

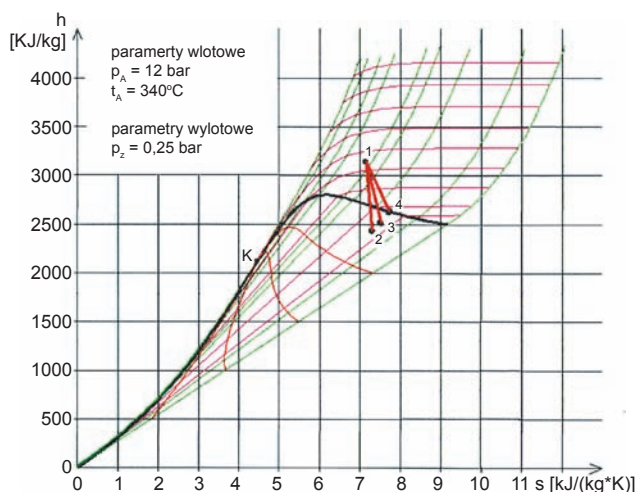
Konstrukcja małej turbiny parowej typu Electra dla energetyki rozproszonej

Design of a small Electra type steam turbine for a distributed power generation

Niniejszy artykuł zawiera opis konstrukcji doświadczalnej turbiny parowej, przeznaczonej do pracy w instalacji biogazowej. Źródłem ciepła jest wytwornica pary, wykorzystująca ciepło odlotowe z silnika biogazowego. Inwestor przyjął, że para świeża będzie mieć ciśnienie ok. 13 barów i temperaturę 340°C (613K). Strumień masy czynnika określono na $\dot{m} = 0,075$ kg/s (270 kg/h).

Dyskusja i ustalenie parametrów projektowych

Na rysunku 1 przedstawiono parametry turbiny sformułowane przez Politechnikę Częstochowską (Inwestora). Na wykresie $h-s$ naniesiono trzy punkty końcowego rozprężania, oznaczone jako 2, 3 i 4. Punkty te odpowiadają sprawnościom wewnętrznym turbiny, równym odpowiednio $\eta'_i = 0,96$, $\eta''_i = 0,83$ i $\eta'''_i = 0,70$.



Rys. 1. Parametry pracy turbiny – warianty

¹⁾ e-mail: wladyslaw.kryllowicz@p.lodz.pl

Po wyznaczeniu wskaźnika masowy spadku entalpii:

$$\Psi_m = \frac{\Delta h_s}{\dot{m}} = \frac{732}{0,075} = 9760 \frac{\text{kJ} \cdot \text{s}}{\text{kg pary}}$$

gdzie Δh_s oznacza izentropowy spadek entalpii równy ~732 kJ/kg, zauważyć można, że jest on dziesięciokrotnie wyższy od wskaźnika typowego dla turbin parowych małej mocy. Oznacza to, że parametry turbiny nie leżą w zakresie maszyn przepływowych, ale maszyn objętościowych, np. rozprężarek śrubowych czy też silników parowych.

A zatem i konstrukcja turbiny nie może być konstrukcją standardową.

Drugim poważnym problemem jest poziom temperatury pary świeżej. Powyżej granicy 300°C (573 K) wymagane są specjalne materiały konstrukcyjne, odporne na zjawisko relaksacji naprężeń. Dotyczy to również zaworów odcinających i regulacyjnych.

Biorąc pod uwagę powyższe uwarunkowania ustalono z Inwestorem następujące parametry projektowe turbiny:

- parametry pary świeżej – ciśnienie 12 barów, temperatura 300°C (573 K),
- znamionowe ciśnienie w kondensatorze – 0,25 bara,
- znamionowy strumień masy – 0,1 kg/s,
- projektowa prędkość obrotowa $n = 6276$ obr/min,
- obliczeniowa moc obwodowa $P_u = 42$ kW.

Oczywiście projektowana turbina może pracować przy temperaturze 340°C, ale ten stan należy traktować jako stan przeciążenia.

Koncepcja konstrukcyjna turbiny

Analiza możliwych wariantów konstrukcyjnych

Biorąc pod uwagę proporcję spadku entalpii i strumienia masy pary rzeczywista sprawność turbiny będzie zbliżona (nie wyższa) od wariantu 4 podanego przez Inwestora. Oznacza to, że rzeczywisty spadek entalpii w maszynie wyniesie maksymalnie $\Delta h = 510$ kJ/kg.

Rozpatrzono trzy warianty konstrukcyjne ułopotkowania turbiny:

- pojedynczy stopień Curtisa,
- czterostopniowa grupa stopni akcyjnych,
- dwustopniowa grupa stopni Curtisa.

Ad a) Według Gundlacha [3] dla optymalnego stopnia Curtisa (dla stałego udziału kinematycznego wieńców $R = 0$ i wypływu merydionalnego) wskaźnik napędu wynosi -8 .

$$\Psi_u = \frac{\sum e_u}{\sum \frac{u_2}{2}} = 8$$

Jeżeli przyjąć dla uproszczenia $c_A = c_2$, to $e_u = \Delta h$, wtedy wymagana prędkość obwodowa wyniesie $u = 253,7$ m/s, optymalny stosunek $k_u = u_1/c_1 = 0,23$. Wówczas prędkość wypływu z dyszy c_1 równa się $c_1 = 1103$ m/s.

Liczba Macha na wylocie z dyszy:

$$Ma_{c_1} = \frac{u_1}{c_1} = \sim 2,46$$

Jest to wartość bardzo duża, wykluczająca uzyskanie sprawności stopnia rzędu 0,7.

Ad b) Dla stopni akcyjnych wskaźnik Ψ_u wynosi 4, a prędkość obwodowa oraz liczby Macha są równe $u = 253,7$ m/s oraz $Ma_{c_1} = 1,234$.

Ad c) Dla grupy dwu stopni Curtisa prędkości obwodowe wynoszą $u_1 = 179,4$ m/s, a liczba Macha Ma_{c_1} jest równa 1,745. Jest to wielkość jeszcze akceptowalna.

Z punktu widzenia czystej aerodynamiki możliwe są zatem warianty b) i c). Jednak wariant b) (czterostopniowy) należy odrzucić ze względu na bardzo mały strumień masy. Konstrukcja tego rodzaju wymaga bowiem instalacji aż trzech urządzeń tarcz kierowniczych. Nawet zastosowanie pierścieni węglowych nie ograniczy w takim przypadku przecieków, których udział jest bardzo znaczny (kilkunastoprocentowy) w stosunku do przepływu głównego. Do tego należy jeszcze uwzględnić straty brodzenia czterech tarcz wirnikowych. Realnie uzyskiwana sprawność stopnia byłaby w tym przypadku bardzo niska.

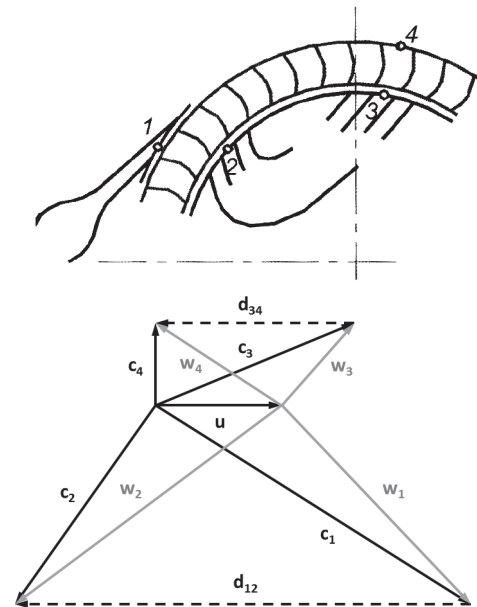
Przyjęcie prędkości obrotowej równej $n = 6276$ obr./min ($n = 104,6$ Hz) wymuszonej przez dostępną przekładnię powoduje konieczność przyjęcia koncepcji c) – dwustopniowej turbiny składającej się z dwu stopni Curtisa.

Jednak konstrukcja dwustopniowa związana jest z dużą rozpiętością osiową obu wieńców, co powoduje z kolei konieczność stosowania kadłuba o podziale poziomym, z łożyskowaniem po obu stronach (układ klasyczny). Niestety, konstrukcja tego typu wykonywana jednostkowo jest bardzo droga i pracochłonna.

Opis działania turbiny

Ostatecznie przyjęto, że układ przepływowy turbiny będzie składać się z dwu tzw. stopni systemu Elektra. Są to stopnie turbinowe dośrodkowo-odśrodkowe, będące połączeniem stopnia ciśnienia i stopnia prędkości. Jest to zatem promieniowy odpowiednik stopnia Curtisa.

Schemat działania takiego stopnia wraz z wykresem kinematyki przedstawiono wg Gundlacha na rysunku 2.



Rys. 2. Stopień promieniowy typu Elektra oraz wykres kinematyki przepływu [3]

Para dopływa do koła wirnikowego poprzez dyszę, uzyskując w powierzchni kontrolnej „1” prędkość c_1 . Następnie przepływa dośrodkowo przez wieniec wirujący, z którego wypływa (powierzchnia kontrolna „2”) z prędkością bezwzględną c_2 . Pomędzy powierzchniami kontrolnymi „2” i „3” ukształtowano kanał, którego zadaniem jest dostarczenie czynnika do wieńca z prędkością c_3 . Para przepływa odśrodkowo przez wieniec i opuszcza go z prędkością bezwzględną c_4 . Energia dostarczona jest dwukrotnie do koła wirnikowego (wektory d_{12} i d_{34}).

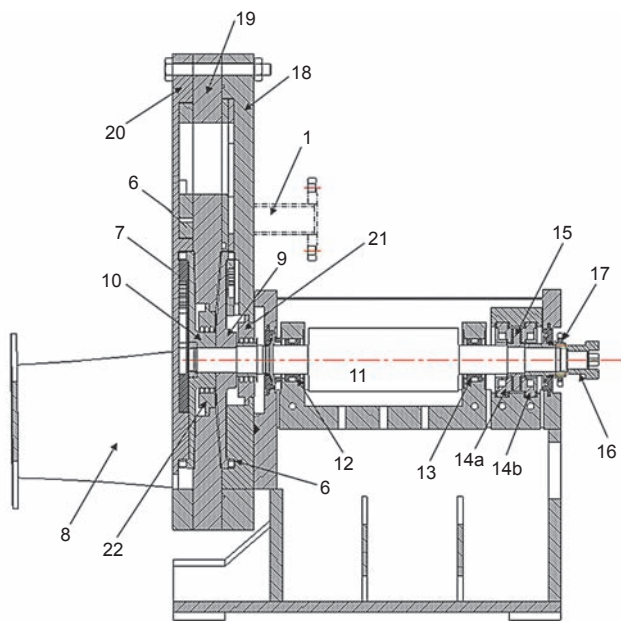
Opis konstrukcji turbiny

Prototypowa turbina parowa typu 08/14 (patrz rys. 3) jest dwustopniową turbiną parową kondensacyjną, szybkoobrotową, napędzającą poprzez przekładnię generator synchroniczny o mocy znamionowej 48 kW przy $n = 1500$ obr./min. Przekrój podłużny turbiny przedstawiono na rysunku 3. Układ przepływowy turbiny składa się z dwu stopni typu Elektra. Stopnie te są stopniami promieniowymi, jednowieńcowymi o dwukrotnym przepływie pary. Para zasilająca dostarczana króćcem wlotowym 1 rozpręża się w dyszy 2, a następnie przepływa przez wieniec koła wirnikowego 3 do nawrotnicy 4. Po nawrotnicy para przepływa powtórnie przez wieniec 3, a dalej do kanału zasilającego kolejnego stopnia. Para rozpręża się dalej w dyszy 5 i przepływa przez wieniec łopatkowy koła wirnikowego 6 do nawrotnicy 7, a następnie powtórnie płynie przez wieniec 6. Para wypływa z turbiny do kondensatora króćcem wylotowym 8.

Na rysunku 4 przedstawiono poglądowo schemat przepływu pary przez stopień typu Elektra w konfiguracji zastosowanej w omawianej turbinie. Oznaczenia na rysunku 4 są zgodne z podanymi powyżej. Łopatkki kół wirnikowych są łopatkami integralnymi (wykonywanymi z materiału tarczy drogą frezowania).

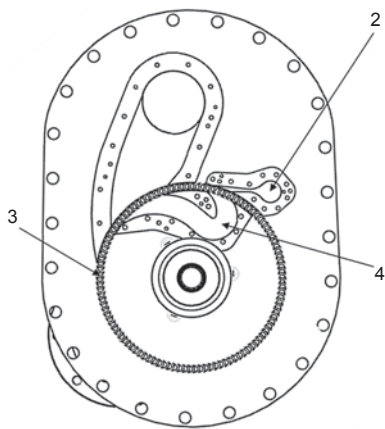
Wirnik turbiny jest typu przewieszony. Koła wirnikowe 9 i 10 są osadzone na wale 11, a moment obrotowy jest przekazywany na wał za pomocą wpustu. Wirnik jest łożyskowany

ślizgowo w dwu łożyskach promieniowych 12 i 13. Siła osiowa jest przenoszona przez łożyska osiowe 14a i 14b, współpracujące z tarczą oporową wirnika 15.



Rys. 3. Przekrój podłużny turbiny parowej 08/14

- 1 – króciec wlotowy, 2 – dysza I stopnia, 3 – wieniec łopatkowy koła wirnikowego I i II stopnia, 4 – kanał nawrotny I stopnia, 5 – dysza II stopnia, 6 – wieniec łopatkowy koła wirnikowego III i IV stopnia, 7 – kanał nawrotny III stopnia, 8 – króciec wylotowy, 9 – koło wirnikowe I i II stopnia, 10 – koło wirnikowe III i IV stopnia, 11 – wał, 12, 13 – łożysko ślizgowe, promieniowe, 14a, 14b – łożysko osiowe, 15 – tarcza oporowa wirnika, 16 – sprzęgło, 17 – nakrętka tarczy oporowej, 18 – tarcza przednia, 19 – tarcza kierownicza, 20 – tarcza wylotowa, 21 – dławica parowa, 22 – dławica międzystopniowa



Rys. 4. Przekrój podłużny turbiny parowej 08/14

- 1 – króciec wlotowy, 2 – dysza I stopnia, 3 – wieniec łopatkowy koła wirnikowego I i II stopnia, 4 – kanał nawrotny I stopnia

Wirnik turbiny jest wirnikiem nadkrytycznym, pierwsza krytyczna wynosi $n = 3700$ obr./min, a druga – 9100 obr./min. Wirnik powinien być wyważony w klasie G2,5.

Moment obrotowy turbiny jest przekazywany na wałek przekładni za pomocą sprzęgła typu ASR 190, nr poz. 16.

Na wale po stronie sprzęgła jest osadzona nakrętka tarczy oporowej 17 wyposażona w osiem występów, przeznaczonych do współpracy z czujnikiem obrotów.

Stator turbiny (kadłub) składa się z trzech podstawowych elementów: tarczy przedniej 18, tarczy kierowniczej 19 i tarczy wylotowej 20. Króciec wlotowy 1 jest przyspawany do tarczy przedniej, a króciec wylotowy 8 do tarczy wylotowej. W tarczy przedniej zamontowana jest główna dławica parowa 21 (z pierścieniami węglowymi). W tarczy kierowniczej jest zamontowana dławica międzystopniowa 22, typu labiryntowego.

W dolnej części statora są wykonane otwory do spustu kondensatu (przed uruchomieniem turbina wymaga każdorazowo odwodnienia).

Smarowanie

Turbina jest smarowana olejem turbinowym TU32. Ciśnienie zasilania turbiny 2 bary $\pm 0,1$ bara, temperatura oleju zasilającego 40°C. Wymagane ilości oleju na poszczególne łożyska:

- łożyska promieniowe 2 x 6,67 litrów/minutę
- łożyska osiowe 2 x 6,79 litrów/minutę

Olej spływa grawitacyjnie do wnętrza korpusu łożyskowego, skąd wyprowadzany jest grawitacyjnie króćcem do zbiornika układu olejowego.

Podsumowanie i wnioski końcowe

Doświadczalna turbina parowa o symbolu 08/14 została wykonana na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej IMP PŁ przez firmę MASZZAP Puławy. Firma ta opracowała dokumentację technologiczną, niezbędną do wykonania części oraz montażu.

Doświadczenia uzyskane w trakcie projektowania oraz wykonywania turbiny pozwoliły na wyciągnięcie następujących wniosków.

Biorąc pod uwagę nakłady na prace projektowe oraz wykonawcze, należy uznać, że granica opłacalności stosowania turbin parowych leży w granicach 100-120 kW. Poniżej tej mocy koszty jednostkowe maszyn tego typu rosną o ok. 30-40%.

Bardzo dyskusyjny jest przyjęty tryb pracy kondensacyjnej. Dla tak małych mocy realnie uzyskiwane efekty są znikome w porównaniu ze stopniem komplikacji konstrukcji. Wydaje się, że tryb pracy przeciwprężny lub kondensacyjny „atmosferyczny” byłby znacznie efektywniejszy ekonomicznie.

Szczegółnej analizie należy poddać parametry wlotowe turbiny. Powinny być one dobrane w ten sposób (o ile pozwala na to źródło ciepła), aby nie przekraczać ciśnienia 8-9 barów. Umożliwi to przede wszystkim uproszczenie układu przepływowego oraz odsunie linię ekspansji od obszaru pary wilgotnej.

Małe turbiny parowe o mocach rzędu 50-120 kW powinny być turbinami wysokoobrotowymi. W tym przypadku konieczne jest zastosowanie przekładni redukcyjnej lub generatora wysokoobrotowego.

W przypadku wykonywania serii turbin, bezwzględnie trzeba zastosować kadłub odlewany, co znacznie ułatwi obróbkę i umożliwi racjonalne ukształtowanie dolotu i wylotu z maszyny. Turbina powinna być skonstruowana w układzie przewieszonym (takim jak omawiana), co istotnie obniża koszty wykonania.

- [1] Adolph M.: *Strömungsmaschinen*, Springer Verlag 1965.
- [2] Chodkiewicz R.: *Ćwiczenia projektowe z turbin cieplnych*, WNT, Warszawa 2008.
- [3] Gundlach W.R.: *Maszyny przepływowe*, tom 1, PWN, Warszawa 1970.
- [4] Nikiel T.: *Turbiny parowe*, WNT, Warszawa 1989.
- [5] Stodola A.: *Dampf und Gasturbinen*, VB Berlin, Springer Verlag 1922.
- [6] Tuliszka E.: *Turbiny cieplne. Zagadnienia termodynamiczne i przepływowe*, WNT, Warszawa 1973.
- [7] Traupel W.: *Thermische Turbomaschinen*, Berlin, Springer Verlag 1958, 1977.
- [8] Wieczorek B.: *Technologia montażu turbin parowych*, WNT, Warszawa.



Karol Majewski, Sławomir Grądziel¹⁾
Politechnika Krakowska,
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

Modelowanie zjawisk przepływowo-cieplnych w rurach gładkich i wewnętrznie ożebrowanych

Modeling of flow and thermal phenomena in smooth and inner finned tubes

Rury wewnętrznie ożebrowane oraz rury gładkie znajdują obecnie zastosowanie w wielu urządzeniach i procesach przemysłowych. Wykorzystuje się je szeroko w chłodnictwie (szczególnie rury o niewielkich średnicach) oraz w kotłach energetycznych. Tego typu rozwiązania powodują, że wymiary wymiennika ciepła mogą ulec zmniejszeniu lub, w przypadku przepływów zagrożonych wystąpieniem kryzysu wrzenia, zapobiegają przekroczeniu dopuszczalnej temperatury ścianki rur. W przypadku kotłów energetycznych wykorzystanie rur z wewnętrznym ożebrowaniem spiralnym pozwala na uniknięcie wielu kosztownych awarii wynikających z przegrzania materiału.

Wykorzystanie rur z ożebrowaniem wewnętrznym spiralnym w parowniku kotłów powoduje zmianę procesów przepływowo-cieplnych. Płyn wewnątrz rur porusza się ruchem śrubowym, co sprzyja intensyfikacji procesu wymiany ciepła, a w przypadku wystąpienia kryzysu wrzenia pozwala na zachowanie filmu wodnego na powierzchni rury. Związane jest to z występowaniem siły odśrodkowej w płynie, która powoduje odrzucenie cięższych kropli cieczy na ściankę. Ten proces pozwala na zachowanie odbioru dużego strumienia ciepła nawet dla wysokiego udziału fazy gazowej w płynie, a w rezultacie zachowanie bezpiecznej temperatury ścianki rury.

W przypadku kotłów na parametry nadkrytyczne rury ryflowane umieszczane są w strefach występowania największego lokalnego obciążenia cieplnego. To rozwiązanie zostało przyjęte

w kotłach z cyrkulującym złożem fluidalnym (CFB), gdzie z rur wewnętrznie spiralnie ożebrowanych wybudowane zostały powierzchnie flagowe. W tego typu kotłach nie stosuje się spiralnego orurowania ścian komory paleniskowej ze względu na zwiększoną erozję spowodowaną materiałem cyrkulującym.

W artykule zaprezentowane zostały wyniki obliczeń zjawisk przepływowo-cieplnych zachodzących w rurach gładkich i wewnętrznie ryflowanych, dla czynnika o parametrach nadkrytycznych. Wyniki uzyskane zostały za pomocą analizy numerycznej oraz modelowania CFD. Zaprezentowane zostały równania masy, pędu i energii o parametrach rozłożonych, które zostały wykorzystane we własnym programie do obliczeń numerycznych napisanym w języku Fortran [1]. Modelowanie CFD przeprowadzono za pomocą programu Ansys Fluent [2].

Model matematyczny

W celu wyznaczenia rozkładu strumienia masy (prędkości masowej), ciśnienia (spadku ciśnienia) oraz entalpii (temperatury) czynnika wzdłuż rury rozwiązane zostaną równania opisujące, odpowiednio, zasady zachowania masy, pędu oraz energii, które wyrażone są następującymi zależnościami [3]:

- równanie zachowania masy:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = -\frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial z}$$

¹⁾ kmajewski@mech.pk.edu.pl, gradziel@mech.pk.edu.pl