



Patent dodatkowy  
do patentu

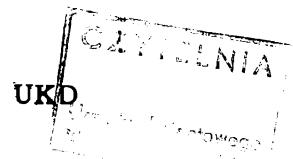
Zgłoszono: 24.IV.1965 (P 108 537)

Pierwszeństwo: 25.IV.1964 Wielka  
Brytania

Opublikowano: 31.X.1968

46c, 63/04  
Kl. ~~46c<sup>2</sup>, 103~~

MKP F 02 m 63/04



Współtwórcy wynalazku: Ernest Ralph Groschel, Harry Watson

Właściciel patentu: Ruston & Hornsby Limited, Waterside, South, Lincoln (Wielka Brytania)

## Pompa wtryskowa paliwa do wysokoprężnych silników spaliny- wych

1

Wynalazek niniejszy dotyczy wtryskowych pomp paliwowych do silników wysokoprężnych lub silników spalinowych z doładowaniem, a szczególnie pompowych zaworów tłocznych i pompowych zaworów odciążających.

Pod koniec dostarczania paliwa z pompy do wtryskiwacza pożądane jest szybkie zmniejszenie ciśnienia paliwa, zatrzymanego pomiędzy zaworem tłocznym pompy i wtryskiwaczem, aby ułatwić szybkie zamknięcie wtryskiwacza za pomocą iglicy i zapobiec tworzeniu się fal ciśnienia, które mogłyby spowodować wtórny wtrysk do wnętrza cylindra. Znanych jest wiele różnych zaworów, mających sprostać takiemu właśnie zadaniu, jednakże nie spełniają one wszystkich żądanych od nich wymogów.

Urządzenie to winno tłumić wtórny wtrysk paliwa odpowiednio do obciążenia silnika i zakresu prędkości, sprostać zmiennym wymogom przepływu, szybko reagować, odciążać większe ilości przy wysokim ciśnieniu a mniejsze ilości przy niższym ciśnieniu, aby uzyskać zasadniczo stałe ciśnienie szczątkowe. To gwarantuje, że nie tworzą się żadne puste przestrzenie w paliwie przy małych obciążeniach eksploatacyjnych i w ten sposób zapobiega erozji kawitacyjnej w rurach i kanałach; posiadać prostą i taną konstrukcję, umożliwiać łatwą obsługę, dać się usuwać i przemieszczać jako podzespół.

2

Przy zastosowaniu niniejszego wynalazku, którego główne cechy znamienne zostały ujęte w zastrzeżeniach, stało się to możliwe osiągnąć właściwie wszystkie te wymogi.

5 Przedmiot wynalazku jest uwidoczniony w przykładzie wykonania na załączonych rysunkach, na których fig. 1 przedstawia w przekroju zawór tłoczny i odciążający według wynalazku wraz z fragmentem znanej pompy paliwowej silnika wysokoprężnego z zapłonem samoczynnym, fig. 2 i fig. 3 — kolejne odmiany urządzenia według fig. 1.

10 Pompa 1 dostarcza sprężone paliwo poprzez przewód 2 do zaworu 3, najlepiej typu talerzowego przewyciężając opór sprężynki 4, z którego to miejsca dawka paliwowa przedostaje się przy użyciu zwykłych środków do wtryskiwacza (nie pokazanego na rysunku).

15 Wznios zaworu tłocznego 3 jest ograniczony przez nastawne urządzenie sterujące, którym może być nakrętka 5 z przeciwnakrętką 8, wkręconymi na nagwintowaną część trzonu 6 zaworu odciążającego, najkorzystniej zaworu grzybkowego 7, mającego gniazdo i pole przepływu o mniejszych wymiarach niż zawór tłoczny 3. Trzon 6 działa jako prowadnica w stosunku do zaworu tłocznego 3. Jeden koniec sprężyny 4 naciska na nakrętkę 5, a drugi koniec naciska na grzybek zaworu. Należy zaznaczyć, że wznios jest taki sam dla obu zaworów, będąc, jak to wskazuje wymiar 10, dopusz-

czalnym luzem pomiędzy zaworem 3 a nakrętką 5, i że każde nastawienie nakrętki 5 i jej przeciwnakrętki 8 wywiera równomierny wpływ na oba zawory.

Wznios jest bardzo mały umożliwiając szybkie otwieranie, jest to jeden z czynników w wyznaczaniu wielkości ciśnienia szczątkowego, które należy utrzymać w urządzeniu pomiędzy zaworem tłocznym a wtryskiwaczem. Drugim czynnikiem jest siła sprężyny 4, która jest również wspólna dla obydwóch zaworów.

Kanały przepływowe powrotne 9 omijają zawór tłoczny i prowadzą do pierścienia wokół trzonu zaworu odciażającego 7. Gdy zawór 7 jest otwarty, przepływ powrotny przechodzi do szczeliny przelewowej (nie pokazanej na rysunku) pompy 1.

Należy zauważyć, że gniazdo zaworu odciażającego 7 jest częścią głównego korpusu zaworu i że dlatego jest ono stosunkowo sztywne; jak również to, że gniazdo dla zaworu tłoczego 3 jest podobnie częścią głównego korpusu. Z takiego rozwiązania wynikają korzyści omówione poniżej. W pokazanym tu szczególnym rozwiązaniu cały zespół zaworowy jest osadzony na pojedynczym bloku, który może być sztywno zamocowany do pompy, a zawory mogą być bez trudu nastawiane uprzednio jako agregat.

Opiszemy teraz cykl pracy: obydwa zawory są zamknięte sprężyną 4. Dawka paliwa z pompy 1 podnosi zawór tłoczny 3 w sposób uprzednio opisany, zawór 7 pozostaje utrzymywany w swym gnieździe zarówno przez ciśnienie sprężyny, jak przez ciśnienie korpusu zaworu 3 na nakrętkę 5. Podczas przelewu w pompie zawór tłoczny 3 zamyka się szybko pod wpływem sprężyny 4 i pod wpływem wysokiego ciśnienia od strony wtryskiwacza; bardzo mały wznios zaworu przyczynia się również do szybkości zamknięcia. Zawór odciażający 7 otworzy się prawie natychmiast po zamknięciu zaworu 3, przewyższając siłę sprężyny 4 i zmniejszając ciśnienie po stronie wtryskiwacza przez kanał 9; przepływ przedostaje się przez gniazdo zaworu 7 do szczeliny przelewowej pompy 1.

Odciażanie ciśnienia będzie trwało, dopóki siła sprężyny nie przewyższy ciśnienia paliwa w systemie po stronie wtryskiwacza i dopóki nie zamknie się zawór 7, pozostawiając w systemie uprzednio ustalone szczątkowe ciśnienie po stronie wtryskiwacza.

Urządzenie pokazane na rysunku 1 posiada pośród swych cech znamiennych również to, że zawór tłoczny jest kształtu talerzowego i że zawór odciażający posiada gniazdo stożkowe, oraz trzon wspólny z zaworem tłocznym o kształcie talerzowym i służący dzięki temu jako prowadnica. Obydwa zawory posiadają wspólną sprężynę oraz wspólną wielkość wzniosu.

Z przestudiowania tej postaci wynalazku wynika, że ostatnio wymieniona właściwość stawia konstruktorowi pewne ograniczenia i że, jeśli siła sprężyny jest prawidłowa i wznios jest prawidłowy w odniesieniu do zaworu odciażającego, wtedy siła sprężyny w pewnych przypadkach może być zbyt duża, a wznios zbyt mały w odniesieniu do za-

woru tłocznego. Ta niedogodność może powodować nadmierny spadek ciśnienia w poprzek gniazda zaworu tłocznego i w tym samym czasie może powodować uzyskanie w przestrzeni pompy ciśnienia wyższego niż w rurce paliwowej.

Z drugiej strony, jeśli konstruktor mierzy prawidłowość siły sprężyny i wzniosu (skoku) w odniesieniu do zaworu tłocznego, wybierając słabszą sprężynę i większy wznios (skok) zaworu, wtedy może wystąpić nadmierne odciażenie z jego towarzyszącymi szkodliwymi objawami tworzenia się pustych przestrzeni i straty (ubytku) mocy pompy. Stosownie do powyższego, urządzenia pokazane na fig. 2 i 3 są odpowiednio ulepszone celem uniknięcia wyżej wymienionych ograniczeń konstrukcyjnych, a zachowując jednocześnie zalety rozwiązania przedstawionego na fig. 1.

Na fig. 2 części oznaczone liczbami 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 i 9 spełniają te same funkcje co odpowiadające części na fig. 1.

Przechodząc do porównania konstrukcji przedstawionych na fig. 2 i na fig. 1, widzimy, że, jak poprzednio, obydwa zawory, zawór tłoczny i zawór odciażający, posiadają wspólną sprężynę 4 w obydwóch rozwiązaniach. Z drugiej strony, główną różnicą pomiędzy fig. 1 a fig. 2 jest to, że podczas gdy na fig. 1 istnieje wspólny wznios zaworu 10, na fig. 2 wznios zaworu tłoczego 11 jest określony luzem pomiędzy częściami 3 a 5 jak poprzednio, natomiast wznios zaworu odciażającego 12 jest określony pomiędzy zaworem 7 a częścią stałą 13. W ten sposób wznios zaworu odciażającego jest mały, gdy jednocześnie wznios zaworu tłoczego jest duży.

Fig. 3 pokazuje rozwiązanie wynalazku, w którym wzniosy zaworowe są nie tylko odmienne od przedstawionych na fig. 2, ale każdy z zaworów posiada swoją własną sprężynę. Chociaż oczywiście, istnieją podobieństwa pomiędzy konstrukcją na fig. 3 a konstrukcjami na fig. 1 i 2, udogodnienia płynące z identyczności omawianych szczegółów mają zastosowanie jedynie do części 3, 5, 6 i 8.

Na fig. 3 przepływ po stronie tłocznej przebiega przez kanał 14, 15 i poza zawór tłoczny 16 aż do strefy górnej, jak wskazuje strzałka 17. Ten zawór tłoczny 16 posiada swoją indywidualną sprężynę 18, natomiast przepływ po stronie odciażającej przebiega w dół, jak wskazuje strzałka 19, poprzez kanały 20 i 21 poza zawór odciażający 22 i z powrotem przez kanał 14. Zawór odciażający 22 posiada swoją indywidualną sprężynę 23.

W ten sposób konstrukcja pokazana na fig. 3 różni się od tejże na fig. 1 (lecz jest podobna tej z fig. 2) tym, że na fig. 3 zawór tłoczny 16 posiada swój indywidualny wznios 24, a zawór odciażający 22 posiada swój wznios 25 określony częścią stałą 26, oraz różni się od konstrukcji pokazanych zarówno na fig. 1 jak i 2 również tym, że każdy zawór 16 i 22 posiada swoją własną sprężynę 18 i 23. W ten sposób konstruktor będzie mógł umieścić słabą sprężynę dla zaworu tłoczego a silną sprężynę dla zaworu odciażającego, mając pełną swobodę wyboru.

W ten sposób staje się widoczne, że we wszystkich trzech rozwiązaniach wynalazku, zawór od-

ciążący jest osadzony w części stałej zespołu i posiada trzon 6, po którym ślizga się część 3, która stanowi człon zamykający zaworu tłocznego.

Również należy zaznaczyć, że wspólnym dla wszystkich trzech rozwiązań, jest to, że gniazdo dla obydwu zaworów znajduje się w stałej części zespołu, chociaż projekt we wszystkich przypadkach pokazuje jeden zawór w obrębie drugiego w takim sensie, że jeden człon zamykający ślizga się po trzonie drugiego członu zamykającego, to jednak nie stosuje się tutaj, jak w znanych urządzeniach, prostego sposobu polegającego na tym, że jedno gniazdo jest umieszczone na drugim, sposobu, którego niedogodności ujawniają się tym, że gdy jeden zawór powraca szybko do swego gniazda, może to oddziaływać na drugi zawór w sposób dynamiczny do tego stopnia, że ulegnie on częściowemu otwarciu. Natomiast we wszystkich trzech rozwiązaniach zawory są typu odcinającego w sposób niezawodny, niepodatnego na przeciekanie, a ponadto posiadają one swoje gniazda umieszczone w tej samej wspólnej, stałej części.

W opisie fig. 1 wyjaśniono, że wznios jest nastawny i wspólny dla obydwu zaworów, podobna możliwość nastawiania elementu 5 ujawnia się na fig. 2 i 3. W urządzeniach tych można również z łatwością wprowadzić nastawialność wzniosu dla zaworu odcinającego — elementy 13 i 26 opisane jako części stałe, będące w formie wkręcanych korków, albo w inny sposób nastawnie zamocowanych w obudowę zaworu.

Rozwiązanie wynalazku pokazane na fig. 2 i 3 pokazują tę ciekawą i cenną osobliwość w odniesieniu do ograniczników wzniosu, że gwałtowne uderzenie jednego zaworu o swój ogranicznik nie będzie powodować otwierania się drugiego zaworu. I rzeczywiście w przypadku rozwiązania pierwsze-

go, jak również pozostałych, jeśli zawór uderzy gwałtownie o swój ogranicznik, to jedynym efektem może być tylko jeszcze lepsze dociśnięcie zaworu odcinającego do swego gniazda.

#### Zastrzeżenia patentowe

1. Pompa wtryskowa paliwa do wysokoprężnych silników spalinowych, **znamienna tym**, że posiada jeden zawór odcinający (3) do sterowania przepływu paliwa ze źródła zasilania (1) do wtryskiwacza, a drugi zawór odcinający (7) do sterowania przepływu z wtryskiwacza do przestrzeni przelewowej, przy czym wspomniany zawór (7) składa się z członu zamykającego, posiadającego swe gniazdo w części stałej (13) zespołu oraz posiadającego wydłużony człon zamykający zaworu (3).
2. Pompa wtryskowa według zastrz. 1, **znamienna tym**, że człon zamykający zaworu (3) jest również umieszczony w części stałej (13) zespołu.
3. Pompa wtryskowa według zastrz. 1 i 2, **znamienna tym**, że posiada tłoczny zawór paliwowy typu talerzowego (3), prowadzony ślizgowo przez trzpień obrotowy (6) powrotno-przepływowego zaworu odcinającego (7), przy czym różnica ciśnień w przekroju zaworu odcinającego (7), wynikająca z zamknięcia zaworu tłocznego (3), powoduje, że zawór odcinający (7) zmniejsza ciśnienie w układzie pomiędzy zaworem tłocznym (3) a wtryskiwaczem do poziomu niższego.
4. Pompa wtryskowa według zastrz. 1—3, **znamienna tym**, że zawiera jedną sprężynę (4) wspólną dla obu zaworów (3) i (7), działającą w kierunku ich zamknięcia.

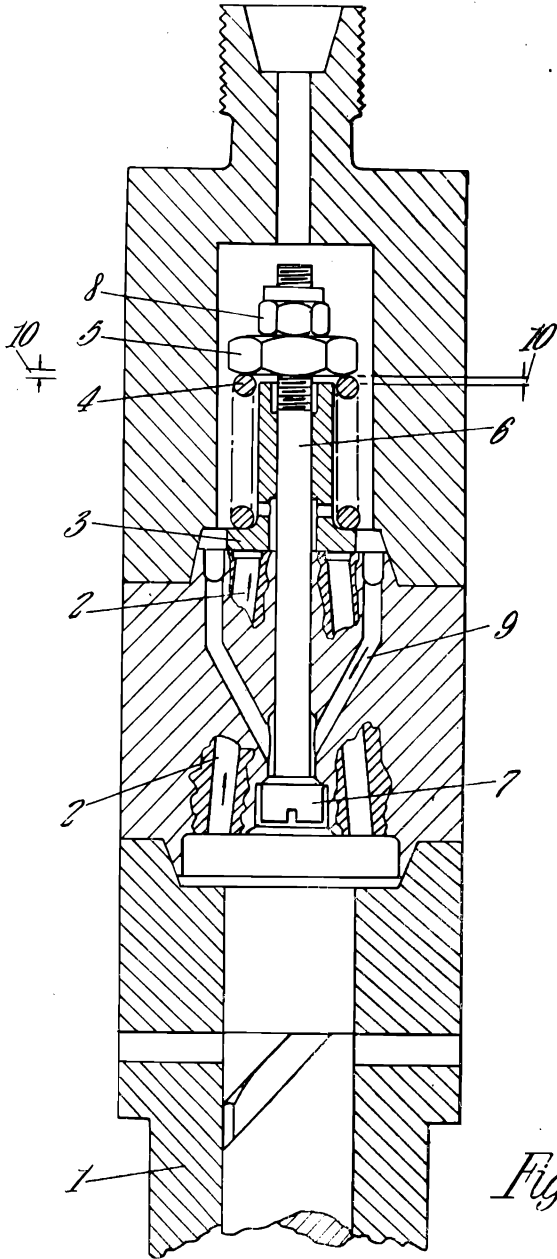


Fig. 1.

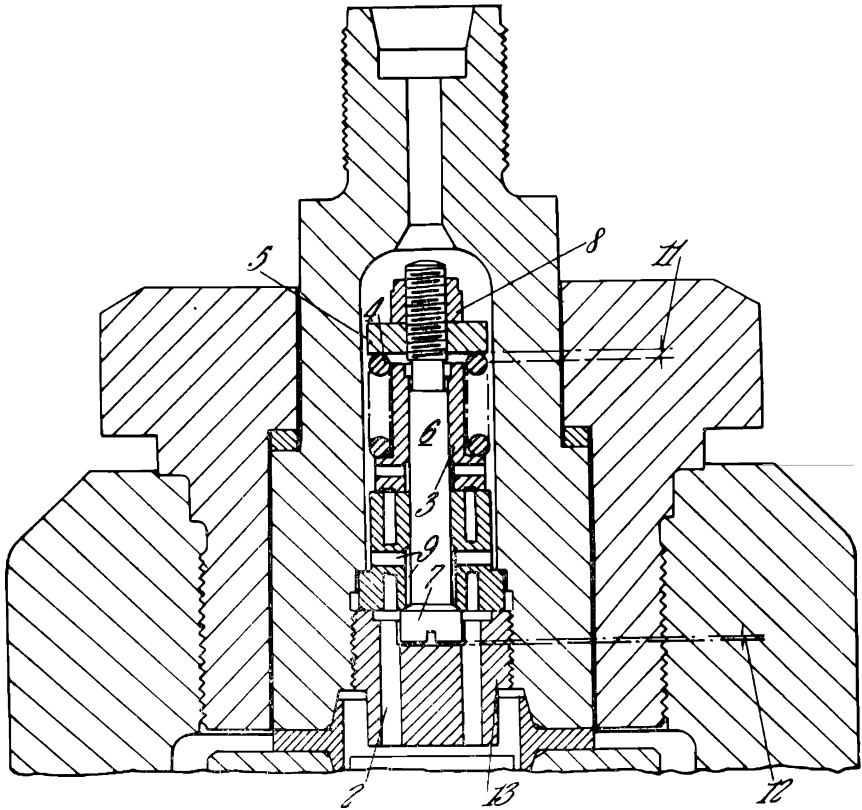
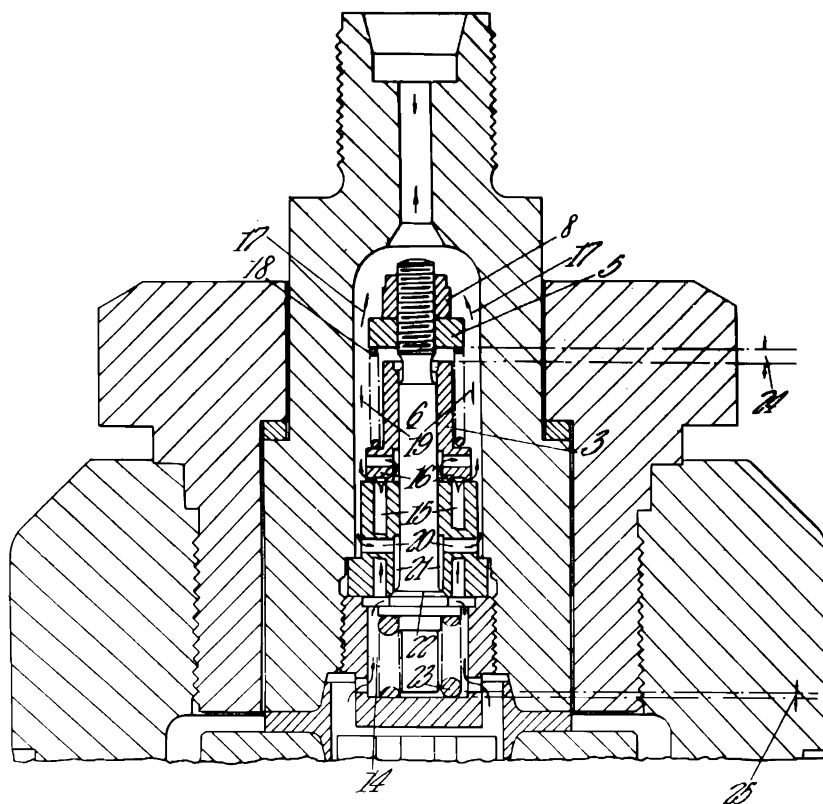


Fig. 2.



*Fig. 3.*