



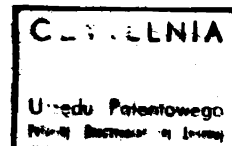
Patent dodatkowy
do patentu nr _____

Zgłoszono: 13.03.75 (P. 178740)

Pierwszeństwo: _____

Zgłoszenie ogłoszono: 18.12.76

Opis patentowy opublikowano: 15.07.1981



Int. Cl.² G05B 11/60
F15B 11/00
B62D5/06

Twórca wynalazku: _____

Uprawniony z patentu: Sundstrand Corporation, Rockford
(Stany Zjednoczone Ameryki)

Hydrauliczny układ sterowania napędem i przekładnią kierowniczą

1

Przedmiotem wynalazku jest hydrauliczny układ sterowania napędem i przekładnią kierowniczą.

Znany jest z opisu patentowego Stanów Zjednoczonych Ameryki nr 3727402 układ regulacji, w którym wydatek ssania i kierunek obrotów pomp hydrostatycznych dwu lub więcej przekładni jest regulowany za pomocą hydrostatycznych cylindrów. Zawory suwakowe są umieszczone w tłoczkach cylindrów sterujących połączonych z odpowiednimi skośnymi tarczami pomp. Suwak sterujący jest połączony z tłoczyskiem obciążonego sprężyną tłoka sterującego i reguluje sygnał ciśnienia w cylindrach sterujących zgodnie z nastawionym ciśnieniem. Cylindry skojarzone z tłoczkami sterującymi są połączone z gałęzią obwodu regulacji ciśnienia poprzez oddzielnie nastawiane zawory umieszczone w każdej z gałęzi. Regulacji mocy wyjściowej przekładni i kierunku obrotu dokonuje się za pomocą zespolonego zaworu suwakowego umieszczonego w obwodzie sterowania ciśnienia. Zawór ten jest nastawiany za pomocą pojedynczego członu regulacyjnego. Przy zastosowaniu tego układu regulacji i sterowania, podczas jazdy na wprost, uzyskiwana moc jest regulowana za pomocą obracania członu regulacyjnego w obu kierunkach. Przy poruszaniu się po liniach krzywych, odpowiednie gałęzie regulacji ciśnienia są tak sterowane zaworem, że tylko zredukowanie ciśnienia sterującego efektywnego w obwodzie powoduje odpowiednią zmianę regulacji pompy hydrostatycznej.

Wadą urządzenia jest to, że tylko wydatek ssania pompy hydrostatycznej jest regulowany, co ogranicza

2

zakres regulacji mocy i powoduje w praktyce niekorzystne zachowanie się układu regulacji. Związane jest to z zastosowaniem tylko jednego pojedynczego zaworu regulacyjnego do sterowania zarówno kierunkiem obrotu jak i mocą wyjściową, przy czym brak jest zabezpieczenia przed przeciążeniem silnika, w związku z czym występują w układzie regulacji nadmiernie wysokie ciśnienia.

Znany jest również układ regulacji do sterowania przekładni hydraulicznych pojazdów, w którym pompa sterująca wytwarzając ciśnienie reguluje kierunek obrotów pomp hydraulicznych za pomocą pojedynczego cylindra sterującego. Dla wyregulowania mocy wyjściowej przekładni i sterowania zastosowano oddzielne dźwignie i zawory umieszczone w układzie sterowania. Ciśnienie różnicowe jest wytwarzane w zwężce Venturi'ego umieszczonej w przewodzie zasilającym pompą sterującą i podawane jest do zaworu redukcyjnego, a także do zaworu ograniczającego prędkość działającego na hamulec powietrzny. Zawór redukujący ciśnienie jest użyty jako zabezpieczenie przed przeciążeniem.

Wadą obu urządzeń jest duża liczba różnych dźwigni sterujących i konieczność operowania nimi co znacznie komplikuje sterowanie pojazdem. Ponadto nie przewidziano żadnych środków, dla regulacji siłowników hydrostatycznych a regulację zastosowano tylko dla przypadku przekroczenia maksymalnego wydatku ssania pomp hydraulicznych.

Celem wynalazku jest skonstruowanie hydraulicznego układu regulacji nie mającego wad znanych układów,

który ma znacznie rozszerzony zakres regulacji, przy czym regulacji dokonuje się za pomocą tylko jednej dźwigni sterującej regulując nią zarówno kierunek jak i moc, oraz ma charakterystykę eliminującą nadmierny wzrost ciśnienia.

Cel wynalazku osiągnięto przez skonstruowanie układu sterowania napędem i przekładnią kierowniczą, w którym zawór kierunkowy, zmieniający kierunek obrotów i zawór redukcyjny, do regulacji mocy pompy i siłownika są mechanicznie połączone z uchwytem, przy czym zawór redukcyjny jest uruchamiany za pomocą występów krzywki i obciążonego sprężyną popychacza cylindrycznego, zaś zawór sterowania mocy reguluje ciśnienie sterowania przy przeciążeniu, za pomocą tłoczka i przez regulację ciśnienia zasilania pompy sterującej, zasilanej bezpośrednio przez silnik a stałe ciśnienie jest redukowane na kryzie oraz obydwa siłowniki są połączone z cylindrami, których tłoczek jest połączony z dwiema gałęziami obwodu sterowania ciśnienia za pomocą zaworów ograniczających maksymalne ciśnienie. Uchwyt jest połączony z krzywką mającą po obu stronach, w płaszczyźnie centralnej występy.

Zawór sterowania mocy jest usytuowany przed rozgałęzieniem obwodu regulacji ciśnienia, które jest usytuowane w zaworze kierunkowym i ma wyjście do przelotowej wnęki, która przy przekroczonym ciśnieniu pompy sterującej łączy wszystkie przewody z przewodem. Zawór dyszowy stanowi obrotowy człon mający regulowaną kryzę.

Zawory sterujące, w każdej gałęzi obwodu regulacji ciśnienia, mają tłoczek, mający żłobki ograniczone przez pierścienie, dla zmiany redukcji ciśnienia sterowania w gałęzi obwodu. Tłoczki, mające wzdłużny kanał z promieniowymi otworami, reguluje się za pomocą uchwyty, poprzez krzywkę, przy czym otwory w swoim skrajnym położeniu odwracają kierunek ciśnienia sterowania.

Zawór regulacji ciśnienia jest usytuowany pomiędzy zaworem dyszowym a zaworem redukcyjnym i jest przystosowany do ustalania stałej wartości ciśnienia P_R .

Zawór, który oddziałuje na tłoczek, w przypadku maksymalnego ciśnienia sterowania z zaworów sterujących wyprzedza działanie zaworu oddziałującego na cylindry siłowników, z regulowanym ciśnieniem medium. Tłoczek zaworu ma dwa wzdłużne kanały z promieniowymi otworami.

Tłoczki działające na cylindry są połączone czynnikiem sterującym za pomocą układu mechanicznych dźwigni z dźwignią pomp i/lub siłowników z tłoczkami w ich neutralnej pozycji zgodnej z regulacją w funkcji ciśnienia.

Obciążona sprężyną krzywka jest zamocowana dźwigniowo pomiędzy dźwignią siłowników a tłoczkiem i współpracuje z rolką, ustalając założoną relację pomiędzy wydatkiem na ssaniu silnika a ilością obrotów przekładni. Dźwignia ustalona sprężynami jest usytuowana pomiędzy dźwignią siłownika i tłoczkiem, zaś obrotowa krzywka stanowi podparcie dla jednej ze sprężyn. Sprężyna usytuowana pomiędzy ramieniem i obrotową krzywką jest słabsza niż sprężyna usytuowana po drugiej stronie ramienia i jest zamocowana w regulowanym członie. Przegubowa dźwignia współpracuje z tłoczkiem i jest zamocowana na obu końcach pomiędzy sprężynami, przy czym jedna ze sprężyn jest zamocowana w gnieździe układu dźwigni połączonych z dźwignią pompy.

Przedmiot wynalazku uwidoczniono w przykładzie wykonania na rysunku, na którym fig. 1 przedstawia dwutorowy kompletny hydrauliczny układ sterowania przepływu, fig. 2A – sterownik główny dla dwutorowego układu sterowania przepływu, fig. 2B – sterownik dla jednego z układów (fig. 2B łączy się z lewą częścią fig. 2A), fig. 3 – wykres szybkości i kierunku działania układu hydraulicznego w funkcji położenia ręcznego uchwyty nastawczego, fig. 4 – wykres zależności zmiany skoku pompy i siłownika układu hydraulicznego, fig. 5 – wykres pożądanej liniowości między ciśnieniem sterującym a szybkością wyjściową układu hydraulicznego, fig. 6 – wykres ilustrujący nieliniową zależność między skokiem siłownika a szybkością wyjściowego ciśnienia sterującego, koniecznego w celu uzyskania liniowej zależności: szybkość-ciśnienie sterujące.

Dwutorowy układ hydrauliczny dla kierowania pojazdami dwuśladowymi ma pompę 10, o zmiennym skoku, połączoną parą przewodów 11 i 12 z siłownikiem 15 o zmiennym skoku (fig. 1). Wał wejściowy pompy 10 jest napędzany ze źródła mocy, korzystnie silnika pojazdu. Siłownik 15 ma wał wyjściowy przyłączony z zespołem napędowym.

Pompa 10 oraz siłownik 15 mają tłoki typu osiowego z obrotowymi blokami cylindrów, każdy z wieloma cylindrami w układzie pierścieniowym oraz z tłokami 30 i 31 wchodzącymi do cylindrów. Pompa 10 jest zaopatrzona w przechyłną dźwignię 32, która styka się z wystającymi końcami tłoków 30 dla regulacji szybkości przepływu jak i kierunku obrotów. Siłownik 15 zaopatrzony jest w dźwignię 33 o zmiennym kącie przechyłu, która przesuwana jest od uwidocznionej maksymalnej pozycji skoku do minimalnej, nieco większej od zerowej. Dźwignia 33 styka się z tłokami 31 i nadaje im ruch posuwisto-zwrotny oraz obrót bloku cylindra i połączonego z nim wału wyjściowego siłownika, gdy nastąpi dopływ wysokiego ciśnienia z pompy do siłownika.

Położenie dźwigni 32 pompy 10 jest sterowane cylindrami 36 i 38, w których sprężyny 39 i 40 naciskają na tłoki 41 i 42. Sworznie 45 i 46 połączone z tłokami 41 i 42 sterują położeniem dźwigni 32, w zależności od dopływu cieczy sterującej do cylindrów przez przewody 48 i 50. Przy braku dopływu cieczy sprężyny 39 i 40, utrzymują dźwignię 32 w pozycji neutralnej, w której pompa nie wytwarza na wyjściu dodatniego wymuszenia. Cylindry sterujące są typu konwencjonalnego o pojedynczym działaniu. Dopływ cieczy pod ciśnieniem do jednego cylindra powoduje obrót dźwigni w jednym kierunku, zaś do drugiego w przeciwnym. W ten sposób ulega zmianie kierunek strumienia z pompy 10, a w rezultacie także kierunek działania siłownika.

Pompa ładująca 53, przewodem 55 łączy się ze zbiornikiem 54, przy czym wyjściem pompy jest przewód 56. Pompa 53 jest napędzana przez silnik pojazdu lub inne urządzenie wykorzystujące układ hydrostatyczny. Wydajność pompy 53 jest wystarczająca na pokrycie strat przecieków i na zasilanie cieczą roboczą pary zaworów sterownika pompy i siłownika oraz na zasilanie cieczą chłodzącą układu hydrostatycznego. Wymagany jest pewien nadmiar zasilania, dla zapewnienia utrzymania żądanego stopnia chłodzenia, które jest wymagane ze względu na podane uprzednio zastosowanie. Pompa wytwarza ciśnienie cieczy takie, aby siły działania cylindrów na dźwignie pompy i siłownika mogły pokonać

moment oporowy dźwigni w czasie pracy pompy i siłownika.

Para sprężynowych zaworów zwrotnych 57 i 58 łączy się z przewodem 56 oraz z głównymi przewodami 11 i 12 łączącymi pompę z siłownikiem. Zawory zwrotne 57 i 58 umożliwiają zasilanie uzupełnień cieczą chłodzącą strony niskociśnieniowej obwodów układu, dokonywane jednym zaworem oraz utrzymywanie ciśnienia na stronie wysokości ciśnieniowej, realizowane zamknięciem drugiego zaworu. Obciążony sprężyną zawór nadmiarowy 63 łączy się z przewodem 56 i służy do odprowadzania nadmiaru cieczy. Pomiedzy przewodami głównymi 11 i 12 jest umieszczony zawór trójdrożny 70, łączący się z nim przewodami 72, 74, 76 i 78. Zawór 70 zapewnia usuwanie gorącego oleju i zastąpienie go olejem chłodnym, dostarczany przez pompę ładującą 53. Ciśnienie cieczy w przewodach 11 i 12 działa przez przewody 72 i 76 na stan pracy zaworu 70, tak aby przez przewód 80 powstało połączenie niskociśnieniowego zaworu nadmiarowego ze stroną niskociśnieniową obwodu układu przy pomocy albo przewodu 74 lub przewodu 78. W ten sposób gorąca ciecz odprowadzona zostaje poprzez wymiennik ciepła 79 do zbiornika. Zawór trójdrożny 70 w pozycji środkowej, ustalonej sprężynami, jest zamknięty, a więc podczas zmiany ciśnienia w głównych przewodach nie powstają straty oleju wysoko-ciśnieniowego.

Urządzenie wyposażone jest w zawory nadciśnieniowe 82 i 81, które przez przewody 83 i 84 łączące się z głównymi przewodami 11 i 12 zabezpieczają je przed nagłym wzrostem ciśnienia w przypadku wystąpienia gwałtownego przyspieszenia lub hamowania, zawór nadmiarowy przesuwając nadmiar oleju do obwodów po stronie niskociśnieniowej układu. Jeśli przykładowo nadmiar ciśnienia wystąpi w przewodzie 11, wówczas ma miejsce przepływ cieczy przewodem 83 przez zawór 81 i przewód 84 do przewodu głównego 12.

Zawór obejściowy 90 przewodem 91 dołącza do przewodu 83 a przewodem 92 dołącza do 84, natomiast przewód 93 łączy się z wyjściem pompy ładującej 53. Przy zaniku ciśnienia w pompie ładującej zawór obejściowy 90 łączy przewody 91 i 92 zwierając układ obiegu przepływu.

Siłownik 15 ma dwa cylindry 94, 95 zaopatrzone w tłoki i sworznie 96 i 97, połączone z dźwignią 53. Dopływ cieczy roboczej do cylindrów następuje przewodami 98 i 99.

Dolna część fig. 1 ilustruje drugi identyczny układ hydrostatyczny, który jest zasilany ze zbiornika 54 przez przewód 55. Elementy układu dolnego odpowiadające elementom z układu górnego oznaczono tą samą cyfrą z dodaniem apostrofu.

Fig. 2A przedstawia system dwutorowego sterowania oznaczany jako główny sterownik zadawania szybkości i kierunku działania dwóch układów hydraulicznych według fig. 1. Dodatkowo fig. 2A ilustruje parę obwodów odgałęzionych, odchodzących od sterownika głównego, celem dalszego sterowania. Sterownik główny nastawiany jest za pomocą trzech ręcznych uchwytów, uchwyt 100 do nastawiania szybkości i kierunku działania układu, uchwyt 101 regulujący zmianę szybkości i kierunku jednego toru układu oraz uchwyt 102 regulujący zmianę szybkości i kierunku działania drugiego toru układu hydrostatycznego.

Główny sterownik ma pompę sterującą 110, napę-

dzaną silnikiem pojazdu, której wytwarza ciśnienie cieczy dla układu sterującego. Przewód wyjściowy 111 pompy jest połączony zaworem dysowym 112, mającym człon obrotowy 115 o zmiennej kryzie 116. Położenie zaworu jest przekazywane łącznikiem 117 od przepustnicy maszyny, dla uzyskania na zaworze różnicy ciśnienia, zależnej od stanu pracy maszyny, przy czym przepustnica bezpośrednio oddziałuje na zmienny otwór zaworu 112. Dla każdej maszyny przy danej prędkości różnica ciśnienia jest stała. Praca zaworu zależy od prędkości maszyny. Jeśli prędkość maszyny spada w stosunku do wartości wynikającej z nastawy przepustnicy, wówczas obniża się wypływ z pompy 110, wskutek czego obniża się różnica ciśnienia w otworze zaworu. Przewód 117 dochodzi z zaworu 112 do zaworu regulacji ciśnienia 120, który zabezpiecza właściwą wartość ciśnienia zwrotnego zaworu 112, dla uruchomienia układu sterującego oraz zapewnia stałą wartość ciśnienia P_R w przewodzie 118. Przewód 118 dochodzi do zaworu redukcyjnego 125, zawór regulujący stosunek ciśnień, którego zadaniem jest nastawa ciśnienia zapewniającego jednakową szybkość działania obu układów hydraulicznych. Zawór redukcyjny 125 ma tłoczek 126, regulujący połączenie pomiędzy przewodem wlotowym 118 a wylotowym 127. Na tłoczek 126 na jednym końcu działa ciśnienie wylotowe przez przewód 128 z ograniczonym przepływem oraz regulowana sprężyna 126a, zaś na drugi koniec działa sprężyna 129. Położenie sprężyny częściowo ustala popychacz cylindryczny 130, który jest przesuwalny w obudowie zaworu i którego koniec styka się z krzywką 131. Krzywka 131 znajduje się na wałku 132, który obracany jest ręcznym uchwytem 100.

W lewo od pozycji neutralnej znajdują się na krzywce 131 dwa występy 160 i 161 (fig. 2A). Ciśnienie sterujące cieczy dostarczanej przewodem 127 z zaworu redukcyjnego 125 skierowane zostaje do zaworu mocy 140, którego zadaniem jest zapobieganie przed unieruchomieniem źródła napędu silnika pojazdu. Przewód 141 z zaworu 140 dochodzi do zaworu kierunkowego 142, posiadającego tłoczek 143, którego położenie zależy od krzywki 144, zamocowanej na wałku 132, przy czym wałek 132 obracany jest ręcznym uchwytem 100. Położenie tłoczka 143 decyduje o normalnym kierunku działania układu hydraulicznego.

Przedstawiona na fig. 2A struktura stanowi główny sterownik, w którym położenia uchwytu 100 decyduje o normalnym kierunku działania i o podstawowej i jednakowej szybkości obu układów hydraulicznych. Pierwszy wylotowy przewód 150 z zaworu kierunkowego 142 odgałęzia się na parę przewodów 151 i 152, prowadzących do obwodów związanych z obu układami hydraulicznymi. Drugi przewód 153 z zaworu 142 rozgałęzia się także na dwa przewody 154 i 155 przyporządkowane obu układom hydraulicznym. W pozycji tłoczka 143 jak na fig. 2A, przewód 141 jest zablokowany, a przewody 150 i 153 opróżnione.

Jeśli na skutek przyłożenia siły do uchwytu 100 nastąpi obrót wałka 132, tłoczek 143 zaworu kierunkowego przesunie się z pozycji pokazanej na fig. 2A i skieruje ciśnienie cieczy do jednego z przewodów 150 i 153, uruchamiając układ w jednym lub drugim kierunku. Oba występy 160, 161 na krzywce 131 są wzajemnie lustrzanym odbiciem, tak więc obrót 132 w dowolnym kierunku spowoduje ściśnięcie sprężyny 129 zaworu redukcyjnego 125. Ściśnięcie to jest odpowiednio dobrane, tak aby

uzyskać wartość ciśnienia stosownie do żądanej szybkości działania układu hydraulicznego.

Przewody 151 i 154 z obwodu głównego sterownika dołączają do obudowy 170 zaworu sterowniczego 171, zaś odgałęzienie 152 i 155 do obudowy 172 zaworu sterowniczego 173. Z zaworu sterowniczego 171 odchodzi para przewodów 175 i 176 do sterowników pompy i siłownika (fig. 2B). Z zaworu sterowniczego 173 podobnie odchodzi para przewodów 177 i 178 przeznaczona do sterownika pompy i siłownika drugiego układu. Każdy z tych zaworów jest identycznej konstrukcji, podobnie sterowniki pomp i siłowników. Z tego względu szczegółowo opisane będą: zawór sterowniczy 171 i sterownik uwidoczniony na fig. 2B – które przeznaczone są dla górnego układu z fig. 1.

Sterujący sygnał ciśnienia dochodzi przewodami 151 lub 154, zależnie od stanu zaworu kierunkowego 142, do otworu w obudowie 170, w której znajduje się ruchomy tłoczek 180. Położenie tłoczka 180 jest regulowane uchwytem 101 usytuowanym na wałku 181, na którym zamocowany jest obrotowo jeden koniec krzywki 182, przy czym drugi koniec jest połączony z tłoczkiem 180. W uwidocznionym położeniu tłoczka (fig. 2A), gdy ciśnieniem jest przewód 151, ciecz przepływa przez otwór zaworu, opływa cieńszą część tłoczka i wypływa przewodem 176 do sterownika, który w pełni steruje. Dopływ pełnego ciśnienia sterującego zapewnia działanie układu hydraulicznego z żadaną szybkością, wynikającą z nastawy zaworu redukcyjnego 125, przy skręceniu pojazdu w jedną stronę maleje szybkość układu hydraulicznego związanego z zaworem sterowniczym 171. Uchwyt 101 zostaje przestawiony, powodując przesunięcie tłoczka 180 w dół, jak pokazuje fig. 2A. W wyniku tego pewna część ciśnienia cieczy jest dozowana lub przechodzi przewodem 154 do przelotowej wnęki 185 przy zaworze kierunkowym 142, gdyż tłoczek 143 jest podniesiony w stosunku do położenia uwidocznionego na fig. 2A. Powoduje to zmniejszenie ciśnienia sterującego, a to w celu zmniejszenia szybkości. Strumień dozowany zostaje w strefie styku tłoczka 180, który ma żłobki 186, działające jak regulowana dysza. Rozmiar żłobków zwiększa się, gdy tłoczek 180 się obniża w stosunku do położenia według fig. 2A, dzięki czemu następuje stopniowe obniżanie ciśnienia przekazywanego przewodem 176 do sterownika. Żłobki te nie znajdują się na całej powierzchni styku i dolna jej część jest gładka.

Tłoczek 180 ma dwa skrajne położenia: górne ilustruje fig. 2A, oraz dolne najniższe położenie, na jakie zezwala sprężyna 187. W położeniu najniższym tłoczka 180 następuje zwrot kierunku przepływu cieczy w przewodach 175, 176, powodujący zmianę kierunku działania układu hydraulicznego. Następuje to gdy wewnętrzny koniec 188 w tłoczku 180 zostaje włączony za pomocą pary promieniowych otworów 189 i 190 pomiędzy przewody 151 i 175. Powoduje to odwrócenie kierunku działania układu hydraulicznego, a w konsekwencji zwrot pojazdu, który obraca się wokół osi, pomiędzy obu śladami.

Gdy zawór kierunkowy 142 zostaje przesunięty w dół, dla odwrócenia kierunku działania układu hydrostatycznego, wówczas ciśnienie dochodzi do przewodu 154, prowadzącego do zaworu sterowniczego 171. Zawór ten znajduje się w położeniu, w którym pełne ciśnienie przekazane zostaje do przewodu 175, prowadzącego do ste-

rownika. W podobny sposób dzięki istnieniu żłobków 186 w tłoczku 180 zostaje obniżone ciśnienie dozowane w czasie gdy tłoczek znajduje się w dolnym położeniu. Wskutek tego obniżenia nastąpi zmiana kierunku działania układu przez dalsze przesunięcie tłoczka 180 w dół aż do momentu przerwania połączenia przewodu 154 z przewodem 175, po którym następuje przepływ ciśnienia do przewodu 176.

Stopień obniżenia ciśnienia zależy od względnego wymiaru dyszy 195, w przewodzie 151, oraz od charakterystyki zaworu 171. Tuleja 196 umieszczona w otworze obudowy zaworu i podtrzymująca ruchomy tłoczek 180 ma kanaliki oraz dyszę 197 połączoną z przewodem 154, która zmniejsza wpływ tolerancji wymiaru dyszy 195.

Figura 2B ilustruje przewody 175 i 176 wychodzące z zaworu sterowniczego 171 i dochodzące do przeciwnych końców zaworu 200 w sterowniku. Zawór wykonawczy 200 zaopatrzony jest w tłoczek 201 oraz w parę przewodów zasilających 202 i 203 i parę przewodów 48 i 50, które prowadzą do cylindrów 36 i 38 pompy przewodem 205 (fig. 1), zasilanym przez pompę ładującą 53 przewodem 56.

Dźwignia 32 dla pompy jest uwidoczniona w środkowej pozycji, ustalonej sprężynami 39 i 40 w cylindrach (fig. 2B). Jeśli założyć, że dopływ ciśnienia przewodem 176 powoduje zadziałanie układu hydraulicznego w kierunku do przodu, to tłoczek 201 przesunięty zostaje w lewo od uwidocznionego położenia na fig. 2B i ciecz przewodem 205 skierowana zostaje do przewodu 48, powodując przesuw tłoka 41 i obrót dźwigni 32. Gdy ciecz dopływa przewodem 175, wówczas tłoczek 201 przesuwają się w prawo (fig. 2B). Ciśnienie cieczy skierowane zostaje od przewodu 205 do przewodu 50, przesuwając tłok 42 i obracając dźwignię 32 w przeciwnym kierunku. Przewody 175 i 176 dochodzą do zaworu trójdrożnego 210, który doprowadza najwyższe z obu ciśnień w przewodach 175 i 176 do jednego zaworu sterowniczego dla siłownika, przy czym dźwignia siłownika zawsze ustawia się w tym samym kierunku.

Zawór 220 sterownika uruchamiającego siłownik ma tłoczek 221, na którego prawą stronę działa zawsze ciśnienie maksymalne dochodzące z zaworu 210 przewodem 222. Do drugiego końca zaworu 220 dochodzi przewód 223, rozgałęziony na dwa przewody 224 i 225, dochodzące do zaworu 210. Zawór 220 jest tej samej konstrukcji co zawór 200, z parą przewodów zasilających i przewodem 226 odgałęzionym od 205 i przyłączonym do pompy ładującej 53, dostarczającej ciecz do sterownika, realizującego ruch dźwigni siłownika.

Tłoczek 201 oraz dźwignia 32 sterownika pompy pokazane są w pozycji neutralnej, przy czym położenie tłoczka jest częściowo regulowane ramieniem 230, które zaopatrzone jest w parę sprężyn 231 i 232, działających przeciw sobie. Zerowa pozycja tłoczka i neutralna pozycja dźwigni nastawiane są członem 233 przy sprężynie 232, którego obracanie pozwala naciągać lub zwalniać sprężyny aż do uzyskania żądanej pozycji zerowej. Elementami sprzężenia zwrotnego w sterowniku jest układ ramion 240 zamocowany na stałym wsporniku 242 wraz z gniazdem 241, w którym spoczywa sprężyna 231. Przesunięcie tłoczka 201 przesuwają także ramie 230, co spowoduje stan nierównowagi sprężyn 231 i 232. Przesunięcie tłoczka powoduje przechylenie dźwigni 32, wskutek czego ramiona 240 zmieniają naciąg sprężyny 231 i jeśli zaistnieje znowu stan zrównowagi sprężyn tł-

czek 201 wróci do neutralnej pozycji, blokującej przepływ cieczy. Przebieg ten jest identyczny, niezależnie od kierunku przechyłu dźwigni 32.

Jak uprzednio wspomniano, najwyższe ciśnienie zaw sze jest doprowadzane przewodem 222 do zaworu 220 sterownika siłownika, gdzie powoduje przesunięcie tłoczka 221 w lewo od położenia uwidocznionego na fig. 2B. Tłoczek 221 współpracuje z ramieniem 250 i parą sprężyn 251 i 252 działających przeciw sobie. Naciąg sprężyny 251 jest regulowany za pomocą człoń 253, dla uzyskania neutralnego położenia tłoczka 221. Sprężyna 251 jest silniejsza od sprężyn 231, 232 i 252, stąd tłoczek 221 jest normalnie otwarty dla przewodu 98 i nie przesunie się wskutek ciśnienia sterującego, póki jego wielkość nie osiągnie wartości ciśnienia sterującego, odpowiadającego pełnemu przesunięciu tłoczka 201 w sterowniku pompy. Zapewnia to kolejność zadziałania elementów układu, przy której dźwignia 32 od pompy, będąca w pozycji neutralnej, przechyla się stopniowo do maksimum, zanim dźwignia 33 od siłownika wykona jakikolwiek ruch. Przy maksymalnym przechyleniu dźwigni pompy, wychylenia siłownika zmniejsza się przy wzroście ciśnienia sterującego.

Opisany przebieg ilustruje fig. 4: na osi rzędnych jest skala ciśnienia sterującego, uzyskanego w wyniku działania zaworu redukcyjnego 125, zaś na osi odciętych wartość skoku pompy i siłownika. Przy wzroście ciśnienia z punktu a do punktu b skok pompy zmienia się od pozycji neutralnej do maksimum, zgodnie z oznaczeniem na osi odciętych. Mniej więcej w czasie gdy skok pompy w pełni osiągnie maksimum, skok siłownika zaczyna stopniowo zmniejszać się od wartości maksymalnej i zmniejsza się do minimum przy wzroście ciśnienia od punktu b do punktu c.

Zawór trójdrożny 210 na tłoczek 260 z parą wewnętrznych kanalików, zakończonych otworami 261 i 262. Kanalki te łączą ciśnienie z przewodów 175 i 176 do odpowiedniego przeciwnego tłoczka 260. Jeśli wyższe ciśnienie jest w przewodzie 175, to tłoczek zostanie podniesiony i przewód 175 połączony z przewodem 222. Jeśli w przewodzie 176 jest wyższe ciśnienie, wówczas tłoczek zostaje obniżony, zaś przewód 176 połączony z przewodem 222, który prowadzi do zaworu 220 sterownika siłownika. W obu powyższych stanach odpowiedni przewód 224 i 225 łączy się z jednym z obu przewodów 175 i 176 przychodzących z zaworu sterowniczego 171, celem właściwego zasilania z zaworu kierującego 142.

Przy opisie elementów sprzężenia zwrotnego w sterowniku siłownika trzeba w pierw zwrócić uwagę na oznaczenia w fig. 5 i 6. Aby zapewnić uzyskanie równego promienia krzywizny zakrętu pojazdu przy zmianie prędkości jazdy, winna być zachowana liniowa zależność między ciśnieniem sterującym a szybkością wyjściową układu, jak to ilustruje wykres na fig. 5.

Elementem sprzężenia zwrotnego sterownika siłownika jest krzywka, która przy istnieniu zależności między szybkością przepływu a skokiem siłownika według fig. 6, umożliwia uzyskanie liniowej zależności między szybkością przepływu a ciśnieniem sterującym, zgodnie z wykresem według fig. 5. Bez tej krzywki nie dałoby się uzyskać tej liniowości przy dużych ciśnieniach. Możliwe byłoby wtedy uzyskanie pośredniej zależności między szybkościami obu hydrostatycznych przepływów, gdyż jeden z zaworów sterowniczych 171 i 173 uruchamiałby

przepływ o różniącej się szybkości od drugiego przepływu. Spowodowałoby to niekontrolowane zjawiska przy wykonywaniu zakrętów pojazdu.

W sterowniku siłownika według fig. 2B dźwignia z ramieniem 270 współdziała z łącznikiem 271, przechylając ramię 272 załóżyszkowane na stałym wsporniku 273. Koniec ramienia 272 zaopatrzony jest w rolkę 274, która przesuwa się po krzywej 275, załóżyszkowanej do stałego wspornika 276. Z boku krzywki znajduje się gniazdo, w którym zamocowana zostaje sprężyna 252.

Wynikiem działania krzywki 275 jest uzyskanie względnie małych zmian naprężenia sprężyny 252 podczas skoku siłownika w pobliżu maksimum oraz większych zmian naprężenia sprężyny 252 przy ciśnieniu sterującym odpowiadającym okolicy minimalnego skoku. Gdy dźwignia 33 przechyla się zgodnie z ruchem wskazówek zegara, jak pokazano na fig. 2B, również zgodnie z ruchem wskazówek zegara przechyla się krzywka 275. Wskutek tego zmniejsza się naprężenie sprężyny 252 aż do uzyskania równowagi, to jest gdy tłoczek 221 znajduje się w pozycji neutralnej, w której ciecz z przewodu 226 odcięta zostanie od cylindrów 94 i 95. Tę równowagę uzyskuje się wtedy, gdy ciśnienie działające po prawej stronie oraz siła naprężania sprężyny 252 zrównoważą siłę silniejszej sprężyny 251 i ciśnienie z lewej strony tłoczka 221.

Jest oczywiste, że współdziałanie krzywki i rolki zgodnie z fig. 2B może przebiegać w odwrotnym kierunku, przy czym krzywka łączy się z elementami sprzężenia zwrotnego i dalszymi za pomocą gniazda sprężynowego.

Krzywka 275, zaprojektowana dla układu hydraulicznego z jednym siłownikiem i pompą o zmiennych skokach, zapewnia uzyskanie żądanej zależności zgodnie z krzywą według fig. 5, niezależnie od wielkości pompy lub szybkości wejściowej. Jedynym warunkiem jest, aby aktualna wartość ciśnienia sterującego, potrzebnego do wykonania pełnego skoku pompy, była podobna dla pomp różnej wielkości. Również taka sama krzywka może być zastosowana dla siłowników różnej mocy, jeśli tylko zastosowane będą odpowiednie elementy sprzężenia zwrotnego, w celu zapewnienia przebiegu zgodnie z fig. 6.

W opisywanym obecnie systemie sterowania uchwytem 100 w głównym sterowniku nastawia się jednolite ciśnienie sterujące, a tym samym jednakową szybkość działania obu układów hydraulicznych, jak również ich kierunku działania. Obrótem uchwyty 100 oraz wałka 132 dokonuje się środkowego ustawienia zaworu kierunkowego 142, przy którym żaden z występów 160 i 161 krzywki 131 nie wywiera nacisku na sprężynę zaworu redukcyjnego 125. Tym samym równe ciśnienie sterujące dochodzi do obu obwodów, zawierających zawory sterownicze 171 i 173. W przypadku potrzeby niesymetrycznego działania układów można nastawić uchwyty 101 i 102 tak, aby wartość ciśnienia dla sterowników odpowiadała żądanemu przepływowi. Zależność kąta obrotu uchwyty 100 i zredukowanego ciśnienia wyjściowego zaworu 125 ilustruje wykres według fig. 3, przy czym wartości a, b, i c odpowiadają tymże z fig. 4. Należy zwrócić uwagę, że już początek obrotu uchwyty decyduje o kierunku działania, zaś od dalszego obrotu zależy wartość ciśnienia sterującego, a tym samym szybkość hydrostatycznego przepływu.

Zawór sterowniczy 171 pokazany jest w jednej ze skrajnych pozycji. Obrót uchwyty powoduje stopniowe

przesunięcie tłoczka w drugą skrajną pozycję. W czasie ruchu tłoczek dozuje część strumienia cieczy z powrotem do zaworu 142. W drugiej skrajnej pozycji następuje odwrócenie kierunku przepływu cieczy do sterowników układu.

Gdy tłoczek 180 zaworu sterowniczego znajduje się w pozycji pośredniej to jest w pozycji dozowania ciśnienia sterującego, w obu przewodach 175 i 176 istnieje ustalone ciśnienie, dopływające z zaworu 142 przez kryzy 195 i 197 ograniczające strumień. To ustalone ciśnienie wraz z zredukowanym ciśnieniem sterującym ustala równowagę sterownika przy pracy układu hydraulicznego ze zmniejszoną szybkością.

Zawór sterowniczy 173 posiada przewody wyjściowe 177, 178, które odpowiadają przewodom 175 i 176 przy zaworze sterowniczym 171. Przewody 177, 178 dochodzą do sterownika (podobnego do sterownika z fig. 2B), związanego z pompą i siłownikiem drugiego układu hydraulicznego. Te same elementy obu zaworów sterowniczych oznaczono tymi samymi numerami na rysunkach.

Pokazany na fig. 2A zawór mocy 140 jest zaworem trójdrożnym, współpracującym w szereg z zaworem redukcyjnym 125. Zawór ten jest wstępnie zamknięty regulowanym dociskiem sprężyny 300 do tłoczka 301. Ciśnienia istniejące po obu przeciwnych stronach zaworu dyszowego 112 doprowadzone są do przeciwnych końców tłoczka 301, przy czym wyższe ciśnienie panuje w przewodzie 305, łączącym się z przewodem 111. Niższe ciśnienie z zaworu 112 doprowadzone jest do przeciwnego końca tłoczka 301 przewodem 306, odchodzącym od przewodu 118, w którym panuje ciśnienie P_R . W czasie pracy silnika z prędkością równą lub bliską znamionowej dla dowolnie dobranej nastawy przepustnicy, spadek ciśnienia przez zawór dyszowy przewyższa siłę sprężyny 300, powodując podniesienie tłoczka 301, jak pokazuje fig. 2A, co pozwala na bezstratny przepływ ciśnienia sterującego. Gdy silnik zaczyna działać poniżej prędkości znamionowej, spadek ciśnienia na zaworze dyszowym jest zredukowany poniżej nastawy sprężyny 300, co powoduje przesunięcie w dół tłoczka 301 i ograniczenie strumienia przepływu do przewodu 141, który prowadzi do zaworu kierunkowego, oraz wypychanie tego strumienia do zbiornika. Wskutek tego ciśnienie sterujące maleje, a wraz z nim maleje szybkość działania układu hydraulicznego, co powoduje, że prędkość pojazdu dopasowuje się do mocy silnika. Jeśli pojazd porusza się wprost przed siebie, to działanie zaworu mocy sprowadza się do utrzymania równych lecz obniżonych ciśnień sterujących w obu układach hydrostatycznych, aby pojazd poruszał się prostym śladem przy niższej prędkości. Jeśli pojazd zakręca, zmniejszenie ciśnienia przez zawór redukuje wartość tego ciśnienia proporcjonalnie w obu układach hydraulicznych. Wcześniejsze konstrukcje według wynalazku posiadały zawór zapewniający te same rezultaty.

Zawór mocy 140 jest zmodyfikowany i zapewnia ochronę pompy sterującej 110 przed nadmiarem ciśnienia. Ma to miejsce przy nadciśnieniu w przewodzie 305, które przez podniesienie tłoczka 301 i ściśnięcie sprężyny 300 łączy przewód 305 ze zbiornikiem. Wspomniane nadciśnienie może na przykład powstać wtedy, gdy stosowany w układzie olej jest całkiem zimny, co utrudnia jego przepływ przez zawór dyszowy 112, wskutek czego wzrasta ciśnienie w przewodzie 305.

1. Hydrauliczny układ sterowania napędem i przekładnią kierowniczą, zawierający dwie przekładnie hydrostatyczne, przy czym regulacja układu przebiega w ciśnieniowym obwodzie regulacyjnym mającym pojedynczy człon regulacyjny do regulacji mocy i kierunku obrotu obydwu przekładni hydrostatycznych i w którym w każdej gałęzi obwodu regulacji ciśnienia jest usytuowany regulowany ręcznie zawór zmieniający ciśnienie ustalone za pomocą uchwytu oraz zawór suwakowy, do którego ciśnienie nadsterowania jest dostarczane, a każdy z zaworów suwakowych kieruje sprężone medium do cylindrów sterujących, których tłoki są połączone mechanicznie z pompą hydrostatyczną, **znamienny tym**, że zawór kierunkowy (142) zmieniający kierunek obrotów i zawór redukcyjny (125), do regulacji mocy pompy (10, 10') i siłownika (15, 15'), są mechanicznie połączone z uchwytem (100), przy czym zawór redukcyjny (125) jest uruchamiany za pomocą występów (160, 161) krzywki (131) i obciążonego sprężyną popychacza cylindrycznego (130) zaś zawór sterowania mocy (140) reguluje ciśnienie sterowania przy przeciążeniu, za pomocą tłoczka (301) i przez regulację ciśnienia zasilania pompy sterującej, zasilanej bezpośrednio przez silnik a stałe ciśnienie (P_R) zredukowane jest na kryzie, oraz obydwa siłowniki (15, 15') są połączone z cylindrami (94, 95), których tłoczki (221) jest połączony z dwiema gałęziami obwodu sterowania ciśnienia za pomocą zaworów ograniczających maksymalne ciśnienie.

2. Hydrauliczny układ sterowania według zastrz. 1, **znamienny tym**, że uchwyt (100) jest połączony z krzywką (131), mającą po obu stronach, w płaszczyźnie centralnej, występy (160, 161).

3. Hydrauliczny układ sterowania według zastrz. 1, **znamienny tym**, że zawór sterowania mocy jest usytuowany przed rozgałęzieniem obwodu regulacji ciśnienia, które jest usytuowane w zaworze kierunkowym (142) i ma wyjście do przelotowej wnęki (185), która przy przekroczonym ciśnieniu pompy sterującej (110) łączy wszystkie przewody z przewodem (305).

4. Hydrauliczny układ sterowania według zastrz. 3, **znamienny tym**, że zawór dyszowy (112) stanowi obrotowy człon (115) mający regulowaną kryzę (116).

5. Hydrauliczny układ sterowania według zastrz. 1, **znamienny tym**, że zawory sterujące (171, 173), w każdej części obwodu regulacji ciśnienia, mają tłoczek (180), mający zębki (186), ograniczone przez pierścienie, dla zmiany redukcji ciśnienia sterowania w gałęzi obwodu.

6. Hydrauliczny układ sterowania według zastrz. 5, **znamienny tym**, że tłoczki (180), mające wzdłużny kanał (188) z promieniowymi otworami (189, 190) reguluje się za pomocą uchwytów (101), poprzez krzywkę (182), przy czym otwory (189, 190) w swoim skrajnym położeniu odwracają kierunek ciśnienia sterowania.

7. Hydrauliczny układ sterowania według zastrz. 1, **znamienny tym**, że zawór regulacji ciśnienia (120) jest usytuowany pomiędzy zaworem dyszowym (112) a zaworem redukcyjnym (125) i jest przystosowany do ustalania stałej wartości ciśnienia (P_R).

8. Hydrauliczny układ sterowania według zastrz. 1, **znamienny tym**, że zawór (210), który oddziałuje na tłoczek (221), w przypadku maksymalnego ciśnienia sterowania z zaworów sterujących (171, 173), wyprzedza

13

działanie zaworu (220) oddziaływujący na cylindry (94, 95) siłowników (15, 15'), z regulowanym ciśnieniem.

9. Hydrauliczny układ sterowania według zastrz. 7, **znamienny tym**, że tłoczek (260) zaworu (210) ma dwa wzdlużne kanały z promieniowymi otworami (261, 262).

10. Hydrauliczny układ sterowania według zastrz. 1, **znamienny tym**, że tłoczki (201, 221) działające na cylindry (36, 38, 94, 95), są połączone czynnikiem sterującym za pomocą układu mechanicznych dźwigni z dźwignią (32) i/lub (33) pomp (10, 10') i/lub siłowników (15, 15') z tłoczkami (201, 221) w ich neutralnej pozycji zgodnej z regulacją w funkcji ciśnienia sterowania.

11. Hydrauliczny układ sterowania według zastrz. 9, **znamienny tym**, że obciążona sprężyną krzywka (275) jest zamocowana dźwigniowo pomiędzy dźwignią (33) siłowników (15, 15') a tłoczkiem (221) i współpracuje z rolką (274), ustalając założoną relację pomiędzy wydatkiem na ssaniu silnika a ilością obrotów przekładni.

14

12. Hydrauliczny układ sterowania według zastrz. 10, **znamienny tym**, że dźwignia (250) ustalona sprężynami (251, 252), jest usytuowana pomiędzy dźwignią (33) siłownika (15, 15') i tłoczkiem (221), zaś obrotowa krzywka (275) stanowi podparcie dla jednej ze sprężyn (252).

13. Hydrauliczny układ regulacji według zastrz. 12, **znamienny tym**, że sprężyna (252) usytuowana pomiędzy ramieniem (250) i obrotową krzywką (275) jest słabsza niż sprężyna usytuowana po drugiej stronie ramienia (250) i jest zamocowana w regulowanym członie (253).

14. Hydrauliczny układ regulacji według zastrz. 10, **znamienny tym**, że przegubowa dźwignia (230) współpracuje z tłoczkiem (201) i jest zamocowana na obu końcach pomiędzy sprężynami (231, 232), przy czym jedna ze sprężyn jest zamocowana w regulowanym członie (233) a druga w gnieździe (241) układu dźwigni połączonych z dźwignią (32) pompy (10, 10').

Fig. 1.

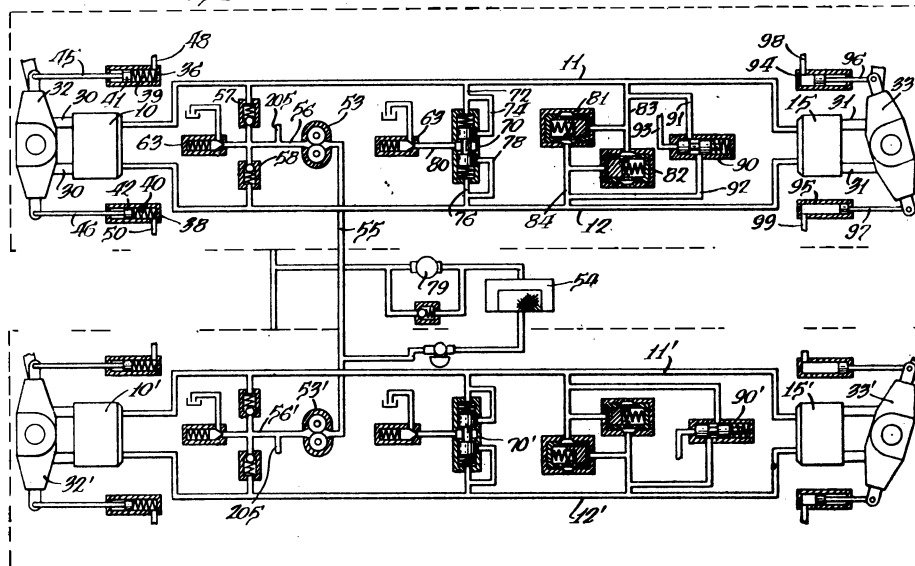


Fig. 2A.

