

mgr inż. Zbigniew Jędrzejowski
dr inż. Andrzej Miller

Instytut Techniki Ciepłej

KONCEPCJA MODELI MATEMATYCZNYCH ZESPOŁU SPRĘŻARKA-TURBINA NAPĘDZAJĄCA, PRACUJĄCEGO ZE ZMIENNĄ PRĘDKOŚCIĄ OBROTOWĄ

1. Wstęp

W ostatnich latach obserwuje się na świecie gwałtowny rozwój automatyzacji kompleksowej całych procesów technologicznych, związany z wprowadzaniem do sterowania elektronicznych maszyn cyfrowych. Tendencje takie występują najwyraźniej w przemyśle chemicznym, energetyce i hutnictwie.

Do pełnego wykorzystania możliwości maszyny cyfrowej w systemach automatyki kompleksowej i optymalnego sterowania niezbędna jest możliwie dokładna znajomość związków między parametrami procesu i budowa na tej podstawie odpowiednich modeli matematycznych [1], [6].

W ciągach technologicznych, w szczególności w przemyśle chemicznym, często występują ciepłe maszyny wirnikowe (turbiny i sprężarki) pracujące odrębnie lub w zespołach turbosprężarek. Przy wprowadzaniu systemów optymalnego sterowania potrzebne są wtedy odpowiednie modele matematyczne maszyn wirnikowych, stanowiące elementy nadrzędnego modelu instalacji.

W pracy niniejszej podano koncepcję budowy modelu matematycznego turbosprężarki, pracującej ze zmienną prędkością obrotową. Wykorzystano tu również opracowania własne autorów, wykonane w ITC PW [2], [3].

Przedmiotem rozważań są modele matematyczne statyczne, pozwalające na wyznaczenie osiąarów i wynikających z nich charakterystyk obiektów modelowania w zmiennych warunkach pracy, niezbyt odległych od warunków znamionowych. Określenie model statyczny oznacza, że rozpatrywane są tylko stany ustalone;

nie rozważa się procesów przejściowych. Jako granice możliwych zmian warunków pracy obiektów, w których modele matematyczne zachowują ważność, przyjmować można zwykle zmiany wydatku maszyn w granicach 50-110% wydatku nominalnego.

Ze względu na odmiennosć podejścia przy modelowaniu turbin i sprężarek, celowa wydaje się budowa modeli osobnych dla każdej z tych maszyn, a dopiero późniejsze połączenie w całość modelu turbospężarki. Z tego względu w pracy niniejszej modele turbin i sprężarek zostaną omówione oddzielnie.

Opracowane modele turbin i sprężarek z zasady mają być elementami nadrzędnego modelu instalacji. W praktyce, w konkretnej instalacji, szczególnie w przypadku przemysłu chemicznego, spotyka się zwykle bardzo różnorodne typy cieplnych maszyn wirnikowych pochodzących z różnych wytwórni, odmienne pod względem konstrukcyjnym, przeznaczone do rozmaitych czynników roboczych, o parametrach zmieniających się w bardzo szerokich granicach, różniące się zasadami regulacji i zabezpieczeń itd.

Pomimo tego celowe jest dążenie do możliwie pełnej unifikacji modeli tak turbin jak i sprężarek, które powinny mieć formę uniwersalnych elementów (procedur), z których można by zestawić modele wszystkich rozważanych obiektów. Modele poszczególnych maszyn powinny różnić się zasadniczo tylko wartościami współczynników (parametrów) modelu. Parametry modeli powinny być wybrane w taki sposób, aby umożliwić identyfikację modeli na podstawie danych pomiarowych z procesu [16]. Zestawy wielkości zadanych do obliczeń i poszukiwanych w obliczeniach modeli, turbin i sprężarek (dane i szukane) są na ogół różne w poszczególnych przypadkach, zależnie od przeznaczenia obiektu i należy dążyć do uniwersalności modeli również i w tym względzie.

Rodzaj i zakres posiadanych danych charakteryzujących modelowany obiekt ma istotny wpływ na wybór typu modelu matematycznego jak i obszaru pracy obiektu, który model odwzorowuje.

W budowie modeli matematycznych wykorzystuje się zarówno ogólniejsze własności turbin i sprężarek i ich elementów, znane z różnych prac teoretycznych i doświadczalnych, jak i szczegółowe dane o konkretnych maszynach będących obiektami modelo-

wania. Dla zapewnienia uniwersalności modeli, należy dążyć w rozważaniach do ograniczenia do niezbędnego minimum (związanego z dokładnością wyników) wykorzystania w modelach danych szczegółowych o maszynach, np. geometrii części przepływowej itp.

Wspomniane dane szczegółowe są niejednokrotnie w praktyce trudne do uzyskania, co tym bardziej zmusza do eliminowania tych typów modeli, w których wykorzystanie takich danych jest niezbędne.

Przy budowie modeli i algorytmów rozwiązania, zachowując wymaganą dokładność należy dążyć do możliwie największego skrócenia czasu obliczeń i zmniejszenia obciążenia pamięci emc, co w oczywisty sposób wynika z przeznaczenia modeli.

2. Modele turbin

Przeprowadzone analizy wykazały, że w ogólnym przypadku możliwe jest zbudowanie modeli turbin w trzech, niżej omawianych wariantach.

2.1. Wariant I

Pierwszy wariant oparty jest na wykorzystaniu potwierdzonej licznymi obserwacjami praktycznie liniowej zależności zużycia pary od mocy turbiny [4]. Właściwość ta dotyczy zasadniczo wszystkich typów turbin, jednak sposób określenia i zakres stosowalności tej zależności różni się w poszczególnych przypadkach, co wymaga odpowiednich modyfikacji. Można tu wprowadzić poprawki uwzględniające zmiany prędkości obrotowej, parametrów czynnika roboczego na wlocie oraz ciśnienia w upustach i na wylocie z turbiny. Model taki umożliwia określenie głównych charakterystyk turbiny z dokładnością wystarczającą przy sporządzaniu bilansów masowych i energetycznych instalacji. Nie ma tu jednak bezpośrednio możliwości dokładniejszego określenia parametrów pary odlotowej i upustowej z turbiny.

W przypadku turbin bez regulowanych upustów, pracujących przy stałej prędkości obrotowej (głównie turbiny napędzające generatory elektryczne) omawiana zależność ma postać:

$$G = G_j + (G_o - G_j) \frac{N}{N_o} \bar{H}, \quad (2.1)$$

gdzie:

$$\bar{H} = \frac{H_o}{H},$$

G - natężenie przepływu czynnika roboczego przez turbinę,

N - moc turbiny na sprzęgle,

G_j - natężenie przepływu (zwykle pozorne), przy którym $N = 0$,

H - izentropowy spadek entalpii w turbinie wyznaczony za pomocą odpowiednich procedur, zależnie od rodzaju czynnika roboczego [10], [3],

indeks "o" dotyczy wartości w warunkach znamionowych.

W przypadku turbin kondensacyjnych zależnością tą można posługiwać się w zakresie mocy od największej N_{max} do ok. $0,25 N_{max}$. Dla turbin przeciwprężnych na różne czynniki robocze, zależność ta słuszna jest w większym zakresie mocy od N_{max} do ok. $0,5 N_{max}$.

Badania wykazują, że zależność $N = f(G)$ przy stałej, ale różnej od znamionowej prędkości obrotowej n zachowuje liniowy charakter w szerokim zakresie, podobnie jak w przypadku $n = n_o = \text{const}$ [5], [6], [7].

Zmiany prędkości obrotowej w małym tylko stopniu wpływają na przelotność turbiny, mogą natomiast zmienić moc w nieco większym stopniu, poprzez zmiany sprawności turbiny. Charakterystyka $G = f(N)$ turbiny ulega przy tym przesunięciu i obróceniu w stosunku do stanu przy $n = n_o = \text{const}$. Pomijając wpływ zmiany prędkości obrotowej na przelotność turbiny, co jest dopuszczalne w rozpatrywanym przypadku, otrzymuje się

$$G = G_{j_o} B(n) + \left[G_o - G_{j_o} B(n) \right] \frac{N}{N_o} A(n) \bar{H}. \quad (2.2)$$

Współczynnik $A(n)$, równy stosunkowi bieżącej sprawności η i znamionowej sprawności turbiny η_0 , może być opisany zależnością przez Krutera [6],

$$\frac{\eta}{\eta_0} = 1 - \left| \frac{n}{n_0} - 1 \right|^{C_1} \quad (2.3)$$

a współczynnik $B(n)$ można przedstawić w postaci

$$B(n) = C_2 \left(\frac{n}{n_0} \right) - C_3 \left(\frac{n}{n_0} \right)^2, \quad (2.4)$$

gdzie:

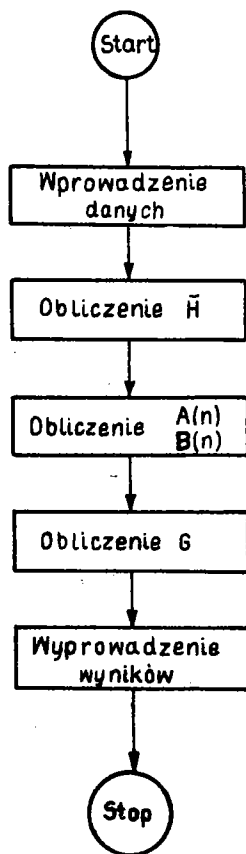
C_1, C_2, C_3 są wielkościami stałymi dla konkretnego typu turbiny.

Schemat blokowy obliczeń w modelu turbiny przedstawiono na rys.1.

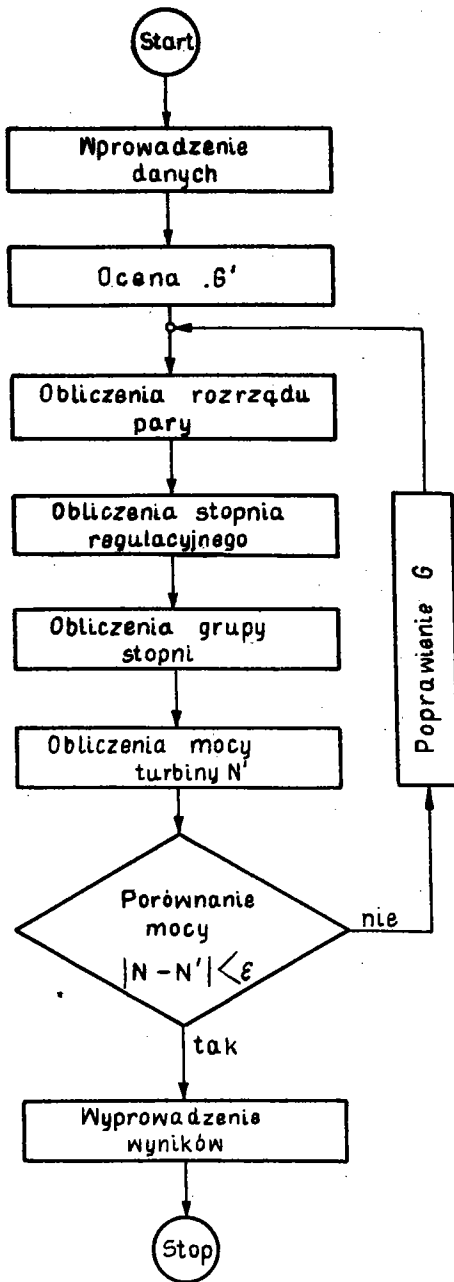
W turbinie z regulowanym upustem pary wyróżnić można dwie odrębne części: część WP przed upustem regulowanym oraz część NP za nim. Te dwie części turbiny np. upustowo-kondensacyjnej mogą być traktowane w rozwiązaniach jako układ dwóch turbin: przeciwprężnej i kondensacyjnej z własnymi organami rozrzędu pary na wlocie, pracujących szeregowo po stronie parowej i oddających moc na wspólny wał. W związku z tym dla każdej turbiny oddzielnie słuszne są powyższe zależności i łącząc je otrzymuje się potrzebny związek dla turbiny z regulowanym upustem.

2.2. Wariant II

Charakterystyki turbiny w zmiennych warunkach pracy określone są głównie przez właściwości części przepływowej turbiny. Dla zbudowania uniwersalnego modelu matematycznego tur-



Rys.1. Schemat blokowy obliczeń w modelu turbiny bez upustu (wariant I) w przypadku danej mocy turbiny i określonych parametrów pary



Rys.2. Schemat blokowy obliczeń w modelu turbiny bez upustu (wariant II) w przypadku danej mocy turbiny i określonych parametrów pary

biny należy dokonać odpowiedniego podziału części przepływowej na elementy wspólne dla turbin różnych typów i określić uniwersalne modele tych elementów. Pozwoli to na zestawienie z tych modeli zespołów modelu rozpatrywanej, konkretnej turbiny, praktycznie niezależnie od jej konstrukcji. Wymagania te można spełnić wyróżniając w części przepływowej turbiny układ rozrządu pary, stopień regulacyjny i grupę stopni nieregulowanych. Powyższy podział wydaje się być najbardziej racjonalny ze względu na możliwość wyznaczenia poszukiwanych wielkości, dokładność, szybkość i prostotę obliczeń w modelu, uniwersalność modelu oraz ograniczenie zakresu potrzebnych szczegółowych danych o turbinie.

Model każdej konkretnej turbiny składa się z modeli elementów, różniących się w poszczególnych przypadkach tylko wartościami parametrów liczbowych modelu. Modele elementów mogą więc spełniać rolę procedur wspólnych dla wszystkich turbin. W poszczególnych przypadkach w modelu turbiny może nie występować któryś z modeli elementów, np. model stopnia regulacyjnego, czy grupy stopni nieregulowanych.

Modele elementów oparte są na wykorzystaniu ogólnych ich własności, znanych z literatury. Wykorzystuje się tutaj również opracowania własne autorów, wykonane w ITC PW. Model stopnia regulacyjnego oparto na wynikach prac [8], [15], model rozrządu pary na opracowaniach [8], [15], w modelu grupy stopni nieregulowanych wykorzystano prace własne [7], [8] oraz pracę Beckmanna [9], moc turbiny wyznacza się z zależności podanych w opracowaniach [15]. Schemat blokowy obliczeń w takim modelu turbiny, bez upustu przedstawiono na rys.2.

2.3. Porównanie wariantów modeli turbin

Modele wg wariantu I pozwalają na określenie mocy lub zużycie czynnika roboczego przez turbinę z dokładnością wystarczającą dla wykonania bilansów masowych i energetycznych instalacji w dostatecznie szerokim zakresie zmian warunków pracy instalacji. Przy właściwym określeniu parametrów modeli wg wariantu II dokładność ich oraz zakres stosowalności ze względu na zmiany warunków jest większy [2], [3]. Doświadczalne wy-

znaczenie parametrów i weryfikacja modeli jest znacznie łatwiejsza w wariancie I. W wariancie II niezbędne są specjalistyczne pomiary turbin. Przebieg obliczeń w modelach wg wariantu I jest znacznie prostszy. Poszukiwane wielkości otrzymuje się bezpośrednio w wyniku sekwencyjnych obliczeń.

Uważać można, że główną zaletą modeli wg wariantu II, jest możliwość określania parametrów czynnika roboczego na upustach i na wylocie z turbin. Z punktu widzenia pracy instalacji określenie parametrów pary w upustach i na wylocie z turbin przeciwprężnych ma większe znaczenie niż znajomość parametrów odlotowych z turbin kondensacyjnych. W związku z tym, wysunąć można trzeci, kombinowany wariant modelu turbin upustowych i przeciwprężnych; wariant ten opiera się zasadniczo na modelach wg wariantu I dla określenia osiąarów turbiny. Parametry czynnika w upustach i na wylocie z turbin przeciwprężnych określa się tu uzupełniając model odpowiednimi fragmentami modelu wg wariantu II. Obliczenia parametrów pary przebiegają w takim przypadku również sekwencyjnie. Schemat blokowy obliczeń wg rys.1 uzupełniony jest dodatkowym blokiem dla określenia parametrów, czego dla uproszczenia oddzielnie nie pokazano.

We wszystkich wariantach w modelach zawarte są informacje o dopuszczalnych, bezpiecznych warunkach pracy maszyn i każdorazowe ich przekroczenie jest odpowiednio sygnalizowane, czego również dla uproszczenia na schematach blokowych nie pokazano.

3. Modele sprężarek

Przy opracowaniu modeli matematycznych wielostopniowej sprężarki promieniowej, podobnie jak w przypadku turbiny, wykorzystuje się ogólne właściwości sprężarek, znane z wyniku różnych prac teoretycznych i doświadczalnych, jak i szczególne dane o konkretnych sprężarkach będących obiektami modelowania.

Niestety w przypadku sprężarek brak jest prostego uniwersalnego, przybliżonego chociażby prawa przepływów, podobnego

do prawa stożków dla turbiny [11]. Pełna analiza teoretyczna pracy sprężarki w zmiennych warunkach jest zagadnieniem złożonym i niedostatecznie jeszcze opracowanym [11], [13], [14].

Brak dostatecznie dokładnego podejścia teoretycznego, szczególnie dla przypadku zmiennej prędkości obrotowej, jak i na ogół ograniczona ilość informacji o samych obiektach modelowania, eliminują możliwość budowy modelu w sposób identyczny jak w przypadku turbin i narzucają oparcie się o znane fragmenty zewnętrznych charakterystyk maszyn.

Możliwe jest zbudowanie modelu wielostopniowej sprężarki w trzech zasadniczych wariantach:

- A - traktując sprężarkę jako całość,
- B - dzieląc sprężarkę na grupy stopni podobnych,
- C - złożenie modelu sprężarki z modeli poszczególnych stopni.

Budowa modelu w wariacie C wymaga dokładnej znajomości geometrii i charakterystyk poszczególnych stopni, i nie jest przedmiotem poniższych rozważań.

3.1. Wariant A modelu sprężarki

W wariacie tym traktuje się wielostopniową sprężarkę jako całość, a model buduje się na podstawie danych lub zmierzonych charakterystyk zewnętrznych maszyny [2], [3].

Traktowanie przez model sprężarki jako całości, bez rozbicia na poszczególne stopnie czy grupy stopni prowadzi do:

- stosunkowo prostej aproksymacji znanych charakterystyk, co pozwala na łatwe i szybkie obliczenie szukanych wielkości z wystarczającą w większości przypadków dokładnością,
- założenia jednakowego dla wszystkich stopni masowego przepływu czynnika, tj. pominięcie przecieków, strat czynnika, niemożności uwzględniania upustów itp. zmian natężenia, przepływu wzdłuż sprężarki,
- pominięcie wpływu zmienności parametrów chłodnic międzystopniowych, co dla przypadku sprężarek wirnikowych jest możliwe [11],
- ze względu na ograniczony zakres znanych charakterystyk, określenie z lepszą dokładnością tych wielkości, których cha-

rakterystyki są znane i gorszą - wielkości, których charakterystyk nie znamy.

W rozważanym przypadku napędu turbinowego sprężarek, pracujących najczęściej z regulacją przez zmianę obrotów, charakterystyki zewnętrzne obejmują zależności:

a) ciśnienia tłoczenia od wydatku objętościowego i prędkości obrotowej dla danych parametrów na ssaniu,

b) mocy sprężarki na sprzęgle od wydatku objętościowego i prędkości obrotowej dla danych parametrów na ssaniu.

Dla jednolitego opisu zmienności parametrów sprężarki, niezależnie od warunków na ssaniu, można przedstawić powyższe charakterystyki w postaci bezwymiarowej, słusznej dla dowolnych parametrów czynnika na ssaniu.

$$\pi = \pi(\varnothing, \bar{n}), \quad (3.1)$$

$$\bar{N} = \bar{N}(\varnothing, \bar{n}), \quad (3.2)$$

gdzie:

$$\pi = \frac{p_t}{p_s} - \text{spręż całej sprężarki,}$$

$$\varnothing = \frac{G}{G_o} \frac{P_{so}}{P_s} \sqrt{\frac{T_s}{T_{so}}} - \text{bezwymiarowy, zredukowany wydatek,}$$

$$\bar{n} = \frac{n}{n_o} \sqrt{\frac{T_{so}}{T_s}} - \text{zredukowana, bezwymiarowa prędkość obrotowa,}$$

$$\bar{N} = \frac{N}{N_o} \frac{P_{so}}{P_s} \sqrt{\frac{T_{so}}{T_s}} - \text{zredukowana, bezwymiarowa moc na sprzęgle.}$$

W powyższych zależnościach indeks "o" odnosi się do warunków znamionowych.

Przebieg typowych charakterystyk bezwymiarowych sprężarki promieniowej przedstawia rys.3.

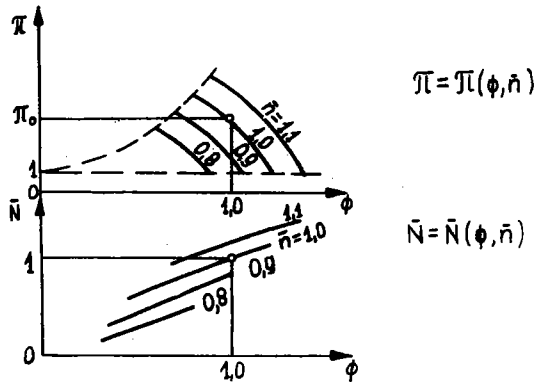
Dla niezbyt wysilonych sprężarek promieniowych (liczba $Ma \approx 0,4$), w zakresie zmian prędkości obrotowej 75 - 110% charakterystykę $\pi = \pi(\varnothing, \bar{n})$ można aproksymować funkcją drugiego stopnia o postaci

$$\pi = A_1 \phi^2 + A_2 \phi \bar{n} + A_3 \bar{n}^2 + A_4 \phi + A_5 \bar{n} + A_6, \quad (3.3)$$

gdzie stałe współczynniki A_{1+6} wyznaczone zostały metodą regresji ze znanych charakterystyk przeliczonych na warunki zredukowane.

Linie graniczną, ograniczającą obszar pracy od strony małych wydatków, a wynikającą z zabezpieczenia antypompazowego można z wystarczającą w praktyce dokładnością przedstawić zależnością paraboliczną

$$\pi_{gr} = B_1 \phi_{gr}^2 + B_2. \quad (3.4)$$



Rys. 3. Bezwymiarowe charakterystyki zewnętrzne sprężarki

Stałe współczynniki B_1 i B_2 można oszacować z przebiegu znanych charakterystyk fabrycznych.

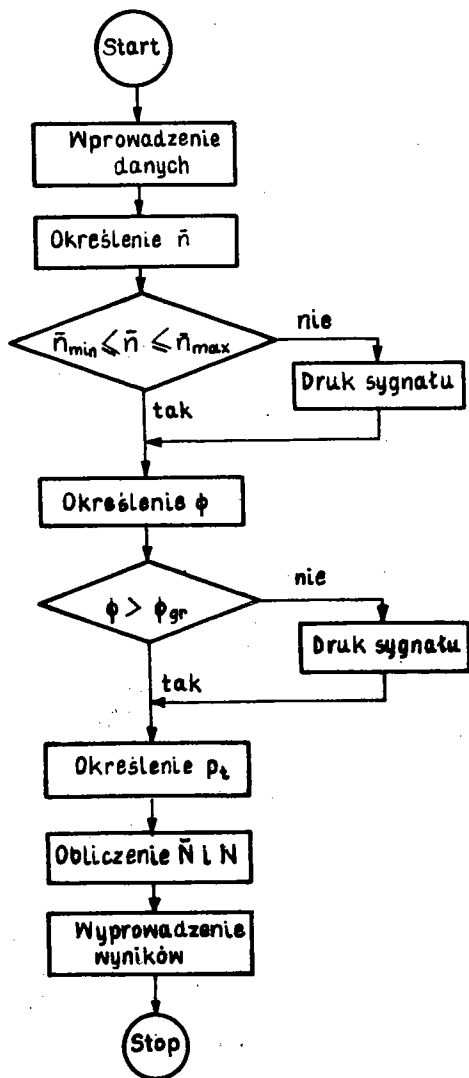
Charakterystykę mocy $\bar{N} = \bar{N}(\phi, \bar{n})$ z wystarczającą dla większości przypadków dokładnością aproksymować można zależnością podobną jak w przypadku sprężu

$$\bar{N} = C_1 \phi^2 + C_2 \phi \bar{n} + C_3 \bar{n}^2 + C_4 \phi + C_5 \bar{n} + C_6. \quad (3.5)$$

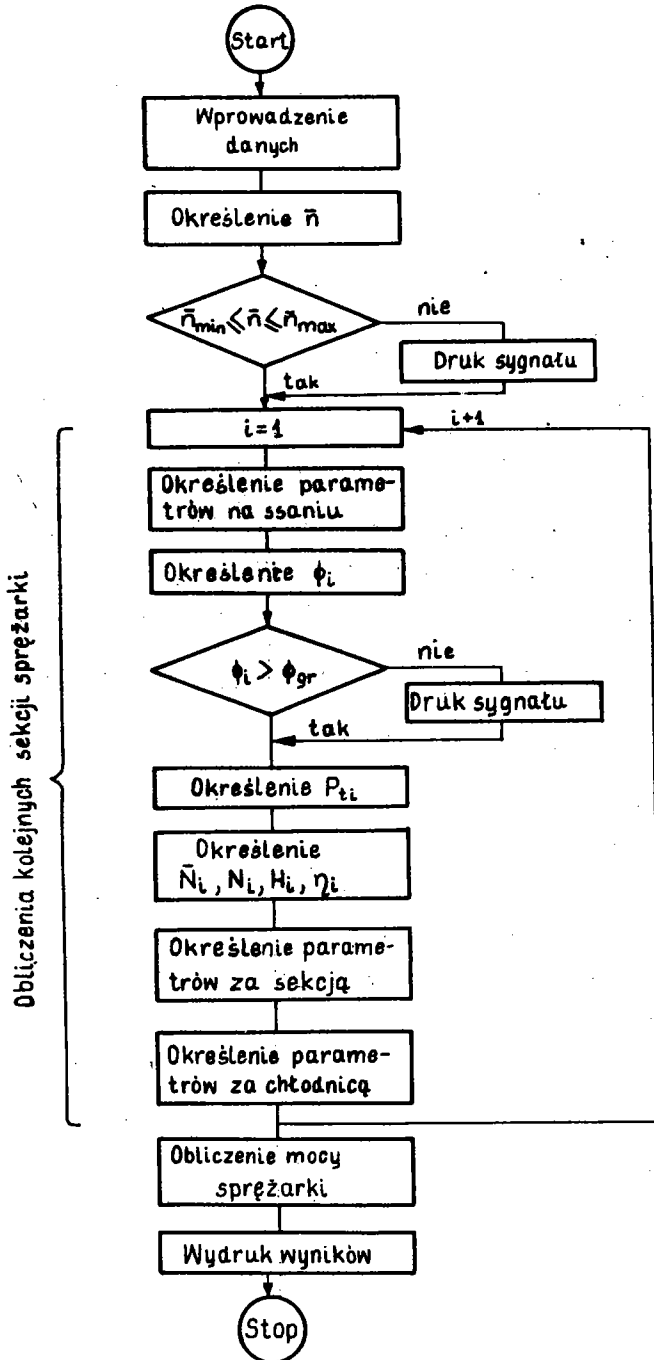
Zestaw wektorów stałych A, B, C jest związany z daną sprężarką, natomiast same zależności mają charakter uniwersalny dla przypadków sprężarek odśrodkowych pracujących w podobnym zakresie liczb Ma i Re .

Schemat blokowy obliczeń, dla przypadku znanego ciśnienia ssania i obrotów, pokazany jest na rys.4. Oczywiście możliwe są inne zestawy wielkości danych i szukanych.

Wariant modelowy "A" obowiązuje zasadniczo w zakresie zmian wydatku i sprężu w granicach objętych znanymi charakterystykami przy zmianach prędkości obrotowej w zakresie 75 - 110% n_0 . Wykorzystanie modelu w zakresie szerszych zmian warunków pracy wymaga odrębnej analizy i na ogół prowadzi do znacznego zmniejszenia dokładności.



Rys.4. Schemat blokowy obliczeń dla wariantu A modelu sprężarki w przypadku danych parametrów na ssaniu i obrotów



Rys.5. Uproszczony schemat blokowy obliczeń dla wariantu B modelu sprężarki w przypadku danych parametrów na ssaniu i obrotów

Model pomija wpływ zmienności warunków w chłodnicach międzystopniowych lub uwzględnia je w postaci niejawnej.

3.2. Wariant B modelu sprężarki

Wariant ten polega na złożeniu modelu wielostopniowej sprężarki z modeli grup podobnych stopni niechłodzonych (sekcji), na które sprężarkę podzielono. Za punkty podziału przyjęto poza chłodnicami międzystopniowymi dodatkowe wloty i upusty. Tym sposobem modelowaną sprężarkę traktuje się jako zespół sprężarek pracujących szeregowo.

Model grupy stopni niechłodzonych w tym wariantcie oparty jest podobnie jak w wariantcie A o dane lub znane charakterystyki grupy stopni. W najczęstszym przypadku pracy z regulacją przez zmianę prędkości obrotowej charakterystyki te obejmują zależności sprężu $\pi = \pi(\phi, \bar{n})$ i mocy $\bar{N} = \bar{N}(\phi, \bar{n})$ lub sprawności izentropowej $\eta = \eta(\phi, \bar{n})$ przeliczone na warunki zredukowane. Charakterystyki te aproksymuje się w sposób podobny jak w wariantcie A.

Ze względu na zbliżony zakres liczb Ma i Re w jakim pracują poszczególne grupy stopni sprężarki, podobieństwo geometrii, charakterystyki wydzielonych grup stopni można opisać zależnościami o podobnym charakterze, a różniącymi się jedynie stałymi parametrami [2].

W modelu wykorzystuje się procedury obliczeniowe dla określenia parametrów termodynamicznych czynnika roboczego oraz izentropowych przyrostów entalpii H .

Schemat blokowy obliczeń dla przypadku danych parametrów na ssaniu i obrotów sprężarki pokazano na rys.5. Jako dane wchodzi także spadki temperatur i ciśnienia w chłodnicach międzystopniowych oraz zmiany wydatku między grupami stopni. Obliczenia grup stopni przeprowadza się kolejno, wykorzystując uniwersalny blok programowy.

3.3. Porównanie wariantów modeli

Modele sprężarek w wariantcie B są z założenia dokładniejsze w stosunku do wariantu A. Uwzględniają poza zmianą para-

metrów na ssaniu, zmienność w szerokim zakresie parametrów chłodnic oraz zmiany wydatku wzdłuż sprężarki, np. upusty.

Wariant B modelu, podobnie jak wariant A nie obejmuje stanów awaryjnych, nieustalonych oraz zakresu pracy nie objętego znanymi charakterystykami.

W obu wariantach pomimo znacznej w praktyce różnorodności typów sprężarek uzyskano praktycznie pełną unifikację modeli. Uzyskano również daleko posuniętą uniwersalność modeli w zakresie możliwości wyboru wielkości zadanych do obliczeń i poszukiwanych w obliczeniach modeli.

Oba warianty modelowe dotyczą w zasadzie sprężarek promieniowych, regulowanych przez zmianę prędkości obrotowej. Możliwe jest jednak przeprowadzenie podobnego rozumowania dla przypadku sprężarek osiowych.

4. Modele zespołu turbina - sprężarka

Przy budowie modeli uwzględniono wymagania wynikające ze współpracy turbiny i sprężarki. W związku z tym połączenie modeli odpowiednich turbin i sprężarek w jeden zespół turbosprężarki nie następuje już dodatkowych trudności. Wielkościami wiążącymi jest tutaj jednakowa moc i prędkość obrotowa na wspólnym wale. W zależności od potrzeb możliwe jest dowolne kojarzenie ze sobą wariantów modeli turbin i sprężarek.

W nadrzędnym modelu instalacji model zespołu turbina - sprężarka może stanowić wspólną całość lub model instalacji może wykorzystywać wyniki oddzielnie prowadzonych obliczeń wg modeli turbin i sprężarek.

Przedstawione modele mogą być wykorzystane dla celów automatyki kompleksowej i sterowania optymalnego za pomocą emc procesami technologicznymi, w których występują turbosprężarki, a także jako pomoc w obliczeniach projektowych.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Muckli W.: "Probleme beim Einsatz von Prozessrechnern". Energie-wirtschaftliche Tagesfragen 1971, t.21, nr 6.
- [2] Jędrzejowski Z., Miller A.: "Modele matematyczne turbin i sprężarek instalacji amoniaku w Zakładach Azotowych Włocławek - Etap I, cz.I - Koncepcja modeli matematycznych". Opracowanie Instytutu Techniki Ciepłej PW 1971 r. (nie publikowane).
- [3] Jędrzejowski Z., Lewandowski J., Miller A.; "Modele matematyczne turbin i sprężarek instalacji amoniaku w Z.A. Włocławek - Etap I, cz.II - Programy obliczeniowe na emc".Opracowanie Instytutu Techniki Ciepłej PW, 1972 r. (nie publikowane).
- [4] "Parni turbiny" SNTL.Praha. 1956.
- [5] Ainley D.G.: "Performance of Axial - flow Turbines". The Institution of Mechanical Engineers Proceedings". 1948, vol.159.
- [6] Kreuter K.:"Das Verhalten von Dampfturbinen axialer Bauart bei stark veränderlicher Drehzel und veränderten Dampfstrom". Konstruktion 1950, s.41-48.
- [7] Miller A.: "Praca grupy stopni turbiny w zmienionych warunkach". Ciepłe Maszyny Przepływowe, nr 68/69 - 1968.
- [8] Miller A.: "Model matematyczny turbiny parowej przeciwprężnej". Biuletyn Informacyjny ITC PW, nr 28 - 1970.
- [9] Beckmann G., Heil G., Schäfer W.: "Ansätze zur analytischen Beschreibung des Teillastverhaltens von Dampfkraftprozessen für die Verwendung auf elektronischen Rechenanlagen". Bericht 10/64/3/B; Örgreb Vetschau, Dresden 1964.
- [10] Bednarkiewicz M.: "Obliczenie parametrów i funkcji termodynamicznych pary wodnej i wody przy użyciu elektronowej maszyny cyfrowej". Biuletyn Informacyjny ITC PW, nr 29/1971.
- [11] Traupe W.: "Thermische Turbomaschinen". Springer 1958/60.
- [12] Rodgers C.: "Typical Performance Characteristics of Gas Turbine Radial Compressors", J.Eng.for Power, Apr. 1964.
- [13] Tuliszka E.: "Sprężarki, dmuchawy i wentylatory". WNT. Warszawa 1969.
- [14] Kuczewski St.: "Wentylatory promieniowe". WNT. Warszawa 1966.
- [15] Miller A.: "Model matematyczny kondensacyjnej turbiny parowej dużej mocy". Archiwum Energetyki (w druku).
- [16] Mańczak K.: "Metody identyfikacji wielowymiarowych obiektów sterowania". WNT. Warszawa 1972.
- [17] Hiedl H.: "Dampfturbinen - Verbrauchsdiagramme", Springer, Wien 1935.

КОНЦЕПЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ АГРЕГАТА
КОМПРЕССОР - ПРИВОДНАЯ ПАРОВАЯ ТУРБИНА, РАБОТАЮЩЕГО
ПРИ ПЕРЕМЕННОЙ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ

К р а т к о е с о д е р ж а н и е

Концепция математической модели агрегата: роторный, центробежный компрессор - приводная, паровая турбина, работающего при переменной скорости вращения.

Представлена модель турбокомпрессора составлена из нескольких вариантов моделей компрессоров и турбин, описывающая характеристики машин в переменных режимах работы, не отличающихся много от номинального режима.

Модели имеют статический характер и не относятся к переходным процессом. При построении моделей использовано как общие свойства турбомашин, так и аппроксимаций редуцированных характеристик машин.

CONCEPT OF MATHEMATICAL MODELS FOR A TURBO-COMPRESSOR
UNIT OPERATED AT A VARIABLE ROTARY SPEED

S u m m a r y

The concept has been described in this work, of a mathematical model for a centrifugal compressor with the driving steam turbine unit operated at a variable rotary speed.

The turbo-compressor model as presented herein, comprises several versions of models of turbines and compressors to describe the turbo-compressor unit performance in varying operating conditions not much remote from nominal rated. The models do not apply to transient conditions.

Use has been made as regards the development of the models both of the general properties of impeller machine and of the approximations of reduced performance characteristics of machines involved.

Rękopis dostarczono w grudniu 1972 r.