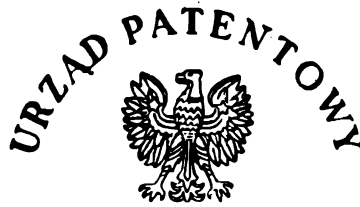


B6Ac 9/18



POLSKIEJ RZECZYPOSPOLITEJ LUDOWEJ

OPIS PATENTOWY

Nr 42795

Kl. 20 b, 5/02

J. M. Voith G. m. b. H.

Heidenheim/Brenz, Niemiecka Republika Federalna

Sposób uruchamiania zespołu napędowego z silnikiem spalinowym o ograniczonej regulacji i z hydrodynamicznym napędem, który przynajmniej w dolnym zakresie pracy pracuje z przetwornikiem hydraulicznym, szczególnie do pojazdów szynowych z silnikiem Diesla i urządzeń do stosowania tego sposobu

Patent trwa od dnia 29 maja 1959 r.

Pierwszeństwo: 27 czerwca 1958 r. (Niemiecka Republika Federalna)

W pojazdach szynowych przyjęły się przede wszystkim urządzenia napędowe, które posiadają oprócz silnika napędowego, dającego się regulować w pewnych granicach — szczególnie silnika spalinowego — jeszcze napęd hydrauliczny z jednym lub wielu przetwornikami hydraulicznymi, a więc w których regulacja mocy odbywa się tylko przez zmianę ilości obrotów silnika. Przetwornik lub przetworniki hydrauliczne przenoszą moc odpowiednio do równania:

$$N = C \cdot n^3$$

(N = moc przenoszona przez przetwornik, n = wtórna ilość obrotów przetwornika, C = liczba stała zależna od konstrukcji przetwornika) proporcjonalną do trzeciej potęgi liczby obrotów silnika i nie wymagając — abstrahując od urządzenia do pełnego napełniania i opróż-

niania — żadnych innych skomplikowanych elementów sterujących, jak np. łopatek przechylnych, suwaków pierścieniowych itp. Do tego celu mogą więc znaleźć zastosowanie proste, pewne w ruchu i tanie konstrukcje przetworników.

Mimo to występują jeszcze w tego rodzaju napędach pewne trudności, ponieważ silnik spalinowy daje się na przykład nastawić tylko na liczbę — czasem dosyć wysoką — obrotów bez obciążenia, przy tej liczbie przetwornik hydrauliczny przenosi następnie jeszcze taką moc, że utrzymanie ruchu z bardzo małymi siłami pociągowymi, przy małych równocześnie prędkościach jazdy, jak szczególnie wymagany jest przy przetaczaniu, jest niełatwe do osiągnięcia. Trudności zaznacza się przede wszystkim w napędach z silnikiem

Diesla, ponieważ ich liczba obrotów bez obciążenia wynosi około 40% liczby maksymalnych obrotów, co odpowiada najmniejszej mocy przenoszonej przez przetwornik równającej się 6,4% mocy pełnej silnika. Ta dolna granica mocy jest więc, szczególnie w napędach o dużej mocy, jeszcze za duża do wykonania właściwego przetaczania.

Podobne trudności występują również przy stosowaniu różnych silników napędowych z ograniczoną regulacją, między innymi w napędach z silnikami elektrycznymi o ograniczonym zakresie regulacji. Są np. silniki na prąd stały, które dają się nastawiać również tylko w przybliżeniu do 40% pełnej liczby obrotów.

W tego rodzaju napędach pomagano sobie przez to, że dla nastawiania najmniejszych mocy jazdy, na przemian wyłączano i włączano wielokrotnie przekładnię hydrauliczną lub też używano hamulca do niszczenia mocy stanowiącej nadwyżkę. Środki tego rodzaju nie były zadowalające. Następnie proponowano także dla uniknięcia omawianych wad, aby zaopatrywać koło kierujące lub koło pompy przetwornika do rozruchu w łopatki przechylnie, albo też wykonać w komorze roboczej przetwornika wsuwany suwak pierścieniowy, przez to moc może być następnie nastawiona prawie na zero. Te konstrukcje są jednak kosztowne, a poza tym — przy zastosowaniu szczególnie przechylnych łopatek w pompie, nie tak pewne w ruchu jak przetworniki ze stałymi łopatkami. To przede wszystkim dlatego, ponieważ przetworniki hydrauliczne, dla otrzymania małych wyniarów, pracują zawsze na wysokich obrotach i dlatego wykazują szczególnie wysokie obciążenie łopatek.

Celem wynalazku jest więc, aby uniknąć wspomnianych wad i mimo to umożliwić zadowalniającą regulację mocy prawie do zera. Punktem wyjścia jest przy tym opisane na wstępie urządzenie napędowe z silnikiem o ograniczonej regulacji i z napędem hydrodynamicznym, przy czym przynajmniej w dolnym zakresie pracy pracuje on z jednym przetwornikiem hydraulicznym.

Do uruchamiania takiego zespołu napędowego proponuje się nowy sposób polegający na tym, że silnik do nastawiania małych mocy wtórnego napędu utrzymuje się na stałych prawie małych obrotach — specjalnie na obrotach bez obciążenia — i zmniejsza się przy tym nadciśnienie i/lub stopień napełnienia w przetworniku hydraulicznym w stosunku do ich pełnych wartości i że następnie do nastawiania

innych większych mocy wtórnego napędu zmienia się tylko lub przeważnie liczbę obrotów silnika.

Pokazało się mianowicie, że przez sterowanie nadciśnienia, a szczególnie napełnienia, w przetworniku zmienia się zawartość powietrza w cieczy roboczej i przez to również jej gęstość (która jest przecież miarodajna dla zdolności przenoszenia) i że to przedstawia się jako szczególnie korzystny środek, aby regulować przyjmowanie i oddawanie mocy przez przetwornik w zakresie roboczym dla małych mocy i praktycznie zmniejszać ją prawie do zera. W tym zakresie napędu, regulacja mocy może nastąpić w taki sam stały sposób, jak np. w przetwornikach hydraulicznych z łopatkami przechylnymi tak, że przy tym sposobie możliwe jest bardzo czułe przetaczanie z dowolnie małymi siłami pociagowymi przy małych szybkościach jazdy.

Poza tym można zastosować w tym sposobie bardzo celową konstrukcję przetwornika hydraulicznego, którego zdolność przenoszenia daje się mianowicie zmieniać tylko przez zmianę stopnia napełniania i/lub ciśnienia, to znaczy więc, że przetwornik lub przetworniki mogą nie posiadać przechylnych łopatek, suwaków pierścieniowych lub podobnych zawiłych urządzeń do regulacji, a przez to wymagają znacznie mniejszych nakładów budowy jak inne zwykłe przetworniki.

W przekładniach czysto hydraulicznych musiało się zresztą również dotychczas przewidywać pompę do napełniania, jak również element sterujący (łłok sterujący itp.), który otwiera lub zamyka kanały dopływowe i odpływowe przetwornika lub przetworników przy włączaniu lub wyłączaniu (przez napełnianie lub opróżnianie). Jeżeli więc w sposobie uruchamiania według wynalazku zmienia nadciśnienie i stopnia napełniania następuje w korzystny sposób przez sterowanie przekroju dopływowego i/lub przekroju odpływowego przetwornika, to wtedy konieczne jest, aby otwory sterujące wymienionych elementów stosownie wykonać i ich ruchy przedstawiające odpowiednio przystosować. W ten sposób można zastosować bardzo prostą budowę przetwornika ze stałymi łopatkami i również proste i od dawna wypróbowane sterowanie napełnienia tak, że napęd pozwala następnie uzyskać największą prostotę i pewność ruchu przy najmniejszej możliwie cenie.

Myśl regulowania mocy do przeniesienia przez zamknięty obieg hydrauliczny za pomocą ste-

rowania stopnia napełnienia, a w razie potrzeby również ciśnienia, jest już znana i zmianę napełnienia stosuje się również wielokrotnie w sprzęgłach hydraulicznych, dających się regulować. Natomiast w przetwornikach hydraulicznych nie stosowano dotychczas tych rodzajów sterowania do nastawiania potrzebnej w danym przypadku mocy, ponieważ przy zmniejszaniu nadciśnienia lub napełniania w przetworniku zdolność przenoszenia mocy na początku spada bardzo nagle aż do małego ułamka pełnej wartości tak, że przy tym sposobie nie jest możliwa równomierna regulacja mocy w całym zakresie pracy przetwornika. Dalej z regulacją tą połączone jest zmniejszenie współczynnika sprawności, a poza tym należy obawiać się korozji łopatek.

Z tych powodów do znanej przed tym propozycji, aby zmianę nadciśnienia przetwornika stosowano jedynie do tego, aby w przetworniku z przestawionymi łopatkami lub podobnymi elementami sterującymi wesprzeć zupełne przerwanie przenoszenia siły, a mianowicie w tym celu, aby ułatwić lub umożliwić przedstawianie przekładni zębatej do zmiany biegów, umieszczono ją za przetwornikiem. W przeciwieństwie do tego, zmiana ciśnienia i napełniania według wynalazku następuje w przetworniku w czasie ruchu roboczego przy oddawaniu mocy — a więc nie tylko przy zmianie biegu — i daje się przy tym następnie uniknąć rozmyślnie kosztownych niepewnych elementów regulujących (łopatki przestawne itd.).

Również w innych znanych dotychczas propozycjach nie można pominąć wytycznych co do szczególnego sposobu uruchamiania według wynalazku, w myśl których ciśnienie i/lub stopień napełnienia przetwornika powinny być użyte do regulacji i przy tym tylko w całym określonym i ograniczonym w czasie zakresie pracy, specjalnie tylko w zakresie małych mocy. Ponieważ w tym zakresie pracy moc do przeniesienia jest z jednej strony bardzo mała a z drugiej strony w danym przypadku stosowana tylko przez czas krótki, dlatego też odwrócenie współczynnika sprawności przetwornika jest w ogóle bez znaczenia i dalsze małe zmniejszenie tego współczynnika w tym zakresie pracy nie posiada żadnego znaczenia. W zakresie pracy o dużych mocach w daleko większym zakresie pracy odbywa się tylko przeważnie z regulacją silnika z wysoką sprawnością (regulacja liczby obrotów lub mo-

cy silnika) tak, że sposób uruchamiania nie powoduje zmniejszenia ogólnej sprawności.

W najliczniejszych przypadkach stosowania sposobu według wynalazku nadciśnienie i stopień napełnienia w przetworniku hydraulicznym utrzymywane są w pełnej wielkości w zakresie pracy o dużych mocach napędu wtórnego, a mianowicie przede wszystkim ze względu na wysoką sprawność. W przypadkach specjalnych — szczególnie dla zapobieżenia przekroczeniu granicy przyczepności pojazdów szynowych lub także aby uzyskać określony przebieg wtórnego momentu napędowego lub przejęcia mocy przez przetwornik — jest czasem mimo tego rzeczą godną polecenia, aby również w zakresie pracy o dużych mocach zmniejszać nadciśnienie i/lub stopień napełnienia przetwornika hydraulicznego.

W przykładniach, na których opiera się wynalazek stan biegu bez obciążenia osiąga się w ten sposób, że podczas biegu silnika bez obciążenia przetwornik hydrauliczny był zupełnie opróżniany. Podczas rozruchu wpływał przeto znaczny czas — czasem kilka sekund — aż przetwornik został zupełnie napełniony i osiągnął pełną zdolność przenoszenia. W myśl dalszego rozwoju wynalazku silnik przeto jest, jak dotychczas, utrzymywany na obrotach bez obciążenia, dla osiągnięcia stanu ruchu z obrotami bez obciążenia, z przygotowaniem do szybkiego rozruchu (tj. stanu ruchu, z którego w najkrótszym czasie można ruszyć z pełną siłą ciągową), natomiast przetwornik hydrauliczny zostaje napełniony jedynie na tyle (na przykład do dwu trzecich), tak że wzrost jego siły pociągowej jest ledwo widoczny. Rozruch jest wtedy w najkrótszym czasie możliwy, ponieważ do tego potrzeba tylko uzupełnić napełnienie przetwornika i silnik spalinowy przedstawić na wyższy stopień mocy.

Zmiana nadciśnienia i stopnia napełnienia może być stale przeprowadzana w przetworniku hydraulicznym. Dla praktycznych potrzeb powinna jednak wystarczyć zmiana tych wielkości ruchowych w dwu lub więcej stopniach i powinna być chętniej stosowana ze względu na uwarunkowaną przez to prostotę urządzenia sterującego.

Dalsze szczegóły sposobu według wynalazku, jak również budowa urządzenia dla możliwości wykonania sposobu, są wyjaśnione z pomocą rysunków na kilku przykładach wykonania diesel-hydraulicznego napędu lokomotywy.

Na rysunkach fig. 1 przedstawia schemat zespołu napędowego z regulowanym silnikiem Diesla i z przetwornikiem hydraulicznym, jak również z urządzeniem sterującym wykonanym według wynalazku, fig. 2 — wspomniany suwak sterujący do przetwornika hydraulicznego zaznaczony na fig. 1 w skali powiększonej, w przekroju, fig. 3 — element suwaka sterującego z przekrojami sterów, fig. 4 do 6 — trzy diagramy, które obrazują związek z jednej strony między położeniami dźwigni jazdy i z drugiej strony między wielkościami ruchu silnika i przetwornika, fig. 7 — inny diagram, który pozwala zrozumieć zależności między liczbą obrotów wtórnego napędu i momentem wtórnego napędu przetwornika, fig. 8 i 9 — część dwu urządzeń sterujących ze zmianami w stosunku do fig. 1, fig. 10 i 11 — dwa diagramy, które podają przebieg przejmowania mocy przez przetwornik i skoki tłoka sterującego dla urządzenia według fig. 9 w zależności od liczby obrotów wtórnego napędu przetwornika.

W zespole napędowym przeznaczonym dla lokomotywy wcd¹ fig. 1, regulowany silnik Diesla 10 napędza koło pompy 13 przetwornika hydraulicznego 14 w napędzie hydrodynamicznym tym za pośrednictwem przekładni zębatej 11, zwiększającej szybkość. Koło turbiny 15 przetwornika przenosi następnie moc na wał napędowy 16 (wał wtórny) i dalej na nie narysowane tutaj koła napędowe lokomotywy. Wał pierwszy 12 jest połączony poza tym za pośrednictwem stożkowej przekładni zębatej 17 i wału pionowego 18 z pompą olejową 20 (pompa napełniająca) zanurzoną w kąpiel olejowej 19 przekładni. Olej pompowany przez pompę dostaje się przez przewód 21, cylinder sterujący 22 i przewód 23 do komory roboczej przetwornika hydraulicznego 14. Opróżnianie przetwornika jest możliwe przez przewód do opróżniania 24, cylinder sterujący 22 i przewód 25 — do zbiornika oleju.

Cylinder sterujący 22 jest pokazany na fig. 2 w skali powiększonej w przekroju podłużnym i zawiera tłok sterujący 26, przesuwany za pośrednictwem trzonu 32. Sprężyna 27 stara się przesuwać ten tłok stale w jego najwyższe krańcowe położenie, w którym otwiera otwory sterujące 28 do przepływu z przewodu do opróżniania przetwornika 24 do przewodu odpływowego 25 i przez to umożliwia opróżnianie przetwornika. W najniższym krańcowym położeniu tłoka przewód tłoczący pompy 21 i przewód do napełniania 23 przetwornika są połączone ze sobą za pośrednictwem otworów

sterujących 29, przez co następnie przetwornik otrzymuje całkowite napełnienie i pełne nadciśnienie. W położeniach pośrednich tłoka, napełnienie i nadciśnienie przetwornika są nstawiane na wartości pośrednie.

Otwory sterujące 28 i 29 są wykonane ze względów produkcyjnych w specjalnej tulei 30 (patrz również fig. 3), która jest osadzona w oprawie cylindra 22 bez możliwości przesuwania. Aby uniknąć przy tym nadmiernej czułości organów sterowania, otwory sterujące 28 i 29 mają na skutek specjalnego kształtu większe wymiary w kierunku przesuwu tłoka 31 niż w kierunku prostopadłym do niego.

Do przedstawiania zarówno tłoka sterującego 26 jak i liczby obrotów oraz napełnienie silnika Diesla 10 służy wspólna dźwignia jazdy 34, z krzywką 35 (fig. 1 i 2) zamocowaną na niej, uruchamianą przez kierowcę pojazdu. Zależnie od jej położenia tłok 26 zostaje przesunięty następnie za pośrednictwem krążka 36 i trzonu 32 w odpowiednie położenie i steruje następnie o odpowiednio stopień napełnienia i nadciśnienia w komorze roboczej przetwornika.

Według fig. 1 dźwignia jazdy 34 jest poza tym połączona z dźwignią do regulacji 40 pompy paliwowej 41 silnika Diesla, za pośrednictwem i drążków 37 i 38 — ostatni z otworem podłużnym 39. Zależnie od położenia dźwigni 40 silnik zostaje nastawiony na odpowiednią ilość obrotów i napełnienie (dla uproszczenia dźwignia 40 będzie poniżej stale nazywana dźwignią paliwową). Sprężyna 42 połączona z drążkiem 38 stara się utrzymywać dźwignię paliwową 40 zawsze w położeniu narysowanym (położenie L/1), przy którym silnik pracuje na obrotach bez obciążenia.

Układ i wymiary przekładni sterującej i drążek, jak również kształt krzywki sterującej są tak dobrane, że dźwignią jazdy 34 można nastawiać następujące stopnie ruchu: W położeniu dźwigni jazdy 0: Dźwignia paliwowa 40 na 0, silnik stoi. Punkt 0 krzywki 35 w położeniu sterowania, przetwornik jest zupełnie opróżniony. Stan zupełnego spoczynku.

W położeniu L: Dźwignia paliwowa 40 na L/1. Silnik pracuje na obrotach bez obciążenia. Punkt L krzywki w położeniu sterowania. Przetwornik jest jeszcze próżny.

W położeniu L': Dźwignia paliwowa 40 z powodu podłużnego otworu 39 jeszcze na L/1, silnik pracuje jeszcze na obrotach bez obciążenia. Punkt L' krzywki w położeniu sterowania, przetwornik jest już napełniony do 2/3,

nie przenosi jednak jeszcze żadnej widocznej siły pociągowej. Jest to położenie biegu zespołu na obrotach bez obciążania, z którego jest możliwy szybki rozruch.

W położeniu I: Silnik pracuje jeszcze na obrotach bez obciążenia. Przetwornik jest napełniony całkowicie, ale jednak bez nadciśnienia i przenosi już bardzo małą siłą pociągową (przetaczanie).

W położeniu II: Silnik pracuje jeszcze na obrotach bez obciążenia. Przetwornik jest napełniony całkowicie i jego nadciśnienie wynosi już część pełnej wartości. Zespół przenosi teraz większą nieco siłą pociągową (przetaczanie).

W położeniu 1: Silnik pracuje jeszcze na obrotach bez obciążenia. Lewy koniec dźwigni 37 znajduje się właśnie przy prawym końcu otworu podłużnego 39. Przetwornik posiada całkowite napełnienie i pełne nadciśnienie; siła pociągowa znowu wzrosła i odpowiada teraz wartości siły pociągowej, najmniejszej jaką da się osiągnąć przy obrotach silnika bez obciążenia i w dotychczasowych konstrukcjach napędu.

W położeniu 2 do 6: Dźwignia paliwowa zostaje przechylona w odpowiednie położenia 2–6 i w odpowiedni sposób zwiększa napełnienie i liczbę obrotów silnika.

Część krzywki 35 w postaci łuku zajmuje położenie sterowane między punktami 1 i 6 tak, że przetwornik zatrzymuje niezmiennie pełne napełnienie i pełne nadciśnienie (normalne wykorzystanie mocy).

Na figurach 4 do 6 jest wyjaśniony sposób uruchamiania według wynalazku za pomocą kilku jeszcze diagramów. Na osiach odciętych wszystkich trzech figur zostały naniesione położenia dźwigni O, L, L₁, I, II, i 1 do 6 w porządku kolejnym. Wielkości na osi rzędnej, krzywce F_w pokazują przebieg napełniania przetwornika, krzywa D — nadciśnienie przetwornika i krzywa nM przebieg obrotów silnika. Widać wyraźnie, że od L do I wzrasta napełnianie przetwornika, a od I do 1 nadciśnienie przetwornika, każde od O aż do ich pełnej wartości, a mianowicie przy stałych, równocześnie najmniejszych obrotach silnika (obroty biegu bez obciążenia), a więc w zakresie normalnego ruchu 1 do 6, zmienia się wyłącznie liczba obrotów silnika od wartości biegu bez obciążenia aż do pełnej liczby obrotów.

Wielkości rzędne krzywce M_m na fig. 5 pokazują przebieg momentu obrotów silnika. Jest on od L do 1, odpowiednio do liczby obrotów

silnika bez obciążenia, bardzo niski. Począwszy od stopnia 1 moment obrotów silnika wzrasta szybko, odpowiednio do zwiększonego dopływu paliwa i wzrostu liczby obrotów.

Na fig. 6 rzędne linii krzywych Ma pokazują momenty wtórnych obrotów przetwornika. Górna krzywa MA_0 odnosi się przy tym do liczby obrotów wtórnego napędu przetwornika równej zero (stan spoczynku pojazdu), a druga krzywa MA_x odpowiada dowolnej szybkości n_{Ax} (patrz do tego również fig. 7). W stopniu sterowania L' (= położenie dla biegu bez obciążenia przekładni) moc wtórnego napędu przetwornika jest, mimo częściowego napełnienia przetwornika do dwu-trzecich, jeszcze tak mała, że nie ma co mówić o widocznej sile pociągowej (stan biegu bez obciążenia z przygotowywaniem do szybkiego rozruchu).

Diagram na fig. 7 pokazuje przebieg momentów napędu wtórnego przetwornika M_A w zależności od liczby obrotów wtórnego przetwornika n_A . Krzywe M_{A1} , M_{AII} i M_{A1} do M_{A6} odpowiadają przy tym położeniom dźwigni jazdy I, II lub 1 do 6. Poza tym naniesione są na tej figurze jeszcze krzywe momentów M'_{A1} i M'_{A6} dla momentu wtórnego napędu innego przetwornika drugiego stopnia jazdy. Jak widać, bez wzrostu napełnienia i nadciśnienia w przetworniku do rozruchu możnaby otrzymać tylko pole raz kreskowane między krzywymi M_{A1} , M'_{A1} i M_{A6} – M'_{A6} . W ten sposób wynalazek umożliwia, przy małych nakładach na budowę, podwójne wykorzystanie pola kreskowanego z małymi momentami obrotów, przy małych szybkościach jazdy (= małe moce wtórnego napędu).

Rzecz naturalna, że możliwe jest w napędach z kilku biegami przetworników i po jednym przynależnym przetworniku hydraulicznym stosowanie sterowania według wynalazku dla każdego z tych przetworników. Dla potrzeb praktycznego ruchu wystarcza jednak prawie zupełnie, jeżeli tylko przetwornik do biegu z rozruchem jest sterowany sposobem według wynalazku, jak widać bowiem na fig. 7, napęd z małymi siłami pociągowymi i małymi szybkościami jazdy, jak również zapobieganie obrotowemu ślizganiu się kół z powodu za dużych sił pociągowych, potrzebne jest wyłącznie przy biegu z rozruchem.

Fig. 8 dotyczy odmiennego wykonania, które dodatkowo posiada jeszcze urządzenie do zapobiegania obrotowemu ślizganiu się kół napędowych lokomotywy. Na rysunku schematycznym te elementy budowy, które są te sa-

me co na fig. 1 — 3, zostały przy tym, ze względu na uproszczenie albo zupełnie pominięte, lub też oznaczone tymi samym liczbami jak na tych figurach.

Tłok sterujący 26, cylinder 22 i jego połączenia z przewodami 21, 23, 24 są wykonane tak samo jak na figurach 1 i 2. Drażek 32a jest jednak połączony tutaj sztywno z tłokiem 45, który przesuwany się w nieumiejscowionym cylindrze 46. Sprężyna 47 stara się dociskać stale ten tłok do najwyższego krańcowego położenia w cylindrze 46. Górna przestrzeń cylindra 46 połączona jest giętym węzłem 48 i przewodem 49 z pompą licznikową z kołami zębatymi 50, która napędzana jest od osi 51 lokomotywy. Na przewodzie tłoczącym tej pompy jest przewidziany przewód odpływowy z zakończeniem dławicowym o takich wymiarach, że pompa wytwarza ciśnienie zależne od szybkości jazdy i wraz z nią wzrastające. Następnie drażek 32b z krążkiem ślizgowym 36, połączony sztywno z korpusem cylindra 46, ustawia cylinder, odpowiednio do krzywej linii krzywki 35a, w określone w danym przypadku położenie. Krzywka 35a jest wykonana o tyle odmiennie niż na fig. 1 i 2, że punkty sterujące 5 i 6 leżą obecnie na krótszych promieniach niż punkty sterujące 1 do 4. Połączenia drażka sterującego 37 z dźwignią paliwową silnika Diesla jest zgodne jednak z fig. 1.

Urządzenie sterujące działa w sposób następujący: W położeniach jazdy 1 do 4 krzywka 35a naciska cylinder 46 i tłok 45 (znajdujący się w najwyższym względnie położeniu) tak daleko w dół, że również tłok sterujący 26 przyjmuje swoje najniższe położenie, w którym przetwornik posiada całkowite napełnienie i pełne nadciśnienie. Ten stan sterowania jest niezależny od tego, jak wielka jest szybkość jazdy i ciśnienie w pompie licznikowej 50.

W położeniach dźwigni jazdy 5 i 6, które odpowiadają prawie pełnej lub pełnej liczbie obrotów, nacisku krzywkę 35a cylindra 46 o mniejszy odcinek w dół niż w położeniach jazdy 1 do 4. Jeżeli przy tym szybkość jazdy lokomotywy jest równocześnie tak mała, że odpowiednio liczby obrotów leżą poniżej n_{Ax} (fig. 7), to również ciśnienie w pompie licznikowej jest małe i tłok 45 pozostaje w cylindrze 46 w położeniu pośrednim lub w najwyższym krańcowym. Następstwem tego jest, że tłok sterujący 26 zajmuje położenie pośrednie, w którym nadciśnienie lub też napełnienie przetwornika jest obniżone w stosunku do pełnych wartości. Nadciśnienie przetwornika

może przy tym przebiegać według linii D' na fig. 4. Na skutek zmniejszenia nadciśnienia lub napełnienia zmniejsza się również moment obrotowy przenoszony przez przetwornik, a mianowicie tak, że moment wtórnego napędu przetwornika nie przekracza granicy przyrzeczności R na fig. 7 i w ten sposób unika się niebezpieczeństwa obrotowego ślizgania się kół.

Przy szybkościach jazdy, które odpowiadają liczbie obrotów napędu przetwornika równej n_{Ax} lub większej, nie należy się obawiać obrotowego ślizgania się kół i dlatego zmniejszenie zdolności przenoszenia przetwornika jest niepożądane. Przy tych szybkościach odpowiednio duże ciśnienie w pompie licznikowej 50 ciśnie następnie tłok 45 przeciw sile sprężyny 47 tak daleko w dół, że tłok sterujący 26 osiąga również w położeniach jazdy 5 i 6 swoje najwyższe położenie i przetwornik otrzymuje całkowite napełnienie i pełne nadciśnienie, co oznacza, że w położeniach jazdy 5 i 6 i przy liczbach obrotów wtórnego napędu przetwornika ponad n_{Ax} nie ma zmniejszenia zdolności przenoszenia przetwornika.

Ażeby silnik możliwie dobrze wykorzystać, jest czasem pożądane, aby przejmowanie mocy przez przetwornik uzależnić w całym zakresie napędu i nastawić ją na stałą wielkość, np. w zależności od szybkości jazdy. To można uzyskać również przez zmianę nadciśnienia w przetworniku, a mianowicie w całym zakresie mocy silnika. Odpowiednie do tego urządzenie sterujące jest pokazane na fig. 9, na której znowu części budowy te same co na fig. 1, 2 i 8 zostały oznaczone tymi samymi liczbami lub nie zostały narysowane.

Krzywka 35 dźwigni jazdy 34 posiada ten sam kształt jak na fig. 1 i 2 i wykazuje jeden łuk w zakresie punktów sterujących 1 do 6. Jak długo więc nie ma dodatkowego oddziaływania szybkości jazdy, tłok sterujący 26 w każdym położeniu dźwigni jazdy od 1 do 6 ustawia się na pełne otwarcie wycięcia sterującego dopływ cieczy (całkowite napełnienie i pełne nadciśnienie w przetworniku). Ze wzrostem szybkości jazdy pompa licznikowa z kołkami zębatymi 50 zwiększa również ciśnienie od dołu, które działa na tłok 54. Zależnie od wielkości tego ciśnienia sprężyna 55 zostaje mniej lub więcej ściśnięta, a tłok 54 przesunięty do góry, przy czym tłok sterujący zostaje przesunięty przymusowo w położenie pośrednie dla zmniejszonego ciśnienia w przetworniku, za pośrednictwem drugiej krzywki

56 odpowiednio ukształtowanej i dźwigni 58, przez to następnie przetwornik przejmując również zmniejszoną moc. Krzywka 56 jest w ten sposób wykonana, że zostaje osiągnięta zależność pokazana na diagramie (fig. 10) między liczbą obrotów napędu przetwornika n_2 i żądanym przejmowaniem mocy N_1 przez przetwornik, przez co jego przejmowanie mocy N_1 pozostaje stałe w całym zakresie napędu. Bez opisanego właśnie urządzenia przejmowanie mocy przez przetwornik przebiegałoby według krzywej N_1 i — co byłoby przeważnie niepożądane — miałoby również wartości w zależności od szybkości jazdy.

Wykres na fig. 11 pokazuje, dla położenia dźwigni jazdy 1 do 6, przebieg skoków H tłoka sterującego 26 w zależności od liczby obrotów napędu wtórnego n_2 przetwornika. Odpowiednio do krzywej H należy wykonać krzywą na obwodzie krzywki 56.

Połączenie między krzywką sterującą 35 i tłokiem sterującym 26 posiada dwa drążki 32c i 32d, przy czym ten ostatni posiada podłużny otwór 57 i sprężynę 58. To sprężynowe połączenie jest potrzebne, aby umożliwić przesuw tłoka sterującego 26 z jego najniższego położenia krańcowego w położenie pośrednie, przy ustawieniu dźwigni jazdy w położeniach jazdy 1 do 6.

Urządzenie pokazane na rysunkach należy uważać tylko jako przykłady. Poszczególne elementy zastosowane tutaj mogą być zastąpione przez inne działające podobnie, stosownie do zasad techniki regulacji.

Zastrzeżenia patentowe

1. Sposób uruchamiania zespołu napędowego z silnikiem spalinowym o ograniczonej regulacji i z hydrodynamicznym napędem, który przynajmniej w dolnym zakresie pracy pracuje z przetwornikiem hydraulicznym, szczególnie do pojazdów szynowych z silnikiem Diesla, znamieny tym, że silnik, celem nastawienia małych mocy wtórnego napędu aż do zera w dół, utrzymywany jest prawie na stałych obrotach — specjalnie na obrotach biegu bez obciążenia — i przy tym nadciśnienie i/lub stopień napełnienia w przetworniku hydraulicznym zostają zmniejszone w stosunku do ich pełnej wartości i że następnie do sterowania wszystkich większych mocy wtórnego napędu zmienia się tylko lub przeważnie tylko liczbę obrotów silnika.
2. Sposób według zastrz. 1, znamieny tym, że w specjalnym celu przeprowadza się, również w zakresie pracy dla większych mocy wtórnego napędu, zmianę nadciśnienia i/lub stopnia napełnienia w przetworniku hydraulicznym, szczególnie aby zapobiec przekroczeniu granicy przyczepności w pojazdach szynowych lub też aby uzyskać określony przebieg momentu wtórnego napędu lub przejmowania mocy przez przetwornik hydrauliczny.
3. Sposób według zastrz. 1 i 2, znamieny tym, że do uzyskania stanu napędu bez obciążenia z przygotowaniem do szybkiego rozruchu, silnik zostaje nastawiony na obroty biegu bez obciążenia, a przetwornik hydrauliczny zostaje napełniony o tyle, że jego moc wtórnego napędu jest jeszcze zaledwie widoczna.
4. Sposób według jednego z zastrz. 1 do 3, znamieny tym, że zmiana nadciśnienia lub stopnia napełnienia w przetworniku hydraulicznym odbywa się w dwu lub więcej stopniach.
5. Sposób według jednego z zastrz. 1 do 4, znamieny tym, że zmiana nadciśnienia lub stopnia napełnienia w przetworniku hydraulicznym odbywa się w znany sposób przez sterowanie przekroju dopływu i odpływu (28, 29) w przetworniku hydraulicznym.
6. Urządzenie do przeprowadzenia sposobu według jednego z zastrz. 1 do 5, znamienne tym, że zastosowano przetwornik hydrauliczny, na którego zdolność przeniesienia wpływa tylko zmiana stopnia napełniania i/lub ciśnienia.
7. Urządzenie według zastrz. 6, znamienne tym, że w przewodach dopływu i/lub odpływu przetwornika hydraulicznego przewidziane są elementy sterujące (cylinder 22 z tłokiem sterującym 26 lub tp.), których otwory sterujące (29, 28) posiadają większe wymiary w kierunku przedstawiania niż prostopadle do tego kierunku.
8. Urządzenie według zastrz. 6 lub 7 lub do przeprowadzenia sposobu według jednego z zastrz. 1 do 5, znamienne tym, że przez wspólną dźwignię do regulacji (34), powoduje się przedstawianie nadciśnienia przetwornika i/lub napełnianie przetwornika, jak również liczby obrotów silnika przez korbę.
9. Urządzenie według zastrz. 8, znamienne tym, że wspólna dźwignia do regulacji (34)

połączona jest z elementami sterującymi napełnienie przetwornika i/lub nadciśnienie przetwornika (tłok sterujący 26), jak również z elementem sterującym silnik (40, 41) tak, że w zakresie dolnym przestawiania (L do 1) wspólnej dźwigni zmienia się tylko napełnienie i/lub nadciśnienie przetwornika, a liczba obrotów silnika nastawiona na liczbę obrotów biegu bez obciążenia pozostaje przy tym niezmienną i że następnie w górnym zakresie przestawiania (1 do 6) wspólnej dźwigni do regulacji zmienia się liczba obrotów między liczbą obrotów biegu bez obciążenia i najwyższą liczbą obrotów (fig. 1, 2).

10. Urządzenie według jednego z zastrz. 7 do 9, do pojazdów napędowych, znamienne tym, że przez urządzenie zabezpieczające do zapobiegania obrotowemu ślizganiu się kół, wywiera się wpływ na elementy sterujące (tłok sterujący 26) napełnienie przetwornika i/lub nadciśnienie przetwornika w ten sposób, że siła pociągowa pojazdu

odpowiadająca granicy przyczepności nie może być przekroczona (fig. 8 i 7).

11. Urządzenie według zastrz. 10, znamienne tym, że urządzenie zabezpieczające jest sterowane z jednej strony przez szybkość jazdy, a z drugiej strony przez wielkość zależną od napędu silnika (ustawienie elementu regulacyjnego silnika 40, 41) (fig. 8 i 7).
12. Urządzenie według jednego z zastrz. 7 do 11, znamienne tym, że elementy sterujące napełnienia przetwornika i/lub nadciśnienie przetwornika (tłok sterujący 26) są nastawiane, w zależności od szybkości wtórnego napędu, jak również od wielkości zależnej od napędu silnika (ustawienie elementu regulacyjnego silnika 40, 41) w ten sposób, że przejmowanie mocy przez przetwornik hydrauliczny pozostaje w zasadzie stałe (fig. 9—11).

J. M. Voith G.m.b.H.

Zastępca: mgr Józef Kamiński
rzecznik patentowy

Fig. 1

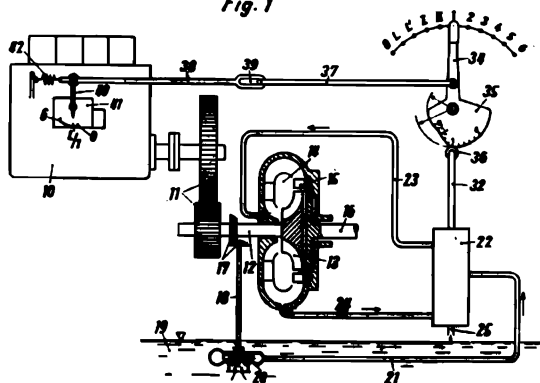


Fig. 2

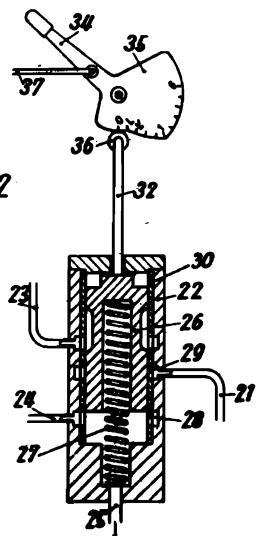
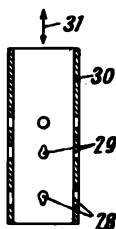
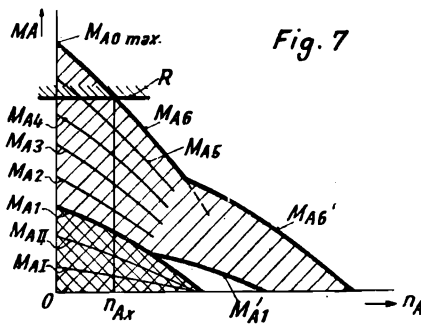
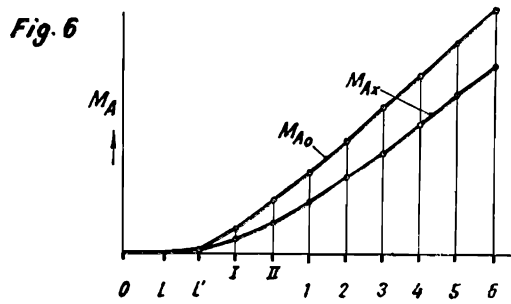
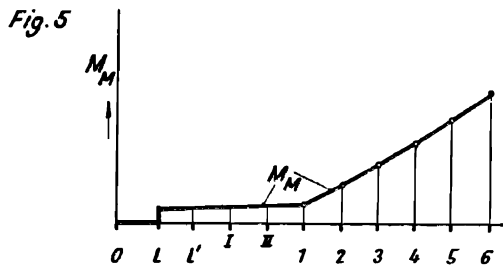
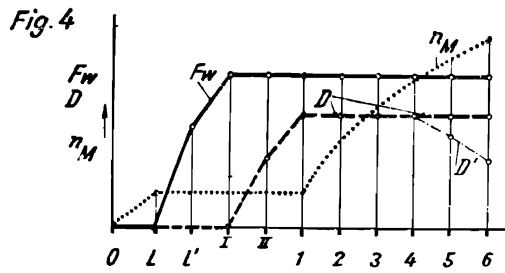


Fig. 3





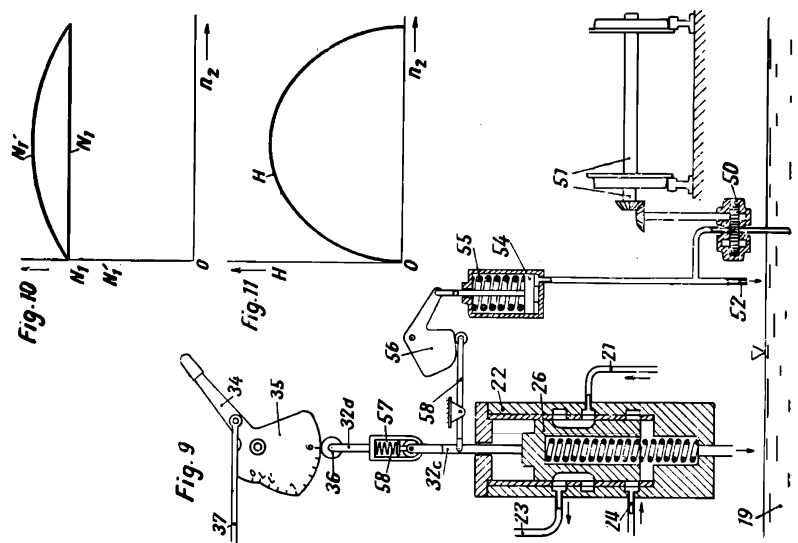


Fig. 8

