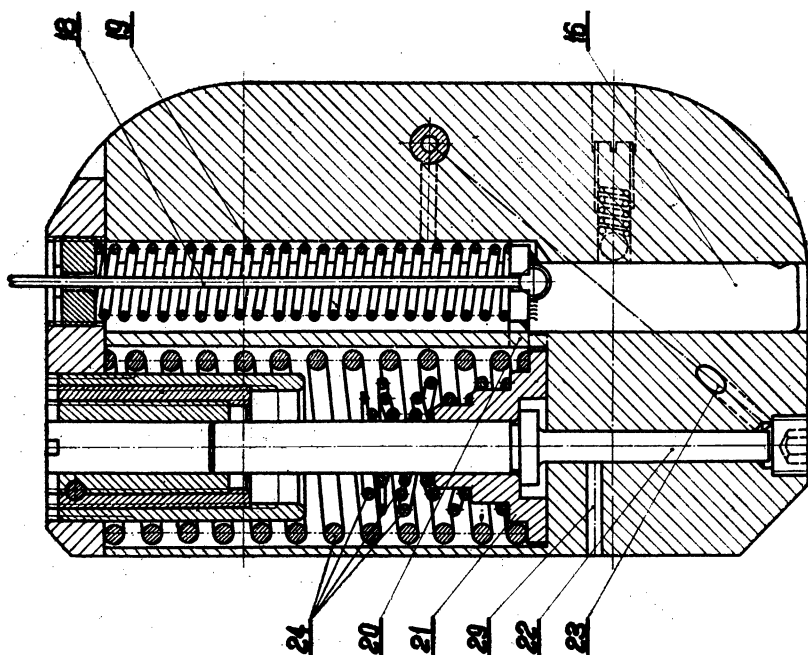


Fig. 2

