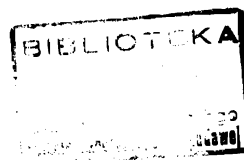


Warszawa, 9 czerwca 1937 r.

URZĄD PATENTOWY



F 02 6 25/02



RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ

OPIS PATENTOWY

Nr 24830.

Therese Junkers ur. Bennhold
(Gauting, Niemcy).

~~Kl. 46^a, 7.~~
46a, 25/08

**Sposób regulacji pracy sprężarek ze swobodnie poruszającymi się
w cylindrach tłokami oraz urządzenie do przeprowadzenia tego sposobu.**

Zgłoszono 1 lutego 1934 r.

Udzielono 16 kwietnia 1937 r.

Pierwszeństwo: 16 lutego 1933 r. (Niemcy).

Maszyny ze swobodnie poruszającymi się w cylindrach tłokami składają się zwykle z wytwarzacza energii (np. dwusuwowego silnika spalinowego) i odbiornika energii (np. sprężarki), których tłoki są połączone ze sobą na stałe i stanowią układ mas, swobodnie wahających się postępowo-zwrotnym ruchem. Sposób pracy takiego zespołu jest następujący. Podczas roboczego suwu silnika energia rozprężających się gazów silnika zostaje przekazana na tę stronę zespołu, która odbiera energię, w przypadku więc zastosowania jako odbiornika sprężarki energia to zostaje zużytkowana do sprężania i usuwania pewnej ilości gazu. Część energii silnika zostaje przy

tym po stronie odbiornika energii nagromadzona w odpowiedni sposób (w sprężarce np. w postaci pewnej ilości sprężonego gazu, pozostającego w jej martwej przestrzeni); ta ilość energii powoduje po ukończeniu roboczego suwu poruszającej się masy jej powrotny przesuw w wyjściowe położenie pierwotne, przy równoczesnym sprężaniu nowej dawki silnika, niezbędnej do wykonania następnego suwu roboczego.

Podczas gdy energia, przekazywana podczas suwu roboczego od strony silnika na stronę odbiornika energii, musi być zmienna odpowiednio do każdorazowego zapotrzebowania, pożądane jest, aby ilość energii, powodująca przesuw powrotny (e-

energia powrotna) pozostawała zawsze w przybliżeniu jednakowa, w celu osiągnięcia z jednej strony niezbędnego do skutecznego przeprowadzenia roboczego obiegu silnika sprężania dawki silnika, a z drugiej strony w celu uniknięcia zbyt wielkiego sprężenia, gdyż w tym przypadku silnik mógłby ulec uszkodzeniu.

Sprawność sprężarki ze swobodnie poruszającymi się tłokami można najłatwiej regulować przez zmianę wielkości suwu mas ruchomych; przy większym bowiem suwie sprężarka zasysa i wytłacza więcej gazu, niż przy mniejszym suwie. Taka zmiana suwu mas ruchomych powoduje jednak zwykle jednocześnie niepożądaną zmianę energii zwrotnej, a mianowicie, jak łatwo można stwierdzić, przy wielkim stosunku ciśnień (ciśnienie tłoczenia w stosunku do ciśnienia ssania) powiększa się stale energia, natomiast przy małym stosunku ciśnień — energia maleje wraz ze zmniejszającym się suwem.

Wynalazek ma na celu usunięcie tej wady, czyli osiągnięcie, przynajmniej w przybliżeniu, przy zmianach suwu mas ruchomych, niezmienniej ilości energii zwrotnej.

W myśl wynalazku powyższy cel został osiągnięty w ten sposób, że wraz ze zmianą suwu mas ruchomych odbywa się jednocześnie zmiana występujących w sprężarce ciśnień i to w takiej zależności, aby w sprężarce o wielkim stosunku ciśnień przy malejącym suwie ciśnienia zostały zmniejszone, natomiast w sprężarce o małym stosunku ciśnień ciśnienia zostały powiększone. Te zmiany ciśnień oddziałują na wielkość energii zwrotnej w sensie przeciwnym, niż zmiany suwów, co ma za skutek, że obydwa te wpływy wzajemnie się znoszą, czyli że w tym przypadku energia zwrotna pozostaje także przy zmianach suwów zawsze w przybliżeniu stała. W tym celu można zmieniać tak ciśnienie ssania, jak również ciśnienie tłoczenia, al-

bo wreszcie obydwa ciśnienia jednocześnie; w tym ostatnim przypadku zmiana ciśnień może być przeprowadzona w ten sposób, aby stosunek tych dwóch ciśnień pozostał stały. Przy zmianie ciśnienia ssania można łatwo osiągnąć zmniejszenie ciśnienia za pomocą dławienia, natomiast powiększenie ciśnienia — w ten sposób, że podczas normalnej pracy sprężarki stosuje się dławienie, które podczas regulacji odpowiednio się zmniejsza, w wyższych zaś stopniach wielostopniowych sprężarek można także osiągnąć powiększenie ciśnienia tłoczenia przez powiększenie ciśnienia tłoczenia w poprzedzających stopniach. Obniżenie lub powiększenie ciśnienia tłoczenia można osiągnąć w sprężarkach ze sterowanym wylotem przez przestawienie stawidła na wcześniejsze lub późniejsze otwieranie wylotu. Przy użyciu samoczynnych urządzeń wylotowych (np. zawory obciążone sprężynami) można zastosować zmienne obciążenie zaworów. Można również włączyć w przewód tłoczny za zaworami tłocznymi sprężarki specjalny samoczynny przyrząd do regulacji wielkości ciśnienia.

W celu samoczynnego dostosowania wysokości ciśnienia do każdorazowej długości suwu, można postępować w sposób następujący. Doprowadzanie paliwa do silnika reguluje się w sposób znany jako taki, a mianowicie w zależności od ciśnienia w zbiorniku, znajdującym się między sprężarką i przewodem użytkowym, albo też reguluje się doprowadzanie paliwa w zależności od ciśnienia, utrzymującego się we wspomnianym przewodzie, w taki sposób, aby przy wzrastającym ciśnieniu ilość doprowadzanego paliwa malała, wskutek czego i suw masy ruchomej zostaje zmniejszony, i na odwrót. Przyrząd do regulacji ciśnienia ssania lub ciśnienia tłoczenia sprężarki lub obydwóch tych ciśnień uzależnia się również od ciśnienia we wspomnianym zbiorniku lub w przewodzie użyt-

kowym; ich działanie więc znajduje się jednocześnie w pewnym określonym stosunku do wielkości suwu mas ruchomych. Taki regulator ciśnień posiada narządy (tłoki, przepony lub podobne narządy), obciążone ciśnieniem, panującym w zbiorniku lub w sprężarce, które to narządy są przesuwane wbrew naciskowi sprężyn, a podczas swego przesuwu przedstawiają przepustnicę, przez którą przepływa gaz, którego ciśnienie ma być zmienione.

Wynalazek dotyczy także urządzeń, zapobiegających szkodliwym wpływom zmian mocy sprężarki na przebieg pracy silnika (zwłaszcza pod względem wylotu spalin oraz przedmuchiwania i zasilania cylindra silnika).

Na rysunku przedstawiono przykład wykonania urządzenia do przeprowadzenia sposobu według wynalazku. Fig. 1 przedstawia schematycznie podłużny przekrój zespołu sprężarki i silnika ze swobodnie poruszającymi się w cylindrach tłokami; fig. 2 i 3 przedstawiają indykatorowe wykresy rozporządzalnej energii zwrotnej, powstającej przy różnych ciśnieniach i różnych stosunkach ciśnień w sprężarce; fig. 4 i 5 — także wykresy w odniesieniu do kilku stanów regulacji sprężarki, w której ciśnienie tłoczenia zmienia się w myśl wynalazku w zależności od wielkości suwu; fig. 6 i 8 — podłużne przekroje dwu odmian przyrządów do samoczynnego oddziaływania na ciśnienie tłoczenia sprężarki, w zależności od ciśnienia w zbiorniku, znajdującym się za sprężarką, lub w zależności od ciśnienia w przewodzie odbiorczym gazu sprężonego; fig. 7 i 9 — wykresy pracy przyrządów według fig. 6 i 8; fig. 10 — podłużny przekrój przez odmianę zespołu sprężarki i silnika według wynalazku, wreszcie fig. 11 i 12 — indykatorowe wykresy pracy silnika i sprężarki.

W przykładzie wykonania zespołu według fig. 1 w cylindrze 1 silnika przesuwają się tłoki 2 przeciwbieżnie. Tłoki 2 silni-

ka sterują wylot spalin i zasilanie powietrzem silnika w ten sposób, że podczas swych przesuwów na przemian otwierają i zamykają szczeliny wylotowe 4 względnie zasilające szczeliny wlotowe 3. Współosiowo z cylindrem silnika znajdują się na jego końcach cylindry 5, 6 sprężarki, w których pracują tłoki 10 sprężarki, z których każdy jest połączony na stałe z jednym tłokiem 2 silnika. Sprężarki posiadają samoczynne zawory ssawcze 7 i również samoczynne zawory tłoczne 8. Sprężony gaz przepływa przewodami 11, 12, 13 do zbiornika 14, a z niego przewodem 15 do miejsc użytkowych. Obydwie masy zespołu tłoków 2, 10 są ze sobą sprzęgnięte za pomocą przekładni, składającej się z zębatek 21, 22, połączonych każda z jedną masą, oraz nieprzesuwnie osadzonego kółka zębatego 23 w ten sposób, że masy zespołu tłoków 2, 10 muszą zawsze wykonywać dokładnie ruchy przeciwbieżne. Doprowadzanie paliwa do cylindra 1 silnika odbywa się za pomocą pompki paliwowej, składającej się z cylindra 25 i tłoczka 24. Pompką rozrządza kciuk 26, osadzony na zębacie 21, który przy położeniu tłoków mas 2, 10 w pobliżu ich wewnętrznego martwego punktu obraca dźwignię 27, która przesuwą tłoczek 24 pompy. Paliwo doprowadza się z pompki paliwowej przewodem 28 do miejsca wtryskiwania 29 w cylindrze 1. Regulacja ilości doprowadzanego na każdy suw paliwa odbywa się w znany sposób przez obrót tłoczka pompy, który w tym celu jest zaopatrzony w kółko zębate 30, z którym zazębia się zębatka 31. Zębatka 31 jest połączona z tłoczkiem 32, przesuwным w cylindrze 33; tłoczek 32 jest z jednej strony naciskany sprężyną 34, a z drugiej strony działa na niego ciśnienie, panujące w zbiorniku 14, które jest przekazywane na tłoczek 32 przewodem 35. Ilość paliwa, doprowadzanego do cylindra 1 na każdy suw, jest więc zależna od ciśnienia w zbiorniku 14. Od tej ilo-

ści paliwa zależna jest w dalszym ciągu długość suwu ruchomych mas tłoków 2, 10. W przewodzie 13 między sprężarkami i zbiornikiem 14 znajduje się przepustnica 9 (fig. 1, 6 i 8), która reguluje wielkość ciśnienia tłoczenia sprężarki w zależności od wahań ciśnienia w zbiorniku 14. Ponieważ te wahania ciśnienia wpływają także na długość suwu, regulacja więc ciśnienia tłoczenia jest jednocześnie uzależniona od długości suwu.

Na fig. 2 uwidocznione są wykresy sprężarki, pracującej przy wielkim stosunku ciśnień $\frac{p_2}{p_1}$. Wykres, odpowiadający normalnej pracy sprężarki, jest uwidoczniiony liniami A, B, C, D, A. Energia, zużywana na ruch powrotny mas, uwidoczniiona jest na tym wykresie w postaci powierzchni C, D, A, G, F, C. Gdy suw masy ruchomej maleje, powstaje nowy wykres A, B, C₁, D₁, A. Energia zwrotna odpowiada wtedy powierzchni C₁, D₁, A, G, F₁, C₁. Ta powierzchnia jest znacznie większa niż pierwotna, czyli ładunek silnika jest zbyt silnie sprężany. Według wynalazku przez zmniejszenie ciśnienia w cylindrze sprężarki, czy to ciśnienia ssania, czy też ciśnienia tłoczenia albo wreszcie obydwóch tych ciśnień, można osiągnąć, że energia zwrotna posiadać będzie znowu w przybliżeniu tę samą wartość, jak podczas normalnej pracy sprężarki. W przedstawionym na wykresie przykładzie zarówno ciśnienie ssania jest ze swej pierwotnej wartości p_1 zmniejszone do nowej wartości p_{11} , jak również ciśnienie tłoczenia z pierwotnej wartości p_2 — do nowej wartości p_{21} , wskutek czego powstaje nowy wykres A₂, B₂, C₂, D₂, A₂. Energia zwrotna jest mniejsza teraz o energię, równoważną powierzchni C₁, D₁, A, A₂, D₂, C₂, C₁, a przez odpowiedni dobór wielkości tego zmniejszenia ciśnienia można osiągnąć, że pozostała energia zwrotna C₂, D₂, A₂, G, F₁, C₂ staje się w przybliżeniu równa energii

zwrotnej C, D, A, G, F, C podczas normalnej pracy sprężarki.

Na fig. 3 uwidoczniono odpowiednie wykresy sprężarki, pracującej przy małym stosunku ciśnień $\frac{p_2}{p_1}$. Powierzchnia A, B, C, D, A uwidocznia wykres sprężarki podczas normalnej pracy, a powierzchnia C, D, A, G, F, C odpowiadająca tej pracy rozporządzalną energię zwrotną. Przy mniejszym suwie (powierzchnia A, B, C₁, D₁, A) a nie zmienionych ciśnieniach p_1 , p_2 energia zwrotna, przedstawiona za pomocą powierzchni C₁, D₁, A, G, F₁, C₁, staje się mniejsza, niż podczas normalnej pracy sprężarki. Można temu według wynalazku zapobiec powiększając odnośne ciśnienia do wartości ciśnień p_{12} względnie p_{22} , wskutek czego powstaje nowy wykres pracy sprężarki o powierzchni A₃, B₃, C₃, D₃, A₃, któremu odpowiada energia zwrotna o powierzchni C₃, D₃, A₃, G, F₁, C₃. Ta energia jest większa niż przy nie zmienionych ciśnieniach p_1 i p_2 o energię, równoważną powierzchni C₃, D₃, A₃, A, D₁, C₁, C₃, wskutek czego staje się znowu osiągalna taka sama ilość energii zwrotnej, jak podczas normalnej pracy sprężarki.

Na fig. 4 przedstawiono kilka jeden na drugim wykreślonych wykresów sprężarki, pracującej przy wielkim stosunku ciśnień $\frac{p_2}{p_1}$, przy czym ciśnienie tłoczenia zmniejsza się przy malejącym suwie (h względnie h_1 , względnie h_2).

Na fig. 5 przedstawiono odpowiednie wykresy sprężarki, pracującej przy małym

stosunku ciśnień $\frac{p_2}{p_1}$; w tym przypadku

ciśnienie tłoczenia wzrasta przy malejącym suwie.

Na fig. 6 przedstawiono przykład wykonania przepustnicy 9 (fig. 1) w postaci regulatora ciśnień, który powoduje samo-

czynnie powiększenie ciśnienia tłoczenia sprężarki, gdy ciśnienie w zbiorniku względnie w przewodzie użytkowym maleje i na odwrót. Osłona 40 regulatora ciśnień, która za pomocą nasady 41 jest połączona ze sprężarką, a za pomocą nasady 42 ze zbiornikiem 14 (fig. 1), posiada narząd regulacyjny, składający się z zaworu i połączonego z nim tłoka 44.

Ciśnienie sprężarki oddziałuje na powierzchnię różnicową 45 między zaworem 43 i tłokiem 44 w kierunku otwierania zaworu 43, a ciśnienie, panujące w zbiorniku 14, oddziałuje na dolną powierzchnię 43' zaworu również w kierunku otwierania. Siła napięcia sprężyny 46 dąży do utrzymywania zaworu 43 w położeniu zamknięcia. Przy wzrastającym ciśnieniu w zbiorniku 14 wystarczy mniejszy nacisk na powierzchnię 45 tłoka 44 do otwarcia zaworu 43 wbrew napięciu sprężyny 46; to znaczy, że przy wzrastającym ciśnieniu w zbiorniku maleje ciśnienie tłoczenia w cylindrze sprężarki.

Na fig. 8 uwidoczniło przyrząd, który, skoro ciśnienie w zbiorniku względnie w przewodzie użytkowym wzrośnie powyżej pewnej wartości, powoduje samoczynnie wzrost ciśnienia tłoczenia sprężarki. W osłonie 50 tego przyrządu, której jedna nasada 51 jest połączona ze sprężarką, a druga nasada 52 ze zbiornikiem 14 (fig. 1), znajduje się podwójny zawór z jednakowymi grzybkami zaworowymi 53, 54. Wrzeciono 55 jest połączone z tłokiem 57, przysuwany w cylindrze 58. Powierzchnia 57' tłoka 57 jest obciążona ciśnieniem tłoczenia sprężarki, wskutek czego tłok 57 dąży do otwarcia zaworu 53, 54, czemu przeciwdziałają siła napięcia sprężyny 59. Napięcie tej sprężyny, która zatem określa wielkość ciśnienia tłoczenia sprężarki, jest tym samym uzależnione od ciśnienia w zbiorniku 14 w ten sposób, że jako zderzak sprężyny 59 stosuje się przesuwany w cylindrze 62 tłok 61, na którego górną czołową po-

wierzchnię 61' oddziałuje ciśnienie, panujące w zbiorniku 14, połączonym z cylindrem 62 przewodem 60. Dopóki ciśnienie w zbiorniku 14 nie przekroczy pewnej wartości, tłok 61, wskutek wywieranego nań nacisku napiętej sprężyny 59, przylega do nieruchomego zderzaka 63. Gdy ciśnienie w zbiorniku 14 wzrośnie wyżej, niż to odpowiada napięciu sprężyny 59, tłok 61 odsuwa się od zderzaka 63, a sprężyna zostaje bardziej napięta. Na powierzchnię 57' musi więc wywierać nacisk większe ciśnienie, w celu przezwyciężenia tego zwiększonego napięcia sprężyny, czyli przy wzrastającym ciśnieniu w zbiorniku 14 musi także wzrastać ciśnienie tłoczenia sprężarki, a mianowicie ten wzrost ciśnienia tłoczenia sprężarki może się odbywać w większym stopniu, niż wzrost ciśnienia w zbiorniku.

Na fig. 7 i 9 uwidoczniło przebieg ciśnień, powstający w tych przyrządach, w zależności od czasu t . W obydwóch przypadkach przyjęto, że najpierw ma być napełniony pusty zbiornik, a potem ma nastąpić normalna praca sprężarki. Ciśnienie P_b zbiornika, które ma przebieg, uwidoczniło linią a , jest początkowo równe zeru (punkt o), a następnie wzrasta aż do poziomej linii c (uwidoczniło na rysunku linią przerywaną), osiągając normalną wartość p_n (punkt P), a ponieważ zużycie sprężonego gazu może być jeszcze nieznaczne, ciśnienie to wzrasta dalej aż do osiągnięcia wartości Q . Wówczas rozpoczyna się regulacja silnika, dopływ gazu do zbiornika zmniejsza się, a ciśnienie w nim spada wskutek wzrostu wydatku gazu i osiąga w punkcie R ponownie wartość normalną i spada w dalszym ciągu aż do osiągnięcia punktu S , w międzyczasie zaś silnik zostaje wyregulowany na większą moc, ciśnienie w zbiorniku wzrasta więc ponownie i t. d.

Na fig. 7 przedstawiono również wykres pracy regulatora ciśnień w wykona-

niu według fig. 6. Ciśnienie tłoczenia *pa* sprężarki (którego przebieg uwidoczniło na wykresie linią *b*) ma pierwotnie w punkcie O_1 swą największą wartość (ponieważ przy pustym zbiorniku 14 tylko to ciśnienie przeciwdziała napięciu sprężyny 46), przy wzrastającym zaś ciśnieniu w zbiorniku ciśnienie tłoczenia maleje coraz bardziej aż do punktu Q_1 (znajdującego się ponad punktem Q) i zmienia się od tego miejsca odwrotnie, niż ciśnienie w zbiorniku 14, czyli ponownie wzrasta aż do punktu S_1 , następnie spada ponownie i t. d.

Na fig. 9 przedstawiono wykres pracy regulatora ciśnień w wykonaniu według fig. 8. Ciśnienie tłoczenia *pa* sprężarki (którego przebieg uwidoczniło na wykresie linią *bo*) znajduje się pierwotnie (punkt O_2) nieco powyżej normalnej wartości *pn* ciśnienia w zbiorniku i, dopóki sprężyna 59 opiera się o stały zderzak 63, pozostaje na tej wysokości. W punkcie P_2 (znajdującym się ponad punktem P) zaczyna występować większe napięcie sprężyny wskutek wzrastającego ciśnienia w zbiorniku; wówczas wzrasta więc ciśnienie tłoczenia aż do punktu Q_2 , po czym spada wraz z malejącym ciśnieniem w zbiorniku tak długo (do punktu R_2), aż to ciśnienie (w punkcie R) osiągnie swą normalną wartość *pn* i pozostaje od tej chwili stałe dopóty, aż nadal (do punktu S) malejące, a potem znowu wzrastające ciśnienie w zbiorniku osiągnie znowu swą normalną wartość *pn*, po czym wzrasta ponownie wraz z ciśnieniem w zbiorniku i t. d.

W zwykłych sprężarkach ze swobodnie suwającymi się w cylindrach tłokami zbiega się ten odcinek suwu, podczas którego odbywa się usuwanie sprężonego gazu z cylindra sprężarki, w zasadzie z tym odcinkiem suwu silnika, podczas którego gazy robocze silnika kończą swe rozprężanie, a otwory rozrządnicze silnika zostają otwierane przez tłoki silnika, stanowiące część mas ruchomych. Ponieważ energia, po-

trzebna do wytłoczenia sprężonych gazów z cylindrów sprężarki, jest znacznie większa, niż energia uwolniona w tym samym okresie suwu w silniku, musi więc być praca wytłaczania sprężonych gazów w większej części pokryta przez kinetyczną energię, nagromadzoną w masie ruchomej. Wskutek tego masa ruchoma podlega na tym odcinku suwu różnie wielkiemu opóźnieniu, zależnie od tego, czy sprężarka ma dostarczać wielkie, czy też małe ilości gazu. Tej znacznej różnicy opóźnienia odpowiada także różna szybkość tłoka, z jaką otwory rozrządnicze w cylindrze silnika zostają otwierane. Wskutek tego przebiegi przepływu w tych otworach podlegają także znacznym zmianom, ponieważ są zależne od iloczynu z wielkości przekroju otwarcia i czasu trwania otwarcia. Te zmiany mogą wpływać niekorzystnie na przebieg pracy silnika pod względem wylotu spalin, przedmuchiwania i zasilania cylindra roboczego.

Według wynalazku usuwa się powyższe wady w ten sposób, że energia, potrzebna do wytłoczenia ze sprężarki pewnej ilości sprężonego do odpowiedniego ciśnienia gazu, dopiero wtedy zaczyna działać w sprężarce, gdy masa ruchoma przebyła już drogę potrzebną do przeprowadzenia obiegu pracy silnika, czyli gdy tłok silnika odsłonił już otwory rozrządnicze w takim stopniu, w jakim to jest niezbędne do uzyskania wylotu spalin, przedmuchania i zasilania silnika. Przy tym energia, która ma być doprowadzona do sprężarki aż do chwili otwarcia otworów rozrządniczych w silniku, pozostaje w przybliżeniu niezmienna, niezależnie od tego, czy sprężarka ma dostarczyć dużo, czy też mało gazu. W ten sposób zmiana sprawności sprężarki nie może oddziaływać szkodliwie na ruch mas ruchomych na przestrzeni od początku suwu aż do otwarcia otworów rozrządniczych w silniku, a tym samym obieg pracy silnika odbywa się bez przeszkód nawet wówczas,

gdy sprawność sprężarki ulega zmianom.

W sprężarce w wykonaniu według fig. 10, której układ jest podobny do układu sprężarki w wykonaniu według fig. 1, warunki pracy są tak dobrane, że wytłaczanie sprężonego gazu z cylindrów 5, 6 rozpoczyna się dopiero po osiągnięciu przez masy ruchome położenia, uwidocznionego na rysunku, czyli gdy krawędzie czołowych powierzchni końców tłoków 2 dostatecznie odsłoniły szczeliny wylotowe 4 i wlotowe szczeliny 3.

Na fig. 11 jest uwidoczniony wykres obiegu pracy silnika i wykres obiegu pracy sprężarki dla suwu, odpowiadającego ruchowi mas ruchomych na zewnątrz. Od punktu *A* do *B* odbywa się w cylindrze silnika rozprężanie gazów spalinowych. W punkcie *B* rozpoczyna się otwieranie szczelin wylotowych 4, wskutek tego ciśnienie w cylindrze silnika maleje przy dalszym posuwie mas ruchomych szybko, aż do osiągnięcia ciśnienia, panującego w przewodzie wylotowym silnika (punkt *C* wykresu). Po tym rozprężeniu spalin w cylindrze silnika rozpoczyna się w punkcie *C* wykresu otwieranie szczelin wlotowych 3, po czym następuje przedmuchiwanie i zasilanie cylindra silnika. Obieg pracy sprężarki np. przez odpowiedni dobór wielkości martwych przestrzeni jest tak dostosowany do obiegu pracy silników, że rozpoczynające się na początku suwu (punkt *G* wykresu) sprężanie odbywa się na takim odcinku długości roboczego suwu silnika, że przy końcu sprężania (punkt *H* wykresu) sprężarki tłok silnika, sterujący szczeliną dopływową, odsłonił już częściowo szczeliny wlotowe 3 (punkt *E* wykresu) silnika. Od punktu *H* rozpoczyna się wytłaczanie sprężonego gazu z cylindrów sprężarki, które trwa aż do końca suwu mas ruchomych (punkt *J* wykresu). Powierzchnie czołowe tłoków silnika przebywają przy tym jeszcze odległość, odpowia-

dającą odcinkowi *E — F* wykresu; przy tym w cylindrze silnika utrzymuje się tylko stosunkowo niskie ciśnienie przedmuchiwe; istotne doprowadzanie energii z silnika do sprężarki nie ma więc miejsca podczas tego odcinka suwu *E — F*. Na przestrzeni odcinka suwu *H — J* doprowadzana do sprężarki praca wytłaczania, której wielkość jest zależna od ilości wytłaczanego gazu, musi być więc prawie całkowicie pobrana z kinetycznej energii mas ruchomych. Praca, potrzebna na sprężanie gazu w sprężarce (między punktami *G — H* wykresu), jest niezależna od wytłaczanej ilości gazu (odcinek *H — J* wykresu) i pozostaje przy niezmiennym końcowym ciśnieniu sprężania zawsze jednakowa. Ponieważ po ostatecznym otwarciu szczelin rozrządczych 3, 4 silnika od mas ruchomych pobierana jest zawsze jednakowa ilość energii, a zmiany w opóźnieniu wytłaczania w sprężarce następują zawsze dopiero po otwarciu tych szczelin, więc te zmiany w wytłaczaniu nie mogą wpływać szkodliwie na sterowanie szczelin 3, 4 silnika.

O ile (jak opisano w regulacji w związku z wykresami według fig. 4 i 5) wraz z regulacją mocy sprężarki następuje jednocześnie zmiana ciśnienia tłoczenia, przy czym punkt *H* wykresu (fig. 11) znajdować się będzie wyżej lub niżej na wychodzącej z punktu *G* linii sprężania, zależnie od mocy pobieranej przez sprężarkę, najlepiej jest, gdy warunki zostaną określone w ten sposób, aby najniższe położenie punktu *H* odpowiadało takiemu miejscu, w którym szczeliny wlotowe i wylotowe silnika są już otwarte.

W niektórych przypadkach, np. w sprężarkach z małym stosunkiem ciśnień (ciśnienie tłoczenia do ciśnienia ssania), jest pożądane, aby odcinek suwu, na którym odbywa się sprężanie, został określony mniejszy w odniesieniu do całego suwu, niż to ma miejsce w przebiegu według wy-

kresu na fig. 11. Można to osiągnąć w ten sposób, że początek sprężania będzie znajdował się nie na początku suwu, lecz dopiero na pewnej odległości od początku suwu, np. w punkcie G' wykresu, jak w przebiegu według fig. 12, a w ten sposób gaz, zassany przez sprężarkę na początku suwu, będzie usuwany ze sprężarki możliwie bez oporu aż do tego miejsca (punktu G' wykresu).

Przebieg taki można uzyskać przez pozostawienie w stanie otwartym narządów wlotowych 7 sprężarki podczas pierwszej części suwu roboczego lub za pomocą specjalnie sterowanych narządów wylotowych, np. za pomocą kanałów do powrotnego przepływu gazu, których wyloty znajdują się w ściankach cylindrów sprężarki, a przez które podczas suwu sprężania przepływa poprzednio zassany gaz tak długo z powrotem, aż tłoki sprężarki zamkną te wyloty. Energia, uwolniona po stronie silnika aż do osiągnięcia tego miejsca suwu, zostaje przy tym, pomijając nieznaczną pracę podczas wytłaczania, całkowicie nagromadzona w masach ruchomych w postaci energii kinetycznej.

Ten sposób pracy według wynalazku, wskutek stosunkowo wielkiej przestrzeni suwu, jaką tłoki silnika podczas normalnej pracy sprężarki po otwarciu szczelin rozrządczych silnika (punkt E wykresu) jeszcze przebywają (do punktu F wykresu), daje bardzo korzystne stosunki w odniesieniu do przedmuchiwania i zasilania silnika, ponieważ wylot i wlot pozostają stosunkowo długo otwarte, albowiem na tej przestrzeni suwu szybkość tłoków jest względnie mała. Ta długa przestrzeń dodatkowego suwu jałowego tłoków jest również bardzo korzystna ze względu na odprowadzanie ciepła z gorących tłoków i pierścieni na chłodzone ścianki cylindra. Szczególne znaczenie ma ten sposób pracy dla sprężarek ze swobodnie poruszającymi się w cylindrach tłokami o bardzo wielkiej

częstotliwości suwów (liczba podwójnych suwów na jednostkę czasu), a to w celu osiągnięcia korzystnych warunków przepływu w narządach rozrządczych sprężarki. W ogólności pożądane jest utrzymywać tę szybkość przepływu w wąskich granicach, w celu uniknięcia strat, spowodowanych przez wiry i dławienie. Ponieważ w urządzeniu według wynalazku otwieranie zaworów tłocznych sprężarki odbywa się dopiero po przebyciu przez tłoki dość znacznej części całego swego suwu, czyli przy odpowiednio małej szybkości tych tłoków, więc również i szybkość przepływowa w narządach wylotowych sprężarki jest odpowiednio mała.

Zastrzeżenia patentowe.

1. Sposób regulacji pracy sprężarek ze swobodnie poruszającymi się w cylindrach tłokami przez zmianę suwu mas ruchomych, znamienny tym, że na zmianę długości suwu mas ruchomych oddziaływała się przez zmianę panującego w sprężarce ciśnienia ssania lub ciśnienia tłoczenia albo obydwóch tych ciśnień w takim stopniu, aby energia, niezbędna do powrotnego przesuwu mas ruchomych z zewnętrznego martwego położenia tłoków sprężarki do wewnętrznego martwego położenia tłoków silnika, pozostała przy wszystkich długościach suwów w przybliżeniu jednakowa.

2. Sposób według zastrz. 1, znamienny tym, że przy jednoczesnej zmianie ciśnienia ssania i ciśnienia tłoczenia sprężarki zostaje zachowany w przybliżeniu stały stosunek tych ciśnień.

3. Sposób według zastrz. 1 i 2 w zastosowaniu do sprężarki o wielkim stosunku ciśnień ssania i tłoczenia $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$, znamienny tym, że wraz ze zmniejszeniem ciśnienia tłoczenia sprężarki zostaje również skrócona długość suwu tłoków sprężarki (fig. 2 i 4).

4. Sposób według zastrz. 1 i 2 w zastosowaniu do sprężarki o małym stosunku ciśnień ssania i tłoczenia $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$, znamienne tym, że wraz z powiększeniem ciśnienia tłoczenia sprężarki zostaje również zmniejszona długość suwu tłoków sprężarki (fig. 3 i 5).

5. Urządzenie do wykonywania sposobu według zastrz. 1 — 4, znamienne tym, że przy wylocie sprężarki w przewodzie, prowadzącym od zbiornika (14) sprężonego gazu, jest umieszczony samoczynnie działający przyrząd dławiący (9) w postaci regulatora ciśnienia, który zmienia ciśnienie tłoczenia sprężarki w zależności od ciśnienia, panującego w zbiorniku (14) lub w odbiorczym przewodzie użytkowym (15), dzięki czemu oddziałują się w znany jako taki sposób na ilość energii, doprowadzanej do części silnikowej sprężarki ze swobodnie posuwającymi się w cylindrach tłokami, w zależności od zmian ciśnienia w umieszczonym za sprężarką zbiorniku sprężonego gazu lub w odbiorczym przewodzie użytkowym, wskutek czego także i długość suwu mas ruchomych tłoków (2, 10) staje się zależną od tych zmian ciśnienia (fig. 1).

6. Urządzenie według zastrz. 5, znamienne tym, że samoczynny przyrząd dławiący do regulacji ciśnienia tłoczenia sprężarki posiada narząd odcinający w postaci zaworu (43) do regulacji przepływu z dwiema poddanymi różnym ciśnieniom powierzchniami (43', 45), z których jedna powierzchnia (45) podlega działaniu ciśnienia tłoczenia sprężarki, a druga powierzchnia (43') — ciśnieniu sprężonego gazu zbiornika, przy czym obydwie siły tych nacisków, wywieranych na powyższe powierzchnie (43', 45), działają na zawór regulacyjny (43) w kierunku jego otwierania, z drugiej zaś strony ten zawór (43) jest obciążony sprężyną (46), która oddziałuje nań w kierunku zamykania,

wskutek czego, gdy ciśnienie w zbiorniku wzrasta, a siła, działająca na jedną z powierzchni (43'), powiększa się, wystarczy na drugą powierzchnię (45), obciążoną ciśnieniem tłoczenia sprężarki, wywarciu mniejszej siły nacisku do spowodowania otwarcia zaworu (43), a tym samym zmniejszenia ciśnienia tłoczenia sprężarki (fig. 6).

7. Odmiana urządzenia według zastrz. 5, znamienne tym, że samoczynny przyrząd dławiący (9) do regulacji ciśnienia tłoczenia sprężarki posiada dwie poddane różnym ciśnieniom powierzchnie (57', 61'), z których jedna powierzchnia (57') jest zespolona z podwójnym zaworem (53, 54), regulującym przepływ tłoczonego gazu, i poddana jest ciśnieniu tłoczenia sprężarki w kierunku otwierania, a za pomocą sprężyny (59) — w kierunku zamykania tego zaworu (53, 54), natomiast druga powierzchnia (61') współdziała ze zderzakiem (61), obciążonym sprężyną (59), i poddana jest ciśnieniu sprężonego gazu zbiornika, oddziałującemu na powyższy zawór w tym samym kierunku, w sensie jego zamykania, jak i sprężyna, wskutek czego, począwszy od pewnej określonej wysokości ciśnienia w zbiorniku, sprężyna zostaje pod wpływem siły, działającej na wspomnianą powierzchnię (61'), odsunięta wraz z tłokiem (61) od swego stałego oparcia zderzakowego (63) i mocniej napięta, tak iż do otwarcia zaworu (53, 54), regulującego przepływ tłoczonego gazu, potrzebna jest większa siła ciśnienia na powierzchnię (57'), obciążoną ciśnieniem sprężania, wskutek czego przy wzrastającym ciśnieniu w zbiorniku wzrasta także ciśnienie tłoczenia sprężarki (fig. 8).

8. Odmiana sposobu regulacji pracy według zastrz. 1 — 4 w zastosowaniu do sprężarek ze swobodnie poruszającymi się w cylindrach tłokami, z rozrządem wylotu spalin i wlotu dawki za pomocą mas ruchomych, znamienne tym, że wytłoczenie

gazu, sprężonego do pożądanego ciśnienia w sprężarce, następuje dopiero wówczas, gdy masy ruchome podczas swego suwu na zewnątrz przebyły już drogę, niezbędną do przeprowadzenia obiegu pracy silnika, czyli następuje w chwili, gdy masy ruchome odsłoniły dostatecznie szczeliny wlotowe i wylotowe w cylindrze silnika.

9. Odmiana sposobu według zastrz. 8 w zastosowaniu do sprężarek, w których wraz ze zmianą ilości doprowadzanego przez sprężarkę gazu zmienia się także ciśnienie tłoczenia, a więc zmienia się również chwila początku wytłaczania w odniesieniu do całego suwu, znamienne tym, że najwcześniejsza chwila początku wytłaczania znajduje się w takim miejscu całego suwu tłoczącego sprężarki, w którym wylotowe i wlotowe szczeliny silnika są już w dostatecznym stopniu odsłonięte.

10. Urządzenie do przeprowadzania sposobu według zastrz. 8 i 9, wyposażone w sprężarkę ze swobodnie poruszającymi

się w cylindrach tłokami oraz silnik z otworami wlotowymi i wylotowymi, umieszczonymi w ścianie cylindra silnika i rozrządzanymi masami ruchomymi podczas ich postępowo-zwrotnego ruchu, znamienne tym, że zespoły ruchomych mas tłoków (2, 10) posiadają znacznie większy suw, niż to jest niezbędne do przeprowadzenia obiegu pracy silnika, przy czym wielkości martwych przestrzeni sprężarki są tak dobrane, aby wytłaczanie sprężonego gazu rozpoczynało się dopiero wówczas, gdy masy ruchome odsłonią już szczeliny sterownicze (3, 4) w cylindrze (1) silnika w stopniu wystarczającym do całkowitego wylotu spalin, przedmuchania i zasilania cylindra silnika.

Therese Junkers
ur. Bennhold.

Zastępca: Inż. F. Winnicki,
rzecznik patentowy.

Fig.1

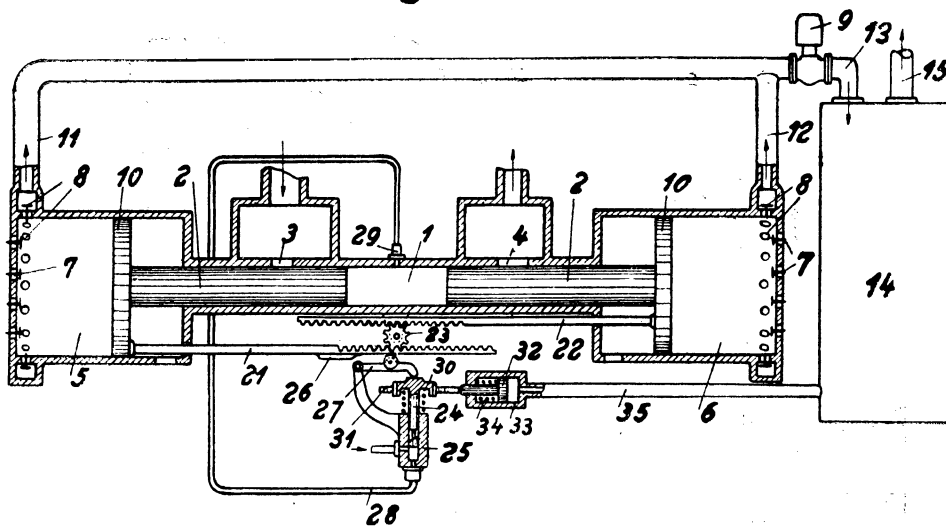


Fig. 2

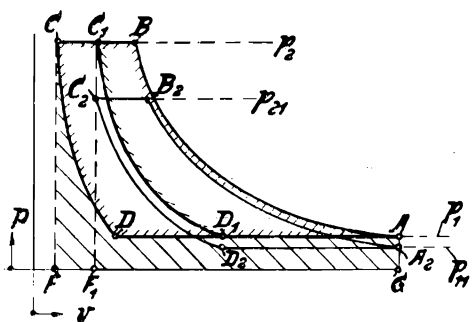


Fig.3

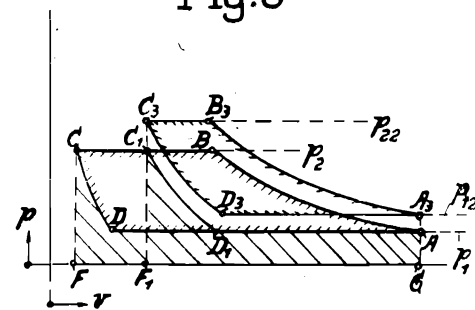


Fig.4

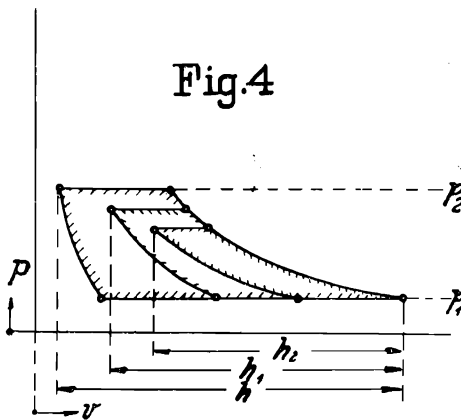
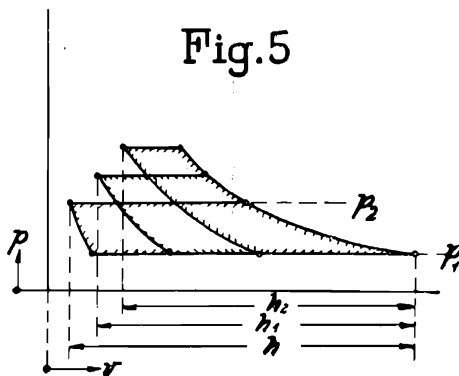


Fig.5



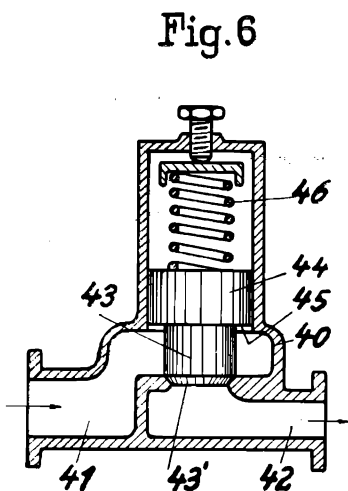


Fig.6

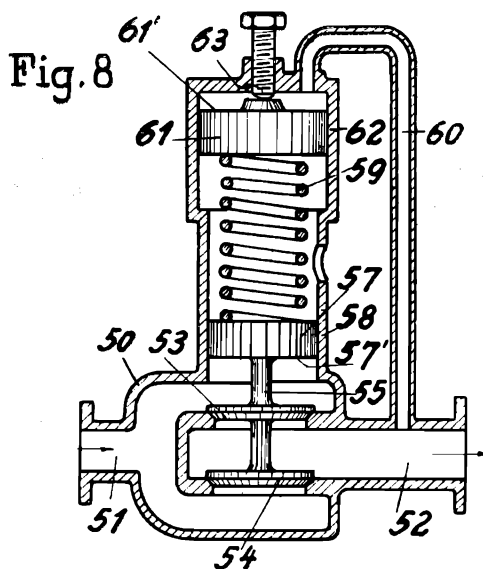


Fig. 8

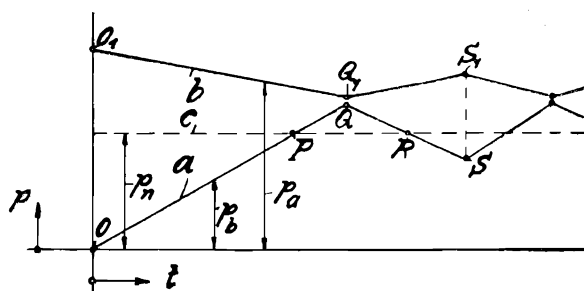


Fig. 7

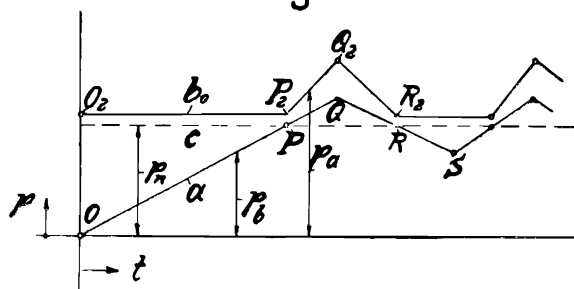


Fig.9

Fig.10

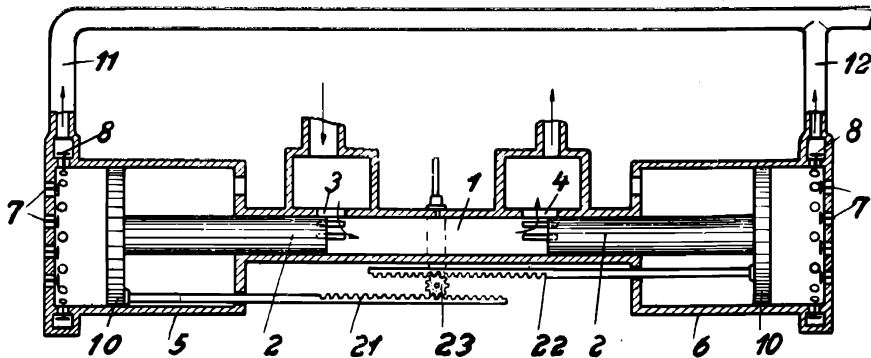


Fig.11

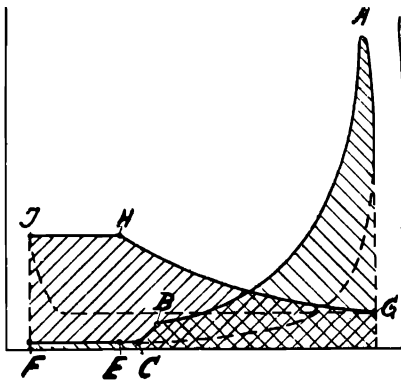


Fig.12

