

ESTYMACJA PUNKTU PRACY SPRĘŻARKI I JEGO PARAMETRÓW W OPARCIU O CHARAKTERYSTYKI SPRĘŻAREK

ADAM KOZAKIEWICZ

Wojskowa Akademia Techniczna, ul. gen. Sylwestra Kaliskiego 2, 01-476 Warszawa
adam.kozakiewicz@wat.edu.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono problematykę związaną z estymacją punktu pracy sprężarki w oparciu o jej charakterystykę. Analizowano problematykę związaną z pracą poszczególnych stopni zespołu ze względu zmiany kąta natarcia strumienia w wyniku zmian prędkości obrotowych. Przedstawiono wyniki analizy numerycznej opływu stopnia sprężarki. Zanalizowano zmianę położenia linii pracy silnika w wyniku wyboru kąta natarcia na zakresie obliczeniowym. Zaprezentowano problematykę ze zmianą warunków pracy poszczególnych stopni sprężarki.

Słowa kluczowe: sprężarka osiowa, opływ palisady sprężarki, pompaż, turbinowe silniki odrzutowe.

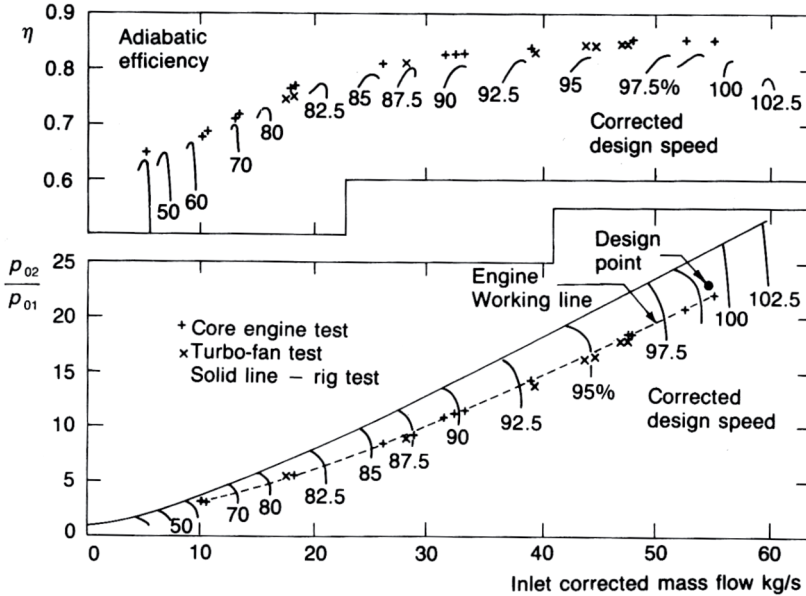
1. WPROWADZENIE

Rozpatrując podstawowe wymagania stawiane przed sprężarkami w zakresie ich parametrów należy rozpatrywać spręż, sprawność i moc potrzebną do napędu tego zespołu silnika. Dlatego, jak w każdym tego rodzaju urządzeniu, istotne jest określenie zakresu obliczeniowego pracy, na którym będzie ono mogło pracować dowolnie długo lub jest to punkt znajdujący się w pobliżu maksymalnych prędkości obrotowych związanych z maksymalnym sprężem. W celu określenia punktu pracy sprężarki wykorzystuje się jej charakterystyki. Charakterystyka sprężarki osiowej jest zależnością sprawności efektywnej sprężarki i sprężu od masowego (bądź objętościowego) natężenia przepływu, co określa stopień doskonałości procesu sprężania.

$$\eta_s^*; \pi_s^* = f\left(\frac{\dot{m}}{p_H T_H}\right) \text{ przy } p_H; T_H; n = const \quad (1)$$

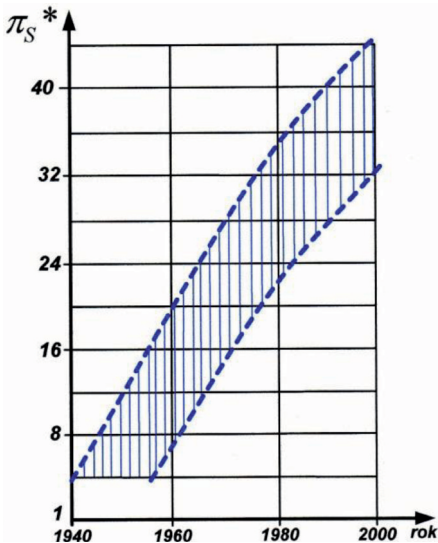
gdzie:

- η_s^* – sprawność efektywna sprężarki w parametrach spiętrzenia,
- π_s^* – spręż sprężarki w parametrach spiętrzenia,
- \dot{m} – masowe natężenie przepływu,
- p_H – ciśnienie atmosferyczne,
- T_H – temperatura otoczenia,
- n – prędkość obrotowa sprężarki.



Rys. 1. Charakterystyka sprężarki silnika E³* firmy General Electric [3].

Znajomość charakterystyki jest konieczna do określenia możliwości eksploatacyjnych silnika. W przypadku sprężarki silnika E³ (rys. 1) punkt obliczeniowy (design point) położony jest poniżej 100% prędkości obrotowej uzyskując spręż $\pi^*=20$ który w przypadku zakresu maksymalnego odpowiadającego 102,5% sprężarka osiąga $\pi^*=29$.



Rys. 2. Zmiany sprężu π_s^* w zależności od roku wprowadzenia silnika do produkcji [2].

W przypadku sprężarek osiowych wykorzystywanych w lotniczych silnikach turbinowych istnieje tendencja do ciągłego wzrostu tego parametru (rys. 2), co korzystnie wpływa na sprawność, gabaryty i masę całego silnika. Sprawności politropowe sprężarek osiągają obecnie wartość rzędu 92% przy sprężach $\pi^*=50$, które już występują np. w dwuprzepływowym odrzutowym silniku wentylatorowym RR Trent 1000.

W przypadku dostępnej charakterystyki (z precyzyjnymi danymi liczbowymi) przedstawionej na rysunku 1 – jest to tak zwana charakterystyka normalna, którą cechuje pewna niedoskonałość ze względu na zależność masowego natężenia przepływu strumienia \dot{m} od parametrów zewnętrznych otoczenia tzn. temperatury (T_H) i ciśnienia (p_H). Powoduje to, że tego typu charakterystyki nie są raczej wykorzystywane ze względu na ich ograniczoną przydatność w systemach sterowania podczas lotu sprężarkami a więc również i silnikami.

* General Electric E³ silnik zbudowany w ramach projektu Energy Efficient Engine o ciągu $K=16\,000$ daN, stopniu podziału masowego natężenia $\bar{m}=6,9$ i sprężu wentylatora 1,61.

2. LICZBY KRYTERIALNE A CHARAKTERYSTYKA SPRĘŻARKI

W celu ominięcia problemów związanych z wpływem temperatury i ciśnieniem otoczenia na masowe natężenie przepływu \dot{m} wprowadza się parametry kryterialne zgodnie z teorią dynamicznego podobieństwa. W sprężarkach, ażeby zachować dynamiczne podobieństwo, musi być zachowane geometryczne podobieństwo (w tym również w zakresie szorstkości powierzchni, kinematyki przepływu (trójkątów prędkości przepływu na wlocie wirników) i liczb kryterialnych (Ma , Re , Nu , Fr , k). O ile liczbę Nu odpowiadającą za wymianę ciepła i Fr (działanie sił ciężkości) można pominąć, to pozostałe należy uwzględnić.

Równanie masowego natężenia przepływu w postaci kryterialnej przy wykorzystaniu zależności termogazodynamicznej daje związek ze względną gęstością strumienia $q(\lambda)$.

$$\dot{m}_{kr} = \dot{m} \frac{\sqrt{T^*}}{p^*} = \bar{k} A q(\lambda) \quad (2)$$

gdzie:

T^* , p^* – temperatura i ciśnienie spiętrzenia strumienia,

$\bar{k} = f(k, R)$ – parametr będący funkcją właściwości czynnika roboczego,

A – pole przekroju kanału przepływowego sprężarki,

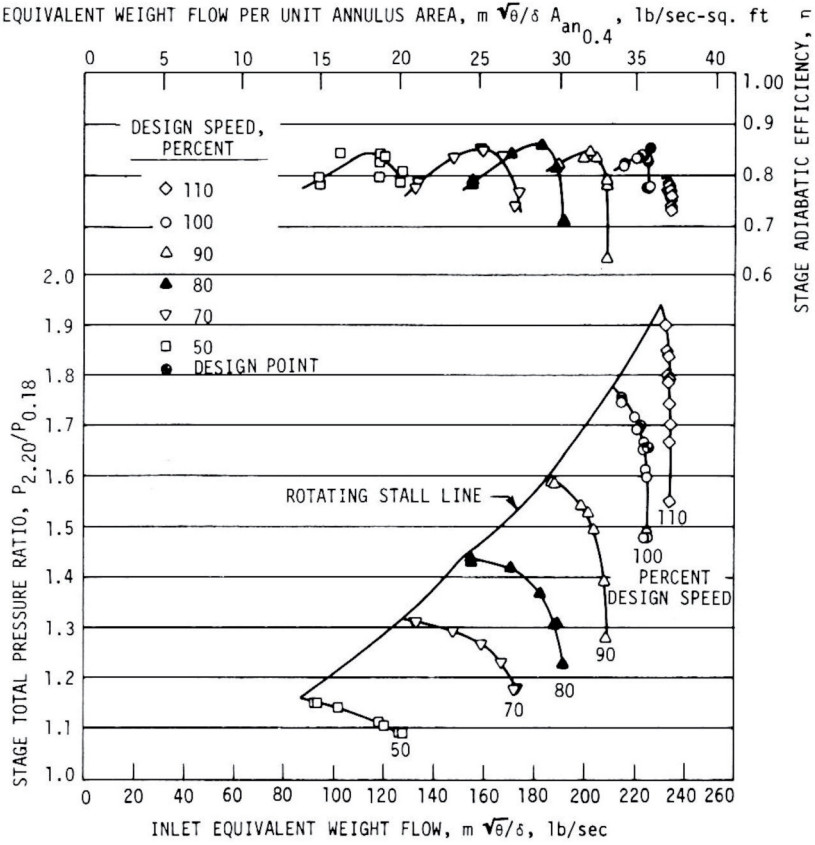
$q(\lambda)$ – względna gęstość czynnika roboczego,

W przypadku zachowania stałej wartości liczby Ma względem bezwzględnej prędkości przepływu $c_l = const$ i $q(\lambda) = const$ uzyskuje się stałą wartość kryterialnego masowego natężenia przepływu które redukuje się do warunków normalnych i zakresu maksymalnego. W przypadku fizycznej prędkości obrotowej n redukuje się ją również do prędkości obrotowej kryterialnej n_{kr} , poprzez liczbę podobieństwa jakim jest liczba Ma dla prędkości w kierunku obwodowym.

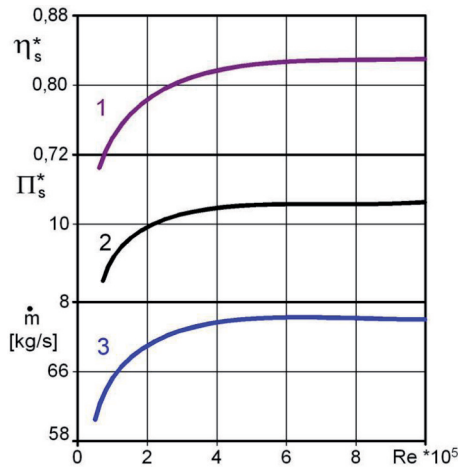
$$Ma_u = const \left(\frac{n}{\sqrt{T_1^*}} \right) = const(n_{kr}) \quad (3)$$

Wykorzystując parametry kryterialne uzyskiwana jest charakterystyka uniwersalna (rys. 3), której cechami jest:

- wzrost prędkości obrotowej powoduje wzrost kąta nachylenia krzywych zmiany sprężu w funkcji $\pi_s^* = f(\dot{m}_{kr})$ co związane jest z dyfuzorowością kanału, ze zmianą ścisłości strumienia przez wzrost liczby Macha i większą wrażliwością układu na zmianę kąta natarcia strumienia (przekłada się to na możliwość powstawania strat);
- przy maksymalnych prędkościach obrotowych (100-110%) gałęzie charakterystyk przechodzą w linie pionowe związane jest to z pojawianiem się prędkości krytycznych na ostatnich stopniach, w konsekwencji czego uzyskiwany jest maksymalny wydatek powietrza przy jednoczesnym możliwym szybkim wzroście strat;
- każdej prędkości obrotowej odpowiada granica pracy statecznej (rotating stall line), która ze wzrostem prędkości obrotowej rośnie, przy jednoczesnym zawężaniu się przedziału możliwości pracy ze zmianą wartości masowego natężenia przepływu powietrza (\dot{m}) i niewielkie zmiany \dot{m} prowadzą do wejścia w strefy pracy niedopuszczalnej (między innymi w pompaż).



Rys. 3. Charakterystyka uniwersalna sprężarki niskiego ciśnienia w układzie zależności sprężu $\pi_s^* = p_{2,20} / p_{0,18}$ i sprawności η od kryterialnego masowego natężenia przepływu $\dot{m}_{kr} = \sqrt{\Theta} / \delta$ [6].



Rys. 4. Wpływ liczby Reynoldsa na parametry pracy sprężarki: 1 – sprawność; 2 – spręż; 3 – natężenie przepływu [7].

Zmiana parametrów lotu, w tym szczególnie prędkości i wysokości, powoduje zmianę wartości liczby Reynoldsa, która maleje wraz z wysokością. W przypadku maszyn wirnikowych wartość jej wynosi powyżej 10^5 . Liczba Reynoldsa w swoim definicyjnym zapisie określa znaczenie sił bezwładności w odniesieniu do lepkości.

$$Re = \frac{w_1 b_1}{\nu_1} \quad (4)$$

gdzie:

w_1 – prędkość strumienia na wejściu do wirnika;

b_1 – cięciwa profilu pióra łopatki;

ν_1 – lepkość statyczna płynu;

Można również zamiast prędkości w_1 do wyznaczania Re wykorzystywać prędkość obrotową oraz w tym przypadku charakterystyczny wymiar liniowy musi występować w drugiej potęgde. Wartość jej uzależniona jest od wymiarów (średnicy) sprężarki lub długości piór łopatek oraz procesów laminarno-turbulentnych zachodzących w warstwie granicznej. Przy wykorzystaniu współczynnika lepkości dynamicznej liczbę Reynoldsa można uzależnić od parametrów spiętrzenia p_1^* , T_1^* na wejściu do sprężarki.

$$Re = f\left(\frac{p_1^*}{T_1^*}\right) \quad (5)$$

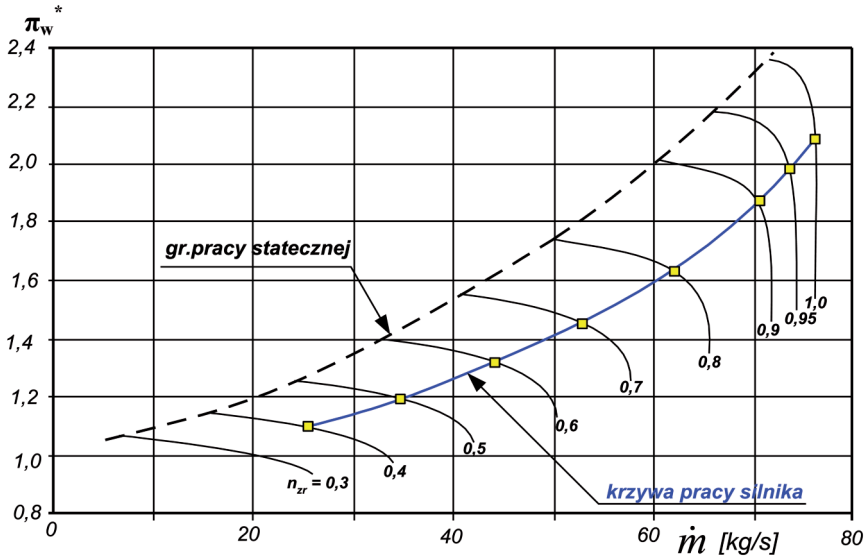
Wartość Re wpływa na \dot{m} , η_s^* i π_s^* (rys. 4). Powyżej wartości $Re > 2 \times 10^5$ wpływ jest niewielki [5], [7], lecz należy brać po uwagę położenie punktu pracy sprężarki w stosunku do GSP (granicy pracy statecznej). W przypadku bliskiego położenia (co jest normalne w przypadku lotów na dużych wysokościach) nawet nieznaczne zmiany sprężu mogą prowadzić do wchodzenia w zakresy pracy niestatecznej, szczególnie narażone na to są silniki o niedużych gabarytowo sprężarkach [7]. Wynika to z małych wartości liczb Reynoldsa.

3. ZMIANA PARAMETRÓW STRUMIENIA W STOPNIACH SPRĘŻARKI

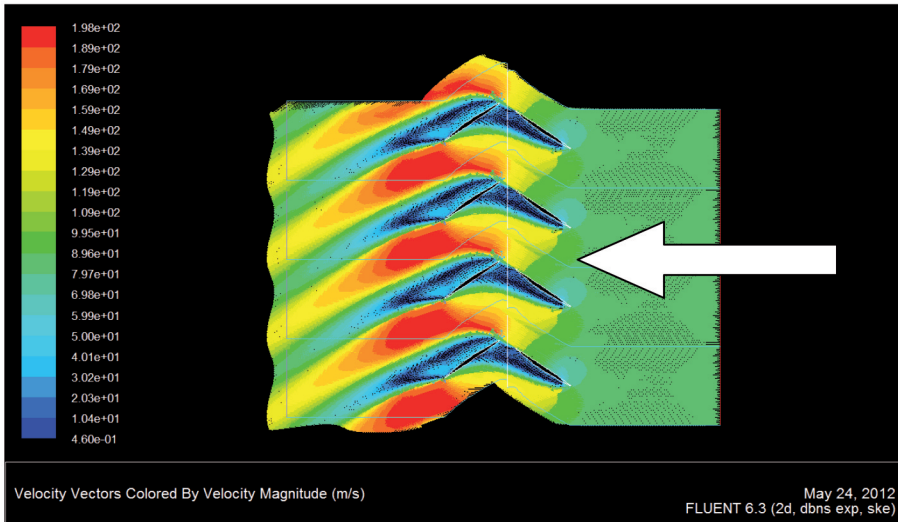
Praca sprężarki związana jest ze zmianami prędkości obrotowej co powoduje, że występuje konieczność wyznaczania krzywej pracy silnika – EWL (ang. engine working line – rys. 1) na zakresach ustalonych. W przypadku procesów przejściowych związanych z akceleracją i deceleracją następuje przemieszczenie się krzywej pracy silnika do góry lub do dołu. Istotne jest samo położenie krzywej na zakresach przejściowych w stosunku do granicy pracy statecznej jak również czasu zachodzącego procesu, który w sposób istotny powiązany jest z charakterystyką masowo-szywnościowego zespołu wirnika [9].

Celem ułatwienia analizy procesów zachodzących w zespole sprężarki (które obecnie mogą składać się nawet z trzech podzespołów) charakterystyka całego zespołu sprężarki może być dzielona na charakterystyki poszczególnych zespołów sprężarki (np. wentylatora – rysunek 5, sprężarki średniego i wysokiego ciśnienia).

Uzyskany charakter przebiegu krzywej pracy silnika na rysunku 5 odpowiada pracy wentylatora z ujemnymi kątami natarcia strumienia na pierwszych stopniach przy dodatnich kątach na ostatnich stopniach i jest zgodny z danymi literaturowymi [3]. Rozkład prędkości na pierwszym stopniu sprężarki (na wieńcu wirnikowym i kierownicy) przy ujemnym kącie natarcia przedstawia rysunek 6.

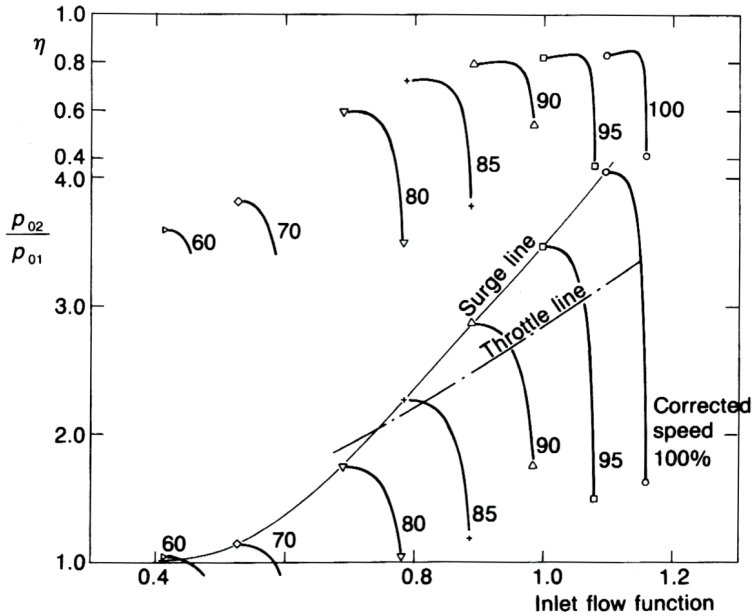


Rys. 5. Charakterystyka wentylatora z silnika typu DTSO o małym stopniu dwuprzepływowości z naniesioną linią pracy silnika na zakresach ustalonych [opracowanie własne]



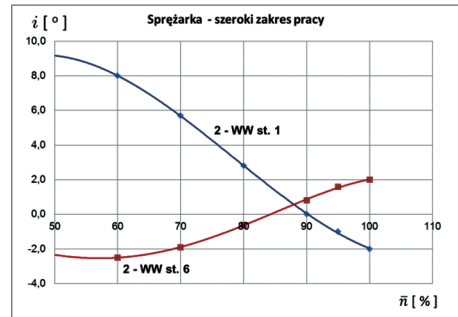
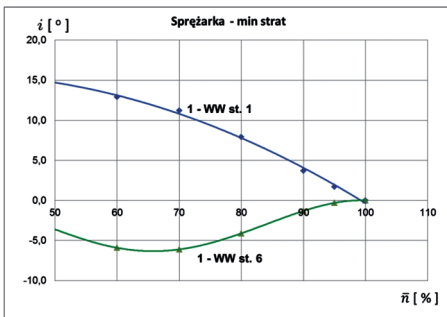
Rys. 6. Rozkład prędkości na pierwszym stopniu wentylatora (strzałka określa kierunek napływu strumienia powietrza) [opracowanie własne]

Zapewnia to w przypadku małych prędkości obrotowych silnika, poniżej 80%, pracę na zakresie pracy statecznej (wentylator nie będzie wchodził w pompaż). Zaprojektowany w ten sposób wentylator nie zapewnia jednak na zakresie obliczeniowym minimalnych strat, co nie pozwala na uzyskanie maksymalnej sprawności i sprężu. Układy konstrukcyjne projektowane pod względem minimalnych strat na zakresie obliczeniowym charakteryzują się podatnością związaną z wchodzeniem w pompaż na zakresie wysokich prędkości obrotowych już poniżej 85% (rys. 7). Jest to oczywista wada tego układu.



Rys. 7. Charakterystyka sprężarki projektowanej pod względem minimalnych strat na zakresie obliczeniowym, gdzie: surge line – granica pracy statecznej; throttle line – linia pracy sprężarki; corrected speed – zredukowana prędkość obrotowa [3].

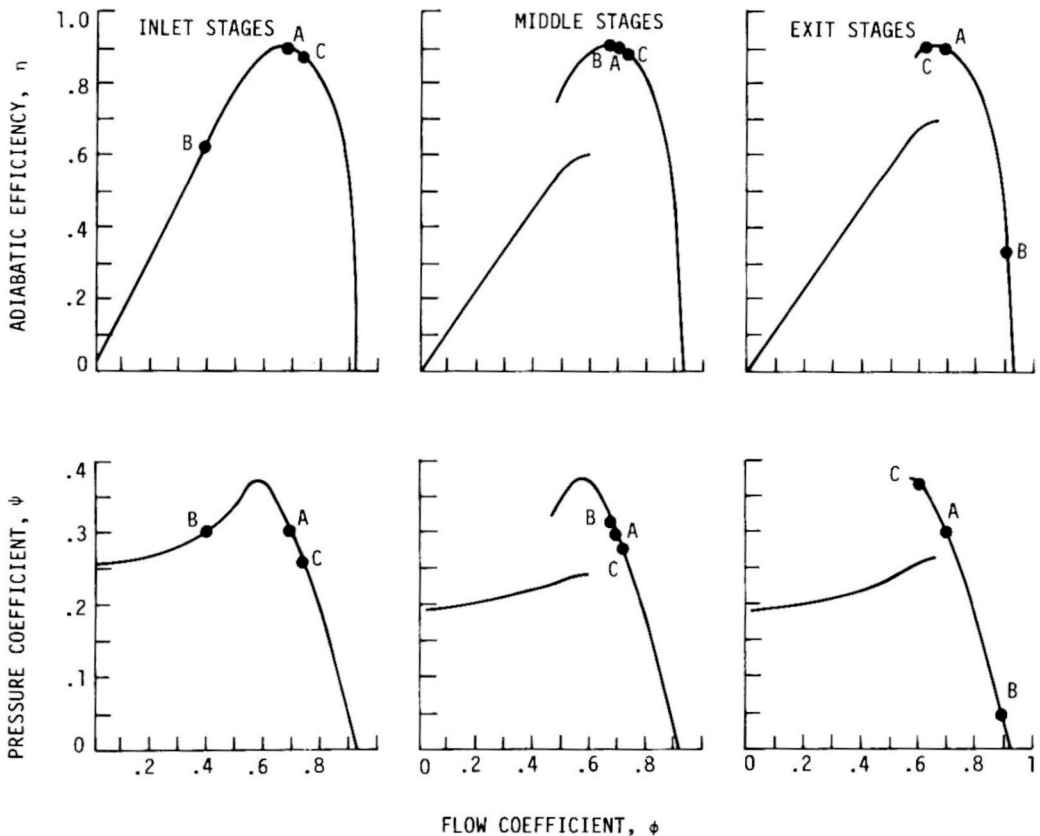
Położenie linii pracy (Throttle line) na zakresach ustalonych jest wynikiem doboru kątów natarcia palisady. W przypadku wyboru pracy na zakresie obliczeniowym z minimalnymi stratami, palisady winne pracować przy zerowych kątach natarcia i . Na rysunku 8 przedstawiono na podstawie przeprowadzonych analiz z danych literaturowych [3], [7] jak w takiej sytuacji zmieniają się kąty natarcia w zależności od zakresu pracy silnika (\bar{n} – prędkości obrotowej) pierwszego i ostatniego wieńca wirnikowego sprężarki. W przypadku pracy przy zerowym kącie natarcia na zakresie obliczeniowym (rys. 8a) powoduje dość znaczne zmiany kąta i ($\Delta i = 15^\circ$ – dla 1-go stopnia oraz $\Delta i = 6^\circ$ – dla 6-go stopnia) przy zmniejszającej się prędkości obrotowej. W przypadku pracy na zakresie obliczeniowym z ujemnymi kątami (rys. 8b) pierwszego stopnia (2 – WW st.1) uzyskuje się w dość szerokim zakresie mniejsze zmiany kąta natarcia ($\Delta i = 11^\circ$ – dla 1-go stopnia oraz $\Delta i = 4,5^\circ$ – dla 6-go stopnia).



Rys. 8. Zmiana kąta natarcia pierwszego (WW st.1) i ostatniego (WW st. 6) stopnia sprężarki od prędkości obrotowej silnika \bar{n} , gdzie a) sprężarka projektowana do pracy przy minimalnych stratach na zakresie obliczeniowym; b) sprężarka pracująca w szerokim zakresie prędkości obrotowych [opracowanie własne]

Istotnym zagadnieniem pracy sprężarki jest praca jako całego układu (rys. 1). Jak również zachowanie się poszczególnych stopni sprężarki osiowej wielostopniowej podczas zmiany zakresu (wyjście poza punkt obliczeniowy). Część tego zagadnienia została przedstawiona w postaci zmian kątów natarcia strumienia lecz nie wyczerpuje to całości zagadnienia.

W celu estymacji punktu pracy (bądź zakresu pracy) należy analizować zachowania się również parametrów pracy poszczególnych stopni. Analiza tego procesu została przedstawiona na rysunku 9. Punktem obliczeniowym pracy zespołu jest punkt A. Natomiast punkty B i C odpowiadają pracy przy zmieniającym się masowym natężeniu przepływu powietrza, wyrażonym przez współczynnik przepływu (ang. flow coefficient) $\phi = V_a / U$. W przypadku znacznego spadku wartości współczynnika (poniżej wartości obliczeniowej) przy spadku prędkości obrotowej silnika, punkt pracy przesunął się do punktu B, co spowodowało obniżenie współczynnika ciśnienia $\psi = \Delta h_{iz} / U^2$ na pierwszym stopniu (INLET STAGES) i na ostatnim (EXIT STAGES). W przypadku stopnia ostatniego dodatkowo następuje wzrost wartości współczynnika przepływu ϕ powyżej wartości obliczeniowej. Ze względu na dużą stromość przebiegu charakterystyki ostatniego stopnia w stosunku do pierwszego, to nieznaczna zmiana ϕ na ostatnim stopniu daje o wiele większe zmiany ψ aniżeli na pierwszym. Jeżeli spadek ϕ byłby niewielki, przy stałej prędkości obrotowej sprężarki, spowodowało by to wzrost współczynnika ciśnienia ψ , a nie spadek.



Rys. 9. Zmiana położenia punktu pracy w stopniu pierwszym, środkowym i ostatnim w zależności od zmiany współczynnika przepływu ϕ w danym stopniu

Sytuacja odwrotna tzn. wzrost wartości ϕ powyżej wartości obliczeniowej (w punkcie A) na wlocie, czyli przemieszczenie się punktu pracy do punkt C, spowoduje na stopniu końcowym wzrost współczynnika ciśnienia powyżej obliczeniowego przy spadku współczynnika wydatku poniżej obliczeniowego. Zmiana sprawności adiabaticznej sprężarki (ang. adiabatic efficiency) η jest analogiczna do zmian współczynnika ciśnienia z jednym zastrzeżeniem, że w przypadku pracy w punkcie B na wlocie następuje duży spadek sprawności, z powodu zbyt niskich wartości masowego natężenia przepływu powodujących niestabilność przepływu. W przypadku stopni środkowych (MIDDLE STAGES) zmiana parametru przepływu na stopniu pierwszym w małym stopniu przekłada się na zmiany parametrów na stopniach środkowych.

4. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono złożoność estymacji punktu pracy zespołu sprężarki osiowej z uwagi na złożoność procesu zachodzącego w sprężarce tego typu. Z jednej strony dużą zaletą tego typu zespołu jest możliwość tworzenia układów składających się z „dowolnej” liczby stopni o jednakowych zasadach pracy każdego z nich. Z drugiej strony występuje problem pogodzenia punktu pracy szczególnie pierwszego i ostatniego stopnia sprężarki w układach wielostopniowych. Związane jest to z utrzymaniem odpowiednich parametrów takich jak sprawność, spręż czy odpowiedniego współczynnika wydatku strumienia – celem uniemożliwienia wchodzenia w zakresy pracy niestatecznej. Estymacja parametrów pracy (punktu pracy) wpływa w istotny sposób na pracę układu (na położenie linii pracy), i może zawężyć zakres pracy silnika (sprężarki) z uwagi na możliwość wchodzenia w pompaż. Przedstawione analizy dostarczają istotną informację, że praca z ujemnymi kątami natarcia w punkcie obliczeniowym daje korzystniejsze warunki pracy sprężarki ze względu na zmiany prędkości obrotowych. Określanie warunków pracy oraz położenia punktów pracy na charakterystyce jest istotne z punktu możliwości badań zapasu stateczności sprężarki.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Antas S. Ocena wpływu wybranych metod modyfikacji maszyn wirnikowych turbinowych silników śmigłowych i śmigłowcowych na zapas statecznej pracy sprężarki, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2006;
- [2] Balicki W., Chachurski R., Głowacki P., Kawalec K., Kozakiewicz A., Pągowski Z., Szczeciński J., Szczeciński S., Lotnicze silniki turbinowe. Konstrukcja-Eksploatacja-Diagnostyka, cz. 1, Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, Warszawa 2012,
- [3] Cumpusty N.A., Compressor aerodynamics, Krieger Publishing Company, Florida 2004;
- [4] Doyle V.L. and Koch C.C., Evaluation of Range and Distortion Tolerance for High Mach Number Transonic Fan Stages, Design Report, NASA CR-72720;
- [5] Dźygadło i in., Napędy Lotnicze. Zespoły wirnikowe silników turbinowych, WKiŁ, Warszawa 1982;
- [6] Gordon C. Oates, Aerothermodynamics of Aircraft Engine Components, American Institute of Aeronautics and Astronautics, New York, 1985;
- [7] Казанджан П.К., Теория авиационных двигателей. Теория лопаточных машин, Машиностроение, Москва 1995;
- [8] Muszyński M., Orkisz M., Modelowanie turbinowych silników odrzutowych, Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa, Warszawa 1997;
- [9] Orkisz M., Charakterystyki użytkowe turbinowych silników odrzutowych a stateczność pracy sprężarki, WOSL, Dęblin 1990;

ESTIMATING THE COMPRESSOR'S WORKS POINT AND ITS PARAMETERS BASED ON PERFORMANCE OF COMPRESSORS

Abstract

This paper presents problems concerning the estimation of the point works of the compressor and its parameters based on its characteristics. Problems connected with the work of individual compressor stages regarding the change of the angle of attack stream as a result of changes in rotating velocities were analysed. Results of the numerical analysis of the stage compressor's round flow were demonstrated. The dislocation of the work line of the engine as a result of the choice of the angle of attack on the computational range were presented. Problems with modifying work conditions for individual compressor stages were presented.

Keywords: axial compressor, flow around grid of blades, surge, turbine-jet engine.