

URZĄD PATENTOWY w WARSZAWIE OPIS PATENTOWY

Nr 32547

1-02C 9/04
Kl. 46 f, 8/01

Georg Jendrassik, Budapeszt

Sposób pracy i regulacji turbiny gazowej i zespół turbinowy do wykonywania tego sposobu

Zgłoszono 12 lutego 1938

Udzielono 20 stycznia 1944

Pierwszeństwo: 13 lutego 1937 (Węgry)

W turbinach gazowych, zwłaszcza z doprowadzaniem ciepła pod niezmiennym ciśnieniem, znane jest stosowanie wymiennicy ciepła do powiększania sprawności, za pomocą której ciepło rozprężonych gazów, wypływających z turbiny, może być zużytkowane do możliwie dostatecznego ogrzania sprężonego powietrza, zasilającego turbinę. Przy użyciu odpowiednich wymiennic ciepła można w ten sposób osiągnąć sprawność na wale turbiny gazowej powiększyć o 30—45%. Potrzebna do tego celu wymiennica ciepła stanowi jednak część składową zespołu o dużym ciężarze, wobec czego, gdy jest pożądaný zespół o lekkiej budowie, np. na pojazdach, samolotach lub w podobnych przypadkach, nie może być

zastosowana wymiennica ciepła w takim wykonaniu, które by zapewniało skuteczne odzyskiwanie ciepła rozprężonych gazów.

Sposób pracy według niniejszego wynalazku umożliwia, nawet bez stosowania wymiennic ciepła, czyli przy małym ciężarze własnym zespołu, powiększenie sprawności ogólnej o 25—45%, dzięki czemu turbina gazowa nadaje się także do użycia w wspomnianych wyżej przypadkach, w których bardzo ważne jest osiągnięcie dużych mocy przy małych wymiarach zespołu.

W turbinach gazowych, pracujących z niezmiennym ciśnieniem dolotowym, znane jest już spalanie paliwa w komorze spalania przed turbiną zespołu w wstępnie sprężonym powietrzu i rozprężanie otrzy-

manyh spalin w turbinie przy wykonaniu pracy. Przy takim przebiegu nie osiąga się jednak, jak to wynika z dalszego ciągu, z jednej strony tak dużej sprawności cieplnej, a z drugiej strony, ze względu na jednostkę ciężaru powietrza, przepływającego przez turbinę, otrzymuje się znacznie mniejszą moc, niż przy stosowaniu sposobu względnie użyciu turbiny gazowej według wynalazku. W celu zapewnienia osiągnięcia pewnej określonej mocy trzeba więc w jednostce czasu przepuszczać przez znaną turbinę większą ilość gazu niż przez turbinę według wynalazku, wskutek czego także wymiary sprężarki i turbiny stają się znacznie większe, powodując powiększenie ciężaru własnego zespołu.

Zespół turbinowy, pracujący sposobem według niniejszego wynalazku, składa się ze sprężarki, turbiny i znajdującej się za sprężarką komory spalania. W sprężarce powietrze spręża się do pewnego najodpowiedniejszego ciśnienia, a następnie w sprężonym powietrzu przy stałym ciśnieniu zostaje spowodowane spalanie, względnie do sprężonego powietrza doprowadza się ciepło, przy czym wraz z tym doprowadzeniem ciepła odbywa się w pewnej części turbiny podczas rozprężania gazów dalszy dopływ ciepła, mianowicie najlepiej w ten sposób, że ten pierwszy okres rozprężania praktycznie ma przebieg izotermiczny, a dalsze rozprężanie odbywa się, najlepiej, bez dalszego dopływu ciepła, czyli według adiabaty. Przy odpowiednim dobraniu ciśnień względnie spadków ciśnień w poszczególnych okresach rozprężania może być osiągnięta wspomniana wysoka sprawność i stosunkowo duża moc bez przekraczania w turbinie temperatur wyższych od 600°—700°C (granice dopuszczalne ze względu na tworzywo). W turbinach gazowych praca, zużywana na sprężanie powietrza, jest stosunkowo bardzo duża w porównaniu z pracą, otrzymywaną z turbiny, trzeba bowiem np. około 65—80% ca-

łej mocy turbiny zużyć na napęd sprężarki, wobec czego tylko reszta mocy stanowi moc użyteczną. Wobec tego bardzo ważne jest stosowanie turbiny jak również sprężarki o dobrej sprawności mechanicznej, przy czym maszyny te muszą posiadać także małe wymiary. Osiąga się bardzo dobre warunki konstrukcyjne, gdy zespół turbinowy według wynalazku posiada sprężarkę i turbinę z osiowym kierunkiem przepływu. Zamiast sprężarki i turbiny o przepływie w kierunku osiowym mogą być zastosowane maszyny, pracujące z dobrą sprawnością, np. o przepływie w kierunku promieniowym.

Rysunki przedstawiają przykłady wykonania przedmiotu wynalazku. Fig. 1 przedstawia wykres ciśnień i objętości przy obiegu pracy według wynalazku; fig. 2 — wykres osiągalnych sprawności cieplnych zespołu względnie właściwych wydajności roboczych w zależności do stosunku sprężania i od stosunku adiabatycznego spadku ciśnienia do całkowitego spadku ciśnienia, mianowicie odnośnie do przyjętych 600°C najwyższej temperatury i sprawności mechanicznej sprężarki i turbiny 85—90%; fig. 3 i 4 — te same wykresy odnośnie do temperatur najwyższych 600°C (fig. 3) względnie 700°C (fig. 4) i przy tym w przypadku obydwóch figur odnośnie sprawności mechanicznej sprężarki 90% i turbiny 95%; fig. 5 i 6 — przykłady wykonania turbiny do przeprowadzania sposobu pracy według niniejszego wynalazku w przekrojach podłużnych; fig. 7 — zawór paliwowy w przekroju podłużnym, służący do regulowania turbiny gazowej, a fig. 8 i 9 — zespoły turbinowe, zaopatrzone w dodatkową turbinę niskoprężną, w podłużnych przekrojach schematycznych.

Na wykresie według fig. 1 na osi rzędnych odłożone są ciśnienia, powstające podczas przebiegu, a na osi odciętych objętości gazu. Na rysunku p_0 , v_0 i T_0 ozna-

czają wielkości początkowe ciśnienia, objętości i absolutnej temperatury gazu, dopływającego do sprężarki; p_1 , v_1 i T_1 oznaczają odpowiednie wielkości gazu, wypływającego ze sprężarki. Wielkości, odnoszące się do gazu, dopływającego do turbiny po uprzednim doprowadzeniu ciepła, oznaczone są przez p_2 , v_2 i T_2 , zaś wielkości w stanie końcowym następującego w turbinie rozprężania przy stałej temperaturze — przez p_3 , v_3 i T_3 oraz dla stanu wypływu z turbiny po rozprężeniu bez dopływu ciepła — przez p_4 , v_4 , T_4 . Wielkości p_3 i p_4 są naogół równe, jeśli jednak przed sprężarką następuje dławienie to P_4 jest mniejsze niż p_3 .

Według wynalazku powietrze spręża się adiabatycznie do ciśnienia p_1 ; następnie podwyższa się jego temperaturę przy stałym ciśnieniu p_1 przez doprowadzanie ciepła względnie przez spalanie z T_1 do T_2 , która jest najwyższą temperaturą przebiegu roboczego. Powietrze przepływa potem do turbiny i rozpręża się przy dalszym dopływie ciepła (względnie przy dalszym przebiegu spalania albo doprowadzaniu i spalaniu świeżego paliwa) w przybliżeniu izotermicznie aż do osiągnięcia ciśnienia p_2 . Przy tym ciśnieniu kończy się doprowadzanie ciepła, a dalsze rozprężanie, aż do ciśnienia wylotowego z turbiny, przebiega praktycznie według adiabaty.

Zalety sposobu pracy według wynalazku w porównaniu ze znanymi sposobami wynikają z wykresów, przedstawionych na fig. 2, 3 i 4. Na tych wykresach rzędne oznaczają stosunek sprężania p_1/p_0 , a odcięte — stosunek spadku ciśnienia $p_2 - p_0$ adiabatycznego rozprężania do pełnego spadku ciśnienia $p_1 - p_0$. Odcięta jest więc względna wielkością $\frac{p_2 - p_0}{p_1 - p_0}$ adiabatycznego rozprężania. W ten sposób wartości rzędnych na wykresach, należące do wartości odciętych równych zeru, odpowiadają izotermicznemu rozprężaniu, a należące do war-

tości odciętych równych 1, odnoszą się do rozprężania tylko adiabatycznego bez okresu izotermicznego. Krzywe, wykonane liniami pełnymi, zawierają punkty o jednokowych sprawnościach cieplnych, zaś krzywe, wykonane liniami przerywanymi, łączą punkty, odpowiadające pewnym stałym wartościom wydajności roboczej, wyrażonej w jednostkach cieplnych, na jednostkę ciężaru świeżo doprowadzanego powietrza. Przy wielkościach wyjściowych, różniących się od obranych wartości dla temperatury względnie sprawności (porównaj fig. 2 z fig. 3 i 4), krzywe mają nieco odmienny kształt, naogół jednak mają ten sam przebieg.

Krzywe te uwidoczniają według fig. 2, że przy stosunkach sprężania między $p_1/p_0 = 5$ i $p_1/p_0 = 11$, może być osiągnięta sprawność nieco lepsza niż 25% także przy przebiegu roboczym z wyłącznie adiabatycznym rozprężaniem, lecz wydajność robocza waha się między 24—17 kal/kg. Gdy natomiast po okresie rozprężania przy stałej temperaturze przeprowadza się dalsze rozprężanie adiabatycznie, można osiągnąć znacznie lepsze sprawności cieplne i wydajności robocze przez skrócenie adiabatycznego rozprężania. Gdy stosunek ciśnień sprężania p_1/p_0 równa się 15, a względny spadek ciśnienia adiabatycznego rozprężania wynosi 0,17, osiąga się cieplną sprawność $\eta_t = 30,5$, a wydajność roboczą 40 kal/kg. Te wielkości są znacznie lepsze niż osiągane według znanego sposobu z wyłącznie adiabatycznym rozprężaniem. Przy dalszym zmniejszaniu spadku ciśnienia adiabatycznego rozprężania, jednakże przy niezmienionym stosunku sprężania p_1/p_0 , pogarsza się sprawność, natomiast wydajność robocza jest jeszcze lepsza. Ponieważ wzrost wydajności roboczej powoduje zmniejszenie ciężaru własnego zespołu, wskazanem jest z tego względu stosować stosunkowo małe adiabatyczne rozprężanie. Najmniejszy dopu-

szczalny spadek ciśnienia adiabatyčnego rozprężania określa się w ten sposób, że spalanie przed wylotem z turbiny ma być niezawodnie ukończzone, ponieważ paliwo, spalające się po wylocie z turbiny, stanowi stratę. Należy więc stosować adiabatyčne rozprężanie o minimalnej wartości względnej $\frac{p_2 - p_0}{p_1 - p_0} = 0,05$. Zwiększenie adiabatyčnego rozprężania powoduje przy niezmiennym stosunku sprężania, w razie przekroczenia pewnej granicy, spadek tak sprawności, jak wydajności roboczej; wydajność maleje jednakże prędzej niż sprawność. Względny spadek ciśnienia adiabatyčnego rozprężania nie może przy większym stosunku sprężania być tak duży, jak przy stosunku mniejszym, ponieważ wydajność robocza maleje prędzej przy wzroście stosunku sprężania. Z tego powodu nie należy określać względnej wielkości spadku ciśnienia adiabatyčnego rozprężania w zależności od stosunku sprężania, większego od pewnej wartości granicznej.

Przy zmniejszaniu stosunku sprężania sprawność maleje szybko poniżej pewnej granicy (około $p_1/p_0 = 4$), lecz przy tym zmniejsza się także wydajność robocza. Z tego powodu nie należy przekraczać w dół tej granicy, chociaż mniejszy stosunek sprężania umożliwia zastosowanie prostszej budowy. Powiększanie stosunku sprężania jest również wskazane tylko do pewnej granicy. Duży stosunek sprężania wymaga bowiem złożonej budowy urządzenia, powiększa liczbę potrzebnych stopni w turbinie, aczkolwiek od pewnej granicy te wartości, tak odnośnie do sprawności, jak również wydajności, mogą być osiągnięte nawet przy mniejszym stosunku sprężania. Wobec tego nie trzeba, o ile nie wymagają tego inne przyczyny, obierać za wysokiego stosunku sprężania. Te wywody odnoszą się, wprawdzie z pewnymi odchyleniami w wartościach liczbowych, także do stosunków, uwidoczniomych na wykre-

sie według fig. 4. Przy wyłącznie adiabatyčnym rozprężaniu największa robocza wydajność, około 36 kal/kg, jest osiągnana przy sprawności mniej więcej 40%, chociaż

przy wartości $p_1/p_0 = 26$ i $\frac{p_2 - p_0}{p_1 - p_0} = 0,17$

sprawność wynosi prawie 44%, a wydajność robocza około 70 kal/kg. Najlepszą sprawność (powyżej 45%) osiąga się mniej więcej przy wartościach $P_1/P_0 = 45$ i

$\frac{p_2 - p_0}{p_1 - p_0} = 0,3$ z wydajnością roboczą oko-

ło 46 kal/kg. Poniżej $p_1/p_0 = 4$ tak sprawność cieplna, jak również wydajność robocza jest nieodpowiednia nawet przy wartościach temperatury maksymalnej i sprawnościach mechanicznych zespołu, zastosowanych w przypadku, uwidoczniomych na fig. 4.

Wykres według fig. 3 uwidocznia stosunki między przypadkami według fig. 4 i 2.

Adiabatyčne rozprężanie przy małym stosunku sprężania może być większe także w przypadkach, odpowiadających tym dwum ostatnim figurom, i maleje przy wzrastającym stosunku sprężania, ponieważ tak sprawność cieplna, jak również wydajność robocza znacznie się pogarsza. Na podstawie tych trzech wykresów można więc wnioskować, że obszar płaszczyzny spólrzędnych dla tych wykresów daje się podzielić na dwie części, z których jedna zawiera korzystne dla przedmiotu

wynalazku wartości $\frac{p_1}{p_0}$ i $\frac{p_2 - p_0}{p_1 - p_0}$, druga zaś

wartości mniej korzystne względnie nieodpowiednie. Linia, dzieląca te dwie części, jest na wykresie według fig. 4 dla uproszczenia narysowana jako prosta linia $a-b$, uwidoczniająca w dobrym przybliżeniu rzeczywiste stosunki. Z położenia tej linii względem osi spólrzędnych można wyprowadzić analitycznie dla warunku krańcowego równanie $\frac{p_2 - p_0}{p_1 - p_0} = \frac{92 - p_1/p_0}{88}$, i z te-

go względu jest wskazane obierać względ-
ną wielkość adiabaticznego rozprężania,
to znaczy wartość $\frac{p_2 - p_0}{p_1 - p_0}$, mniejszą niż
 $\frac{92 - p_1/p_0}{88}$.

Z wykresu na fig. 4 wynika również,
że w obrębie adiabaticznego rozprężania
od względnej wielkości 0,4 sprawność jest
prawie stała względnie prawie niezależna
od $\frac{p_2 - p_0}{p_1 - p_0}$. Z tego powodu przy regulo-
waniu mocy turbiny gazowej należy postę-
pować w ten sposób, że przy utrzymywa-
niu najwyższej temperatury na prawie nie-
zmiennej wysokości reguluje się doprowa-
dzaną ilość ciepła przez zmianę wielkości
adiabaticznego spadku ciśnienia. Można
oczywiście także zmieniać przy regulowa-
niu najwyższą temperaturę, a więc także
ilość ciepła, doprowadzanego przy nie-
zmiennym ciśnieniu i stałym spadku ciś-
nienia rozprężania adiabaticznego. W ce-
lu uniknięcia nadmiernego spadku tem-
peratury przy zmniejszaniu się wydajno-
ści, można postępować w ten sposób, że
przy zmniejszaniu ilości doprowadzanego
ciepła zmniejsza się równocześnie ilość po-
wietrza, doprowadzanego do sprężarki, za
pomocą dławika, umieszczonego przed
sprężarką.

Według fig. 5, przedstawiającej przy-
kład wykonania turbiny gazowej do prze-
prowadzania sposobu pracy według wynalazku,
w osłonie 1 znajduje się wirnik 3
sprężarki z łopatkami 2, osadzony wraz
z wirnikiem 5 turbiny z łopatkami 4 na
wspólnym wale turbinowym 6 w łożyskach
25, 26. Między wieńcami łopatek wirnika
sprężarkowego znajdują się nieruchome
wieńce łopatek 7, zaś nieruchome wieńce
łopatek turbinowych 8 znajdują się między
wieńcami łopatek wirnika turbiny. Za sprę-
żarką znajduje się przestrzeń spalania 9,
do której są wprowadzone zawory paliwo-
we 10, doprowadzające paliwo, tj. ciepło.

Między pierwszymi stopniami turbiny
znajdują się również zawory paliwowe 11,
12 do dalszego doprowadzania ciepła.
Przestrzeń spalania 9 tworzy wnętrze ko-
mory 13. W przedstawionym przykładzie
wykonania komorę stanowi współosiowa
z wałem turbinowym i otwarta w jego kie-
runku skrzynka pierścieniowa, wykonana
ze stali lub innego tworzywa, wytrzymałe-
go na wysokie temperatury, której ściany,
z wyjątkiem kilku miejsc do oparcia, nie
przylegają do ściany osłony turbinowej,
lecz tworzą kanał 14. Przestrzeń spalania
jest połączona z przestrzenią przepływo-
wą 15, która łączy się otworami ze sprę-
żarką i turbiną, przy czym mogą być prze-
widziane narządy kierownicze 16, znajdu-
jące się na drodze strumienia powietrza,
wypływającego ze sprężarki. Te narządy
kierownicze rozmieszcza się na całym ob-
wodzie albo na częściach obwodu w posta-
ci zębów.

Do zasilania paliwem zaworów 10, 11,
12 służy pompa 22. Jeśli zasilanie ma być
ciągłe, włącza się w przewody 24 między
pompe i zawory paliwowe zbiorniki wy-
równawcze 23. Liczba i rozmieszczenie za-
worów paliwowych są podane na rysunku
przykładowo i mogą być różne. Sposób
działania jest następujący.

Przy ruchu obrotowym wału 6 sprężar-
ka ssie powietrze w kierunku strzałki przez
otwory wlotowe 18 i spręża je podczas
przepływu przez wieńce łopatek. Do prze-
strzeni spalania 9 doprowadzają zawory
paliwowe 10 gorące spaliny lub bezpośred-
nio paliwo. Przy stosowaniu ciekłego pali-
wa te zawory powodują jego rozpylanie,
a przy stosowaniu stałych paliw doprowa-
dza się je do przestrzeni 9 nie za pomocą
rozpylaczy, lecz w jakimkolwiek inny spo-
sób, natomiast paliwa gazowe, ponieważ
są już zmieszane z powietrzem, doprowa-
dza się bezpośrednio za pomocą tych za-
worów. To samo odnosi się do zaworów
paliwowych 11 i 12. Wskutek doprowadza-

nia ciepła wzrasta temperatura sprężonego powietrza przy stałym ciśnieniu, po czym następuje dopływ gazu do części turbino-wej, gdzie się stopniowo rozpręża i wypły-wa z turbiny w kierunku strzałki przez otwór wylotowy 20.

Cel i sposób działania komory spalania według fig. 5 jest następujący. Powietrze wypływa ze sprężarki silnym strumieniem i gdyby między sprężarką i turbiną nie była zastosowana dostatecznie duża prze-strzeń, czas do całkowitego spalania pali-wa byłby niedostateczny. Trzeba dbać o szybkie spalanie paliwa tym bardziej, że temperatura powietrza ze sprężarki nie jest w każdym przypadku wysoka. Przy stosunku sprężania $p_1/p_0 = 10$ i przy tem-peraturze wlotowej 0°C temperatura po sprężeniu wynosi około 300°C , przy której potrzebny jest znaczny okres czasu do za-palenia się paliwa. Łącząca się z prze-strzenią przepływu 15 przestrzeń spalania 9 jest opłukiwana strumieniem powietrza i w przykładzie wykonania gaz, zawarty w komorze spalania, zostaje wprowadzany w ruch wirowy wskutek tarcia o strumień przepływającego powietrza, co zapewnia dopływ pewnej ilości świeżego powietrza z przepływającego strumienia do komory spalania. To samo osiąga się w jeszcze większej mierze za pomocą narządów kie-rowniczych 16, kierujących część strumie-nia powietrza do komory spalania, w któ-rej wskutek dopływającego świeżego po-wietrza utrzymuje się gwałtowny ruch wi-rowy. Można to osiągnąć i w ten sposób, że ściana komory 13, znajdująca się bliżej turbiny, jest w porównaniu z przeciwną (znajdującą się bliżej sprężarki) przedłu-żona nieco do wnętrza, w celu wytworze-nia strumienia powietrza, powodującego ruch wirowy. Przez odpowiednie ukształ-towanie narządów kierowniczych można ustalić wielkość doprowadzanej za pomocą sprężarki części strumienia powietrza, do-pływającego do komory spalania. Zawory

paliwowe 10, 11 i 12 są tak wykonane, iż mogą powodować odpowiednie mieszanie paliwa. Ponieważ spalanie odbywa się tyl-ko w dopływającej do turbiny części ilo-ści powietrza, w komorze spalania powsta-je znacznie wyższa temperatura w porów-naniu z przeciętną temperaturą wlotu do turbiny, wskutek czego samozapłon i po-żądany szybki przebieg spalania jest do-statecznie zapewniony. Gdy np. tempera-tura gazu, wypływającego ze sprężarki, wynosi 300°C , a dopływającego do turbi-ny — przeciętnie 600°C , to zwyższa tempe-ratury przy spalaniu, odbywającym się przy niezmiennym ciśnieniu, wynosi dla całej ilości gazu 300°C . Gdy do komory spalania doprowadzi się jedną trzecią powietrza, wypływającego ze sprężarki, zwyższa temperatury w tej części powietrza wyniesie $3 \times 300 = 900^\circ\text{C}$, a temperatura w komorze $300 + 900 = 1200^\circ\text{C}$, przy któ-rej to temperaturze samozapłon i spalanie przebiega bardzo szybko.

W celu uniknięcia niedopuszczalnego ogrzania ścian komory spalania albo spo-wodowanego wskutek tego silnego ogrza-nia ściany osłony, należy część powietrza, wypływającego ze sprężarki, przepuszczać przez szczelinę, utworzoną między komorą i osłoną. Do kierowania powietrza do tej szczeliny służy krawędź 21 komory 13, się-gająca w głąb strumienia przepływającego powietrza. Można również ściany komory 13 izolować w inny sposób, np. za pomocą materiałów izolacyjnych, umieszczonych między tą komorą i częścią, zabezpieczaną od działania ciepła.

Z komory spalania gorący gaz wypły-wa w ilości, odpowiadającej dopływającej ilości powietrza, i zostaje zmieszany z po-zostałą częścią strumienia powietrza je-szcze przed wlotem do turbiny, w celu uniknięcia nadmiernego w pewnych miej-scach ogrzania łopatek turbinowych. Do zapewnienia dobrego zmieszania wypły-wających z komory gorących gazów z pozo-

stałą częścią powietrza może służyć pozostawiona wolna przestrzeń mieszalna albo może być zastosowana oddzielna komora mieszalna.

Jak wynika z powyższego, należy uznać za bardzo ważne, że przepływający ze sprężarki do turbiny strumień powietrza zostaje podzielony na dwie części, z których w jednej tylko odbywa się spalanie, podczas gdy druga część zostaje jednocześnie zmieszana z gazami spalinyowymi, wypływającymi z komory spalania.

Doprowadzające ciepło zawory paliwowe 11 i 12, które mogą być oczywiście umieszczone nie tylko w drugim i trzecim stopniu, służą do osiągnięcia w przybliżeniu izotermicznego rozprężania. Zawory te nie są jednak konieczne we wszystkich przypadkach. Izotermiczne rozprężanie może być uzyskane także w ten sposób, że paliwo doprowadza się tylko do przestrzeni spalania 9, mianowicie w ten sposób, że spalanie przed wlotem do turbiny nie jest ukończone, a dalszy przebieg spalania w turbinie powoduje w przybliżeniu izotermiczne rozprężanie gazów. Dla osiągnięcia spalania przy izotermicznym rozprężaniu niezmiernie ważny jest sposób doprowadzenia paliwa. Stosunek ilości paliwa, spalane go przed wejściem do turbiny i w turbinie samej, może być regulowany przez stopień rozpylenia paliwa, przez nadanie odpowiednich wymiarów i kształtów przestrzeni spalania, a także przez dobranie odpowiedniego miejsca w przestrzeni spalania, w którym doprowadza się paliwo do powietrza. Każdy czynnik powodujący powolniejsze spalanie powiększa wielkość izotermicznego rozprężania. Z tego powodu należy stosować zawory paliwowe z różnym stopniem rozpylenia. Drobnio rozpylone paliwo będzie się spalało szybciej niż mniej rozpylone; dlatego spalanie, zależnie od stopnia rozpylenia, będzie się przenosiło w mniejszym lub większym zakresie do turbiny. Przy określonym stopniu roz

pylania przebieg spalania może być zmieniany także przez ilość doprowadzanego paliwa.

O ile przy regulowaniu pracy turbiny gazowej zmienia się również długość okresu izotermicznego rozprężania, należy zmieniać z wymienionych czynników przynajmniej jeden. Do tego celu służy przyrząd, uwidoczniony na fig. 7, przedstawiającej zawór paliwowy. W kadłubie 33 znajduje się szczelnie wodzony trzon zaworowy 34, który, zależnie od swego położenia, reguluje za pomocą stożkowego końca 35 prześwit stożkowego otworu 36. Paliwo dopływa kanałami 37 i 38 do przestrzeni 39, w której ciśnienie jest tak ustalone, że trzon zaworowy 34 zostaje pod działaniem tego ciśnienia podnoszony przeciw działaniu sprężyny 40. Napięcie sprężyny 40 reguluje się przez obracanie ramienia 42 śruby 41. Ponieważ stopień rozpylenia paliwa zależy od ciśnienia, można przez obracanie ramienia 42 regulować również stopień rozpylenia.

Jeśli paliwo doprowadza się do komory spalania za pomocą kilku zaworów, regulowanie przy zmniejszeniu mocy może być przeprowadzane najlepiej w ten sposób, że najpierw zmniejsza się zasilanie zaworów, mniej dokładnie rozpylających. Jeśli paliwo doprowadza się nie tylko do komory spalania, lecz także między stopnie turbiny, to przy zmniejszeniu mocy zmniejsza się przede wszystkim zasilanie zaworów, znajdujących się między stopniami turbiny.

Jeśli przy regulowaniu turbiny gazowej dławione jest powietrze, doprowadzane do sprężarki, należy odpowiednie narządy umieścić w otworze wlotowym 18 lub przed nim.

Przedstawiony na fig. 5 zespół, składający się ze sprężarki i turbiny z osiowym przepływem, nadaje się szczególnie do przeprowadzania sposobu pracy według wynalazku, umożliwia bowiem przy ma-

łych wymiarach, a więc małym ciężarze własnym, przepływ dużych ilości powietrza. Takie urządzenie umożliwia bardzo duże szybkości przepływu bez powstawania wskutek tego znaczniejszych strat. Takie sprężarki i turbiny wyróżniają się tym, że średnia średnica nieruchomego wieńca łopatek, umieszczonego między dwoma sąsiednimi obrotowymi wieńcami łopatek, jest w przybliżeniu równa średniej arytmetycznej średnic średnic tych obrotowych wieńców łopatek. Poza tym wyróżniają się one tym, że poszczególne wieńce łopatkowe znajdują się bezpośrednio jeden obok drugiego, bez włączanych między nie przegród.

Przy zastosowaniu zamiast sprężarki, zbudowanej w opisany sposób, zwykłej sprężarki odśrodkowej z znajdującymi się zewnątrz wirnika dyfuzorami i łączącymi się kanałami zwrotnymi, możliwe jest osiągnięcie z jednej strony tylko znacznie mniejszej szybkości przepływu z powodu ciągłej zmiany kierunku przepływu, a z drugiej strony konieczne jest znaczne powiększenie wymiarów osłony w kierunku promieniowym z powodu umieszczonych zewnątrz wirnika dyfuzorów. Najmniejsze średnice mogą być zachowane tylko ze sprężarkami i turbinami, pracującymi na poprzecznie wspomnianej zasadzie.

W celu osiągnięcia dobrej sprawności i wydajności, należy w sprężarce oddzielać strumień od prowadzących powierzchni osłony względnie wirnika z przylegającą do nich warstwą, hamowaną wskutek tarcia i powiększenia ciśnienia, gdyż w przeciwnym razie przeszkadza ona w osiągnięciu zamierzonego powiększania ciśnienia. Do tego celu służy uwidocznione na fig. 5 znane urządzenie, w którym ta hamowana warstwa zewnętrzna przepływa w jakimkolwiek stopniu sprężarki otworami 28 i 28' obok przegród 27, 27' przez kanały 29, 29', dopływając otworami 30, 30' do miejsc niższego ciśnienia w sprężarce,

w których posiada w porównaniu z zachowanymi stosunkami większą energię, i w ten sposób nie przeszkadza w powiększaniu ciśnienia.

Ponieważ sprawność cieplna turbiny jest tym większa, im wyższa jest temperatura, przy której turbina pracuje, a jej wymiary są tym mniejsze, im większa jest szybkość obrotowa, mechaniczne nałożenia wirnika są znaczne. Należy więc chłodzić wirnik wewnątrz. Może to być skutecznie przeprowadzone przez wprowadzanie do wnętrza wirnika strumienia powietrza przez otwory 31 i 31' w ścianach, łączących go z wałem, i przez otwory 32, 32' w tarczach osłony.

Można również wirnik turbiny chłodzić przy pomocy wypływającego ze sprężarki powietrza lub części tegoż, przy czym to powietrze bierze udział w pracy turbiny dopiero po przepływie przez wirnik. Tak samo można chłodzić zewnętrzną osłonę turbiny za pomocą sprężonego powietrza.

Ten sposób chłodzenia wirnika turbiny jest uwidoczniony na fig. 6, według której komora spalania 63 jest umieszczona między osadzonym na wale 60 wirnikiem 61 sprężarki i osadzonym na tym samym wale wirnikiem turbiny, składającym się z tarcz 62, 62' itd. W przedstawionym przykładzie wykonania komora spalania nie jest szczelnie osadzona między wirnikami, lecz wstawiona tak, że powstają szczeliny powietrzne 65, 66. W tarczach wirnika turbiny blisko wału są wykonane otwory 67, 67' itd., a za nimi żebra pierścieniowe 68, 68' itd. Te żebra pierścieniowe na sąsiednich tarczach nie przylegają do siebie lub przylegają tylko miejscami, wskutek czego między nimi powstają wolne przestrzenie do przepływu powietrza chłodzącego. Powyżej żebier pierścieniowych znajdują się w tarczach dalsze otwory przepływowe 69, 69' itd. Od strony sprężarki w komorze spalania 63 na przeciw strumienia powietrza, wypływającego ze sprężarki, znaj-

duje się krawędź kierująca 70, dzieląca strumień powietrza, płynącego ze sprężarki, na dwie części. Komora spalania jest osadzona w pierścieniu 71 osłony za pomocą narządów kierowniczych 72, wykonanych, jak wspomniano w opisie fig. 5, w różnych miejscach obwodu przestrzeni przepływowej, oznaczonych strzałkami i służących do kierowania części powietrza do komory spalania 63. Po stronie, zwróconej do turbiny, komora spalania posiada żebro pierścieniowe 73, oddzielone małą szczeliną od pierwszej tarczy wirnika turbiny.

Sposób działania tego urządzenia jest następujący. Strumień powietrza z sprężarki przepływa po rozdzieleniu przez krawędź kierowniczą 70 w kierunku strzałek częściowo do komory spalania, a częściowo wzdłuż jej zewnętrznej powierzchni kanałem 65 w kierunku promieniowym ku wałowi 60. Ta część strumienia służy do chłodzenia i przepływa przez otwory 67, 67' itd. w tarczach wirnika turbiny w kierunku osiowym do jego wnętrza, następnie przez znajdujące się między żebrami pierścieniowymi 68, 68' itd. szczeliny lub otwory wzdłuż tarcz promieniowo na zewnątrz, chłodząc wydalnie powierzchnie tarcz. Dalej strumień powietrza przepływa z powrotem otworami 69, 69' itd. do przestrzeni między wirnikiem turbiny i komorą spalania, a wreszcie kanałem 66 do turbiny, mieszając się jednocześnie z drugą częścią przepływającego czynnika roboczego.

Objętość gazu, przepływającego przez turbinę, jest największa przy wlocie do sprężarki i w niskosprężonej części turbiny. W celu uniknięcia, głównie w tym ostatnim miejscu, nadmiernie dużych długości łopatek, należy turbinę w jej niskopiętnej części wykonać o dużej średnicy. Aby jednak nie powstawały w tym przypadku nadmiernie duże szybkości obwodowe, należy liczbę obrotów tej części ustalić małą. Taki przykład wykonania przedstawia fig. 8.

W osłonie 43 znajduje się wirnik 44 zespołu, składającego się z sprężarki i turbiny, który przy pomocy łożysk 47, 47' jest osadzony obrotowo na wale 46 wirnika niskopiętnej 45 turbiny, uruchamiającego bezpośrednio urządzenie, zużywające energię (np. śmigło 57 samolotu). Wał 46 jest osadzony za pomocą łożysk 48, 48' w osłonie 43. Powietrze dopływa otworem wlotowym 49 sprężarki i przepływa przez nią i wysokopiętną część 50 turbiny do niskopiętnej jej części 45 o większej średnicy. Mechaniczne połączenie między wirnikami 44 i 45 stanowi przekładnia kół zębatach 51.

Według fig. 9 wirnik 52 niskopiętnej części sprężarki posiada większą średnicę, niż jej wirnik 53 części wysokopiętnej, i jest osadzony z wirnikiem 54 niskopiętnej części turbiny i urządzeniem, zużywającym energię (śmigłem 57), na wspólnym wale 56. Połączenie mechaniczne z zespołem wysokopiętnym 53 tworzy przekładnia kół zębatach 55.

Wymiary zespołu 44 lub 53 względnie podział na wysoko i niskopiętne części należy tak określić, żeby wypadkowa moc zespołu, zawierającego wysokopiętną część, równała się w przybliżeniu zeru, to znaczy, że moc wysokopiętnej części turbiny ma praktycznie pokrywać zapotrzebowanie pracy zbudowanej z nią części sprężarki, wskutek czego przenoszona za pomocą przekładni 51 względnie 55 moc użytkowa jest także równa zeru albo tylko bardzo mała. Przy takim rozdziale mechaniczne połączenie między grupą wysoko i niskopiętną w ogóle nie jest konieczne i pierwsza z tych grup będzie się obracać swobodnie, zaś zapotrzebowanie mocy części sprężarki, jak również moc części turbiny swobodnie obracającego się zespołu są wyrównywane samoczynnie w ten sposób, że szybkość kątowna tego zespołu zmienia się odpowiednio w stosunku do szybkości części urządzenia, oddającej pracę na zewnątrz.

Uwidocznione na rysunkach lub opisane ustroje stanowią tylko przykłady wykonania, a w celu wykonywania sposobu pracy według wynalazku mogą być w różny sposób zmieniane.

Z a s t r z e ż e n i a p a t e n t o w e .

1. Sposób pracy i regulacji turbiny gazowej, znamienny tym, że po uprzednim sprężeniu czynnika roboczego dopływ ciepła przez spalanie paliwa odbywa się najpierw przy stałym ciśnieniu przed wlotem do turbiny, a następnie podczas pierwszej części rozprężania w turbinie samej, najlepiej przy stałej temperaturze, dalsze zaś rozprężanie następuje bez dalszego dopływu ciepła spalania tak, by przebieg tegoż był jak najlepiej zbliżony do adiabaty.

2. Sposób według zastrz. 1, znamienny tym, że wielkość drugiego (adiabatycznego) okresu rozprężania jest tak określona, iż stosunek jego spadku ciśnienia (p_2/p_0) do całego spadku rozprężania (p_1/p_0) w turbinie, to znaczy względna wielkość okresu rozprężania adiabatycznego $\left(\frac{p_2 - p_0}{p_1 - p_0}\right)$ jest większa niż 0,05, jednakże mniejsza niż wartość obliczona ze wzoru $\frac{92 - p_1/p_0}{88}$.

3. Sposób według zastrz. 1 i 2, znamienny tym, że oprócz paliwa, doprowadzonego do komory spalania stałego ciśnienia przed dopływem do turbiny, doprowadza się paliwo aż do pośredniego stopnia turbiny także między jej stopniami w ilości i rozdzieleniu, zapewniającym w przybliżeniu izotermiczne rozprężanie.

4. Sposób według zastrz. 1 i 2, znamienny tym, że spalanie paliwa, doprowadzonego do komory spalania przed wejściem do turbiny, trwa nadal w początkowych stopniach turbiny przez zmniejszenie szybkości przebiegu spalania.

5. Sposób według zastrz. 1—4, znamienny tym, że strumień sprężonego po-

wietrza spalania po rozdzieleniu na dwie części przed komorą spalania jest doprowadzany do turbiny tak, iż jedna część tego powietrza jest kierowana do tej komory spalania, druga zaś część powietrza zostaje zmieszana ze spalinami, wypływającymi z komory spalania po przynajmniej częściowym spalaniu doprowadzonego do niej paliwa.

6. Sposób według zastrz. 1—5, znamienny tym, że przy zmianie mocy zmienia się wraz ze zmianą doprowadzanej ilości ciepła wskutek spalania paliwa także względna wielkość okresu rozprężania adiabatycznego.

7. Sposób według zastrz. 1—5 w przypadku stosowania paliwa ciekłego, znamienny tym, że przy zmianie mocy zmienia się dokładność rozpylania i tworzenia mieszanki.

8. Sposób według zastrz. 1—5 w przypadku stosowania paliwa ciekłego, znamienny tym, że przy zmniejszaniu mocy z pośród włączonych do komory spalania przed turbiną zaworów paliwowych zmniejsza się najpierw zasilanie zaworów, mniej dokładnie rozpylających.

9. Sposób według zastrz. 3, znamienny tym, że przy zmniejszaniu mocy zmniejsza się przede wszystkim zasilanie zaworów paliwowych, doprowadzających paliwo między stopnie turbiny.

10. Sposób według zastrz. 1—9, znamienny tym, że przy zmniejszeniu mocy powietrze, dopływające do sprężarki, może być dławione jednocześnie ze zmniejszeniem doprowadzania paliwa.

11. Zespół do wykonywania sposobu według zastrz. 1—10, składający się z turbiny gazowej, najlepiej o przepływie osiowym, komory spalania oraz sprężarki, napędzanej za pomocą turbiny gazowej, znamienny tym, że w komorze spalania, znajdującej się między sprężarką i turbiną i zasilanej za pomocą zaworów paliwowych, są umieszczone narządy kierownicze, się-

gające w głąb strumienia powietrza i służące do kierowania przynajmniej jednej części powietrza sprężonego.

12. Zespół według zastrz. 11, znamien-ny tym, że komora spalania jest wykonana w postaci współosiowej z turbiną skrzynki pierścieniowej, dookoła której wzdłuż jej ścian znajduje się kanał do przepływu części strumienia powietrza ze sprężarki, do którego ta część strumienia powietrza jest kierowana przez odpowiednią krawędź komory.

13. Zespół według zastrz. 12, znamien-ny tym, że posiada sprężarkę wirnikową z przepływem osiowym, w której obraca-jące się i nieruchome wieńce łopatek są umieszczone obok siebie bez przegród, a

średnia średnica każdego (nieruchomego lub ruchomego) wieńca łopatek jest przy- najmniej w przybliżeniu równa średniej arytmetycznej średnich średnic sąsiednich dwóch wieńców łopatek.

14. Zespół według zastrz. 12 i 13, zna- mienny tym, że spadek ciśnienia dla części nisko i wysokoprężnej turbiny jest tak do- brany, iż moc części wysokoprężnej turbi- ny pokrywa przynajmniej w przybliżeniu zapotrzebowanie mocy osadzonej z nią na wspólnym wale sprężarki lub części wyso- koprężnej tej sprężarki.

Georg Jendrassik
Zastępca: inż. F. Winnicki
rzecznik patentowy

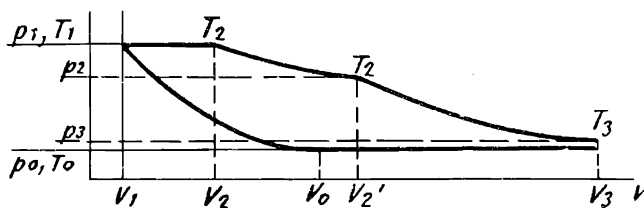


Fig. 1.

$$T_{max} \leq 600^{\circ}\text{C}.$$

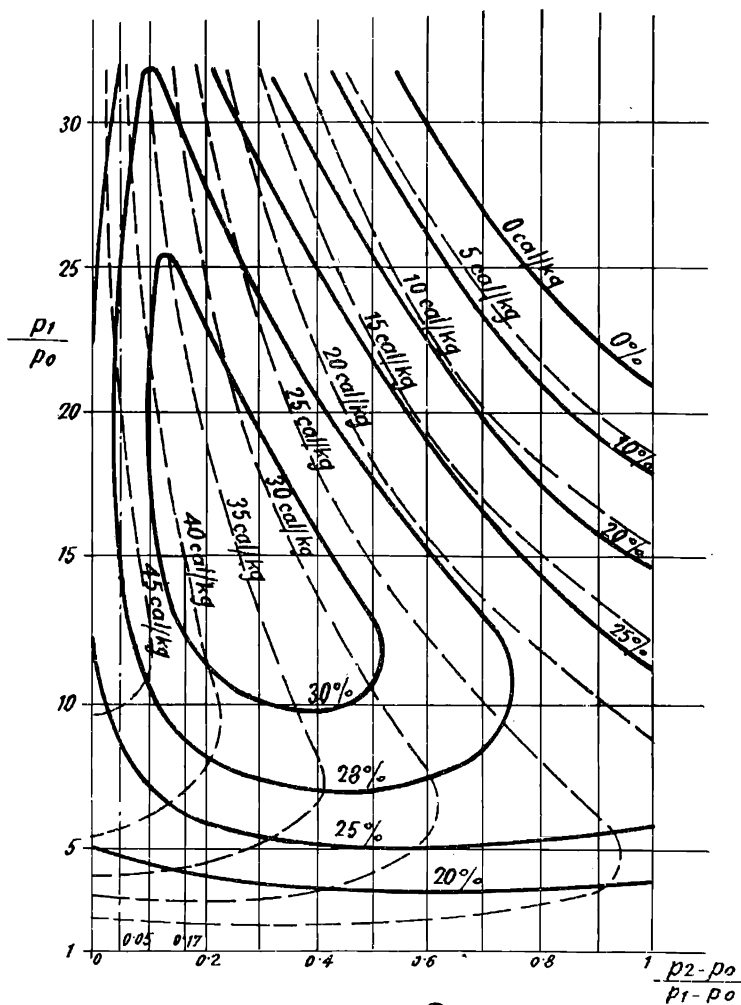


Fig. 2.

$$T_{max} \leq 650^{\circ}\text{C}.$$

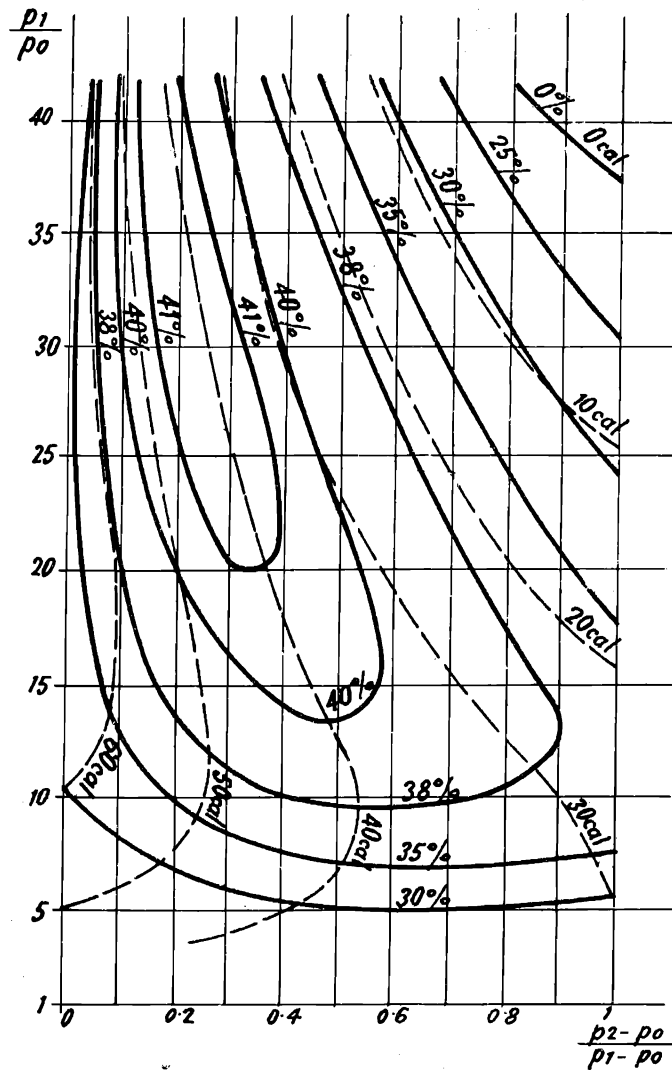


Fig. 3.

$$T_{max} \leq 700^{\circ}\text{C}.$$

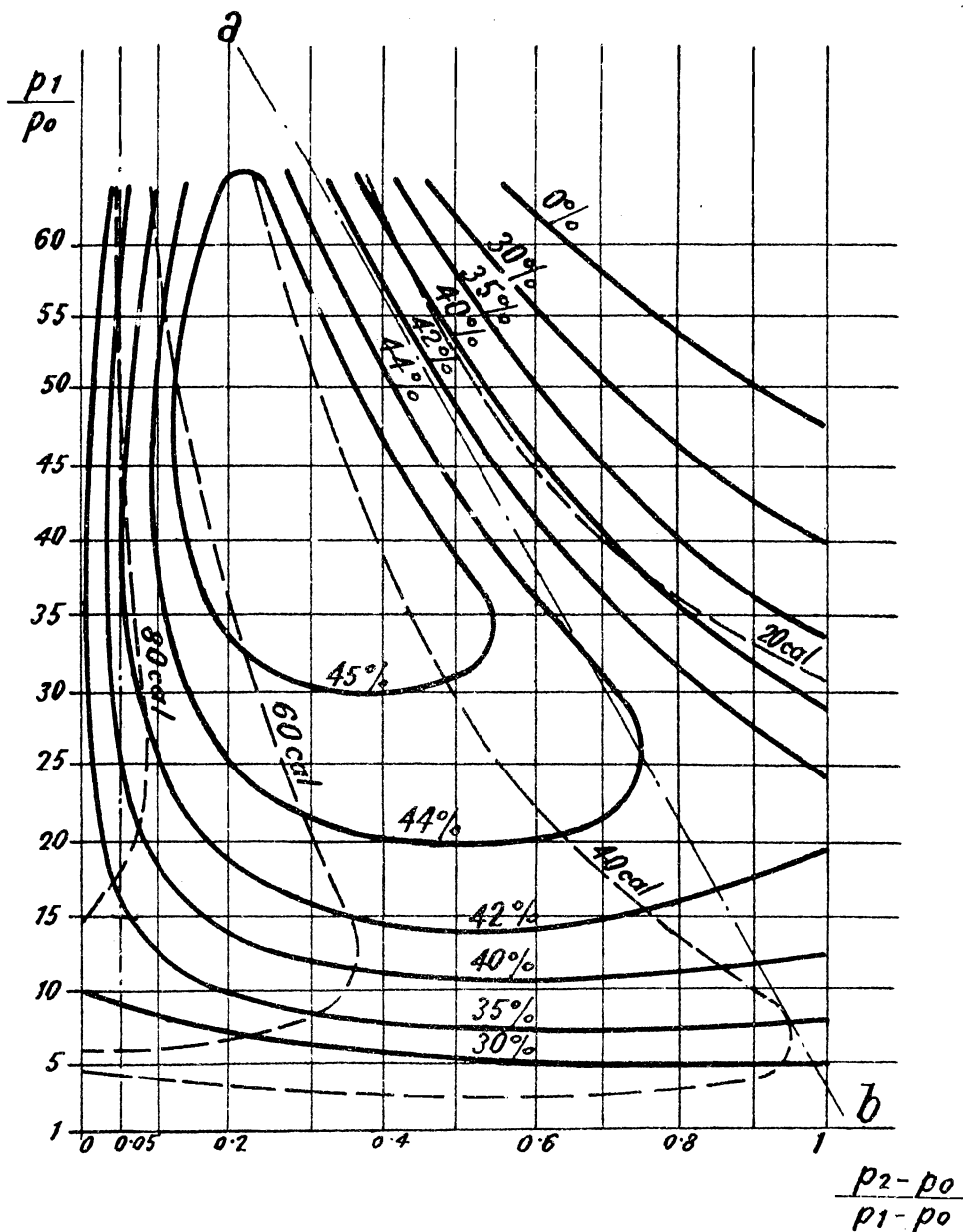


Fig. 4.

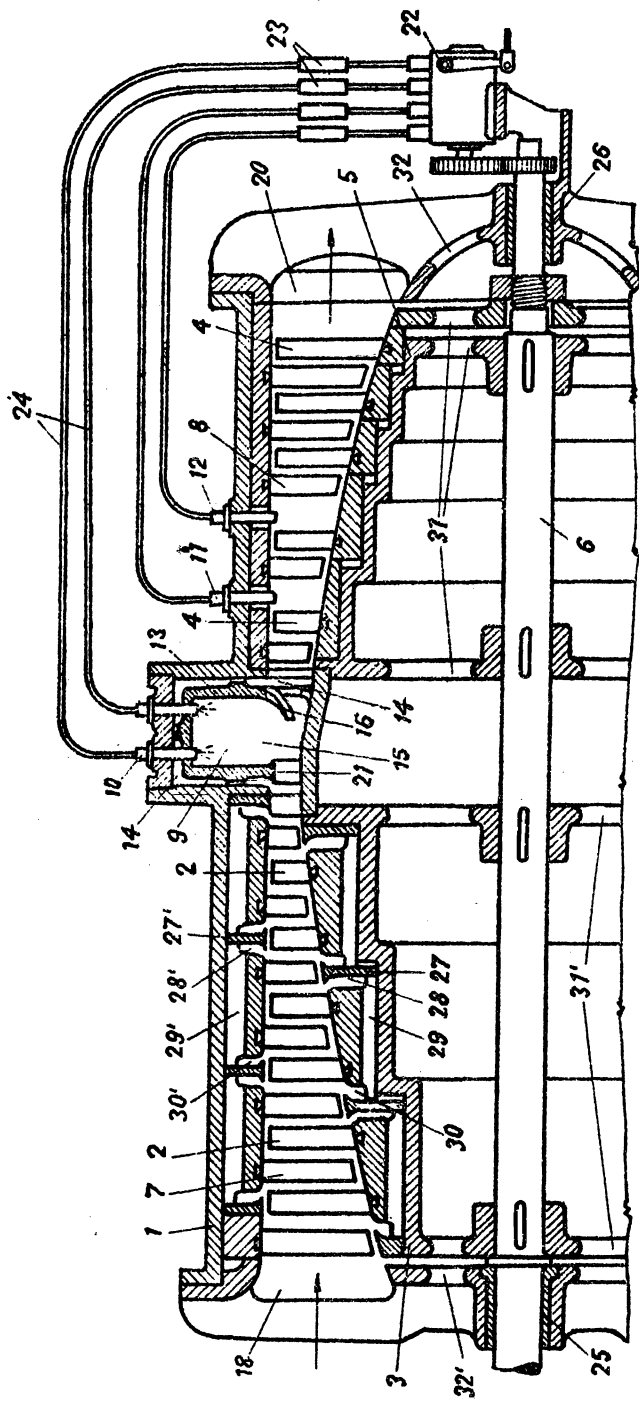


Fig. 5.

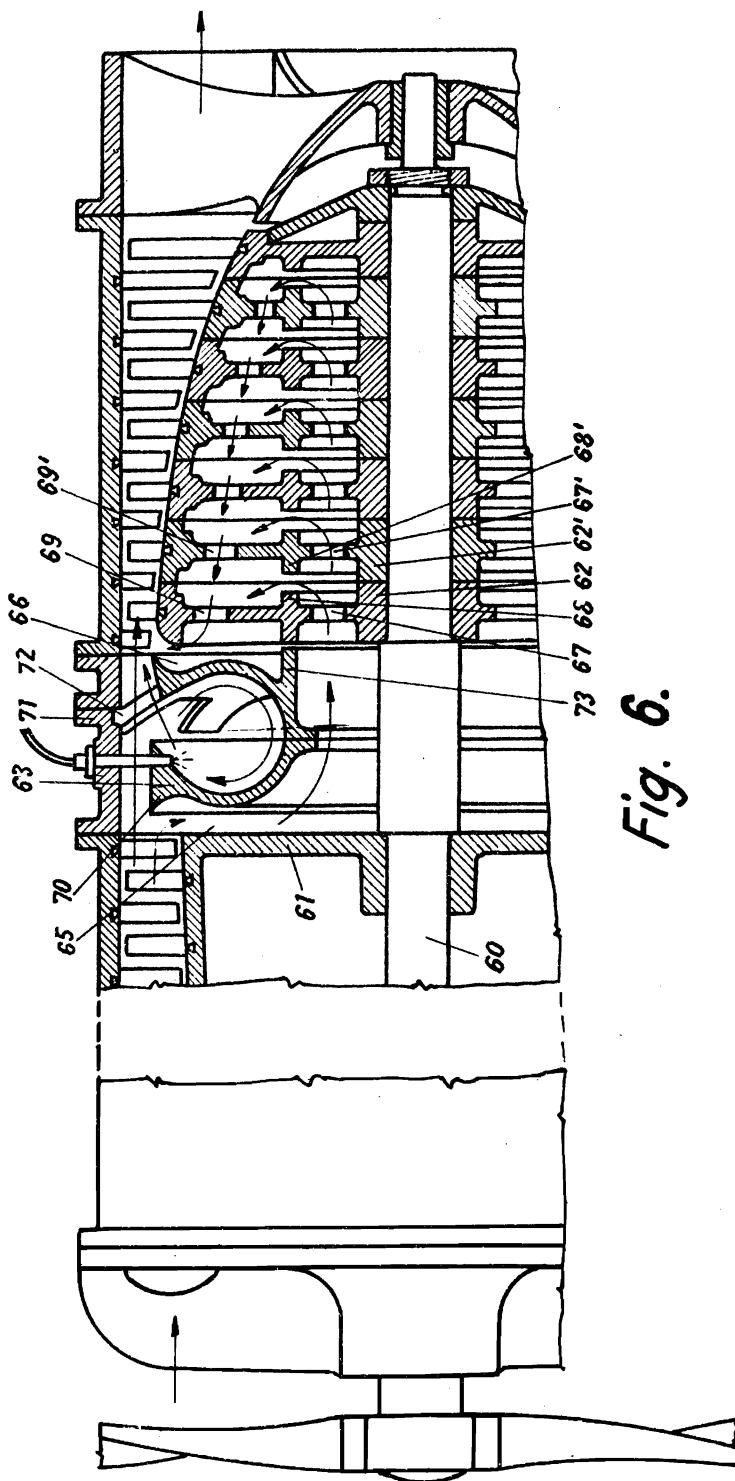


Fig. 6.

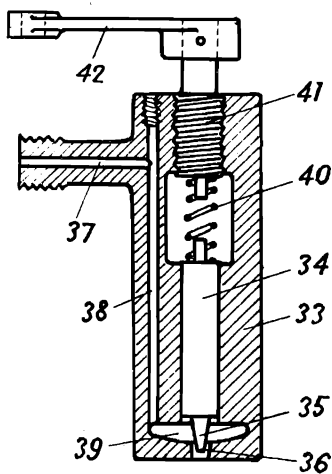


Fig. 7.

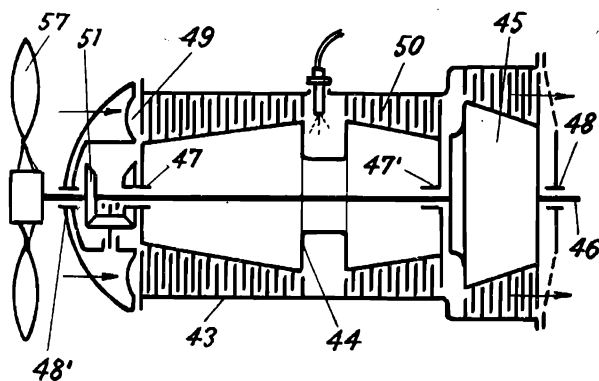


Fig. 8.

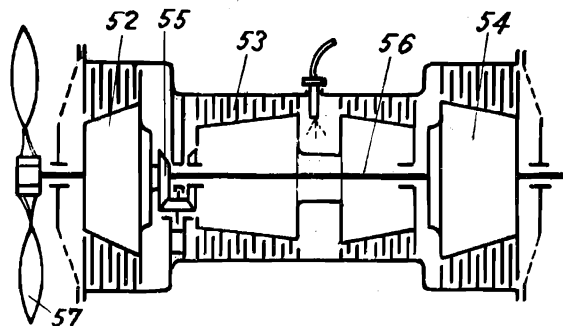


Fig. 9.