

WPLYW PARAMETRÓW EKSPLOATACYJNYCH NA JEDNOSTKOWE ZUŻYCIE CIEPŁA W TURBINACH PAROWYCH

Inż. Vít Vysoudil, vysoudil@ekolbrno.cz

Ekol, spol. s r.o. Brno

STRESZCZENIE.

Turbiny parowe firmy EKOL są wykorzystywane zarówno do mechanicznego napędu generatora jak i różnych innych urządzeń, takich jak sprężarki, pompy i inne. W niniejszym artykule zajmiemy się jednostkowym zużyciem ciepła przy produkcji energii elektrycznej. Ponieważ te same prawa fizyczne mają zastosowanie przy napędzie innych urządzeń będą one odnosić się do nich tak samo. Ponieważ na zużycie ciepła w turbinach parowych ma istotny wpływ cały obieg parowy pokażemy wpływ wszystkich zasadniczych elementów obiegu takich jak kotły, skraplacze, wymienniki ciepła, itd. Na koniec przedstawimy wytyczne w celu odpowiedniego doboru parametrów pracy turbiny.

1. Wstęp

Firma EKOL zajmuje się projektowaniem i produkcją turbin parowych.

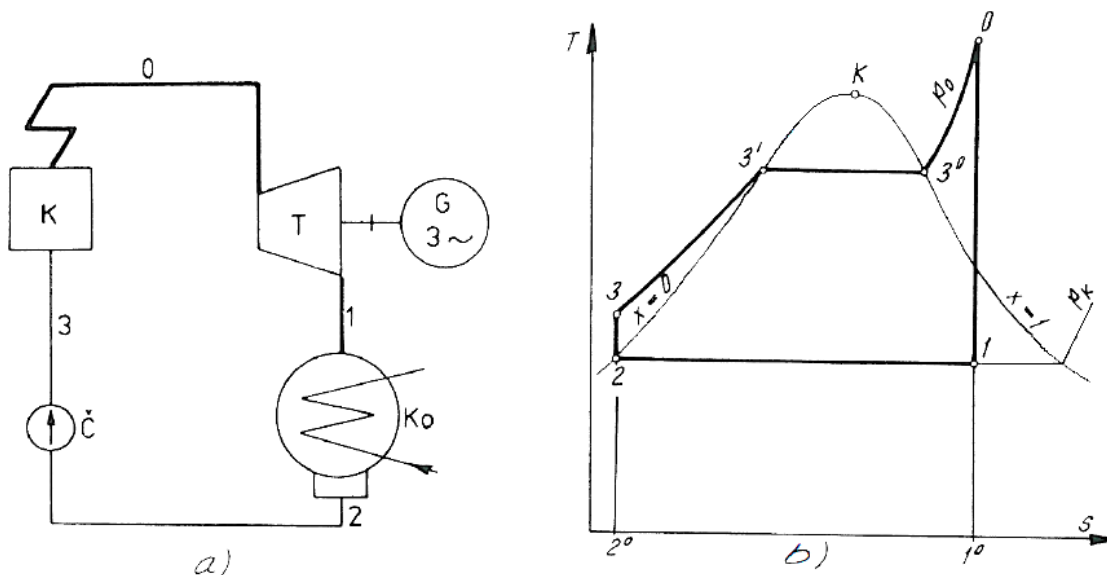
Turbina parowa jest urządzeniem, w którym odbywa się zamiana energii cieplnej pary na pracę mechaniczną wirnika. Ta praca mechaniczna jest następnie wykorzystywana do napędzania różnych urządzeń, takich jak sprężarki, pompy i generatory elektryczne. Projektowanie indywidualnej turbiny jest bardzo skomplikowanym i trudnym procesem, w którym kłębi się wiele interdyscyplinarnych problemów w zakresie mechanicznym, hydraulicznym i termo-mechanicznym. Chodzi między innymi o:

- a) Przepływ podkrytyczny jak i nadkrytyczny w zakrzywionych kanałach przy minimalnych stratach
- b) Przepływ pary nasyconej, erozja końcowych stopni łopatek
- c) Wysokie obciążenie części za sprawą temperatur, pełzanie
- d) Wysokie obroty, problemy obrotów krytycznych

Już podany powyżej zarys tych problemów pokazuje, że indywidualna turbina parowa wymaga pracy inżynierskiej na najwyższym poziomie. I jeszcze jeśli ta turbina będzie zaprojektowana dla nieodpowiednich parametrów może się okazać zupełnie bezużyteczną. W celu prawidłowego użytkowania turbiny parowej musimy znać i optymalizować cały obieg cieplny urządzeń energetycznych. Oznacza to, że przed projektowaniem turbiny, albo równocześnie z projektowaniem turbiny, konieczne jest szczegółowa optymalizacja całego obiegu parowego w którym jest turbina parowa. Takie czynności prowadzi również firma EKOL i tym to problemem będziemy się teraz zajmować. Najpierw omówimy podstawowy obieg i pojęcia, a następnie opiszemy sposoby osiągnięcia minimalizacji kosztów paliwa poprzez jest ograniczenie jednostkowego zużycia paliwa lub ciepła na wyprodukowaną kWh. Na koniec opiszemy sposób na optymalizację.

2. Obieg Rankine'a-Clausiusa.

Podstawowym obiegiem cieplnym wykorzystywanym w energetyce cieplnej jest obieg Rankine'a-Clausiusa, który w postaci wykresu T-s jest przedstawiony na rysunku 1 wraz z odpowiadającym mu głównym schematem połączenia urządzeń.



Rys. 1. Obieg Rankine'a - Clausiusa

K-kocioł parowy, T-turbina parowa, K₀-kondensator, Č-pompa, G-generator el.

Ten obieg idealny składa się z dwóch izentropowych przemian, ekspansji w turbinie 0-1 i sprężania w pompie zasilającej 2-3, a także dwóch izobarycznych przemian – ogrzewania w kotle 3-0 i kondensacji pary w kondensatorze 1-2. Teoretycznie możliwe jest, żeby obieg ten pracował z każdą substancją, w praktyce jednak używa tylko wody, która zmienia w obiegu stany skupienia z gazu do cieczy i z powrotem.

Woda z kondensatora, którą nazywamy kondensatem, jest przenoszona do kotła za pomocą pompy kondensatu i ta woda nazywa się wodą zasilającą. W kotle ogrzewa się i zmienia w parę przegrzaną, którą nazywamy parą admisyjną. Ten strumień pary jest podawany do turbiny, która przekazuje energię mechaniczną z wirnika turbiny parowej, do napędzania generatora elektrycznego. Po ekspansji para przechodzi do kondensatora gdzie przy stałym ciśnieniu przekazuje ciepło z przemiany fazowej skraplania wodzie chłodzącej i zmienia się w kondensat. Cały proces pracy jest więc zamknięty i gdy zaniedbamy straty nieszczelności obieg pracuje ze stałą ilością pary, zatem można poszczególne przemiany opisać dla 1 kg cieczy roboczej.

Jeśli zaniedbamy pracę pompy zasilającej to ciepło dostarczone opisuje równanie:

$$q_{2,0} = h_0 - h_2 \quad 2.1$$

Ciepło odprowadzone z obiegu określane jest następująco:

$$q_{2,1} = h_1 - h_2 \quad 2.2$$

Zatem termiczna sprawność tego to teoretycznego obiegu wynosi:

$$\eta_t = \frac{q_{2,0} - q_{2,1}}{q_{2,0}} = \frac{h_0 - h_1}{h_0 - h_2} \quad 2.3$$

Licznik w równaniu 2.3 odpowiada mechanicznej pracy wykonanej przez 1 kg cieczy roboczej

3. Sprawności termiczne urządzeń energetycznych.

W poprzednim rozdziale było wprowadzone pojęcie termicznej sprawności obiegu.

W cieplnych urządzeniach energetycznych używa się jeszcze sprawności poszczególnych urządzeń. Sprawność ogólnie rzecz biorąc rozumiemy jako współczynnik wskazujący doskonałość przemiany energii chemicznej paliwa w ciepłą energię pary. Sprawność turbiny wskazuje na doskonałość przemiany energii cieplnej pary na energię mechaniczną. Termiczna sprawność elektrowni zatem wskazuje na doskonałość przemiany chemicznej energii paliwa na energię elektryczną na zaciskach generatora.

Inną ważną różnicą między tymi sprawnościami jest to, że na sprawność termiczną obiegu, składa się kilka przemian termodynamicznych, podczas gdy inne zawierają tylko jedną przemianę termodynamiczną, w rzeczywistości przedstawiają one straty związane z głównie z tarciem przy danej przemianie termodynamicznej.

Z powyżej wymienionych powodów, oznacza to również, że choć sprawność każdego składnika osiąga wysoki poziom, to jednak sprawność termiczna obiegu jest znacznie niższa. W elektrowniach EKOL sprawność termiczna wynosi od 0,25 odpowiednio dla jednostek małych mocy aż do 0,41 dla największych jednostek 70 MW kiedy osiągamy maksymalną sprawność termiczną.

Ze sprawności termicznej możemy zatem obliczyć jednostkowe zużycie ciepła w kJ dla wyprodukowania jednego kW energii elektrycznej.

$$HR = \frac{3600}{\eta_t} \quad 3.1$$

Z powyższego równania, biorąc pod uwagę wartości sprawności, wynika, że jednostkowe zużycie ciepła w elektrowniach firmy EKOL mieści się w przedziale od 8780 kJ/kWh dla największych mocy do 14400 kJ/kWh.

Z Rys 1 i równania 1.3 wynika, że aby zminimalizować jednostkowe zużycie ciepła i tym samym zmaksymalizować termiczną sprawność obiegu musimy zmaksymalizować produkcję energii elektrycznej dla określonego doprowadzonego ciepła (ilości paliwa) albo zminimalizować doprowadzone ciepło (ilość paliwa) dla żądanej mocy elektrycznej

To można dokonać za pomocą następujących sposobów:

- zwiększenie ciśnienia i temperatury pary wejściowej
- przegrzewanie pary
- regeneracja ciepła
- obniżenie ciśnienia za turbiną

4. Zwiększenie ciśnienia i temperatury przed turbiną.

Poprzez zwiększenie ciśnienia pary, przy zachowaniu temperatury, przed turbiną przesuniemy linię 3-0 w wykresie T-s do góry i tym samym zwiększymy wyprodukowaną energię. Z tego zatem wynika przy zachowaniu ciśnienia za turbiną obniżenie jednostkowego zużycia ciepła.

Pociąga to niestety za sobą i negatywne konsekwencje:

- a. wzrost ciśnienia przed turbiną, przy zachowaniu temperatury pary w wykresie T-s przesuniemy się w lewo a to znaczy, że w turbinach kondensacyjnych zwiększonymi stopień nasycenia pary przed ostatnimi rzędami łopatek. Prowadzi to do spadku

- sprawności termodynamicznej przy jednoczesnym wzroście ryzyka ich erozji, co zmniejsza ich żywotność.
- b. Przy zwiększeniu ciśnienia wg równań stanu zmniejsza się jednostkowa objętość. To ma konsekwencję przy stałym przepływie do turbiny, że spada przepływ objętościowy i tym samym jak wynika z Wykresu 1 spada termodynamiczna sprawność turbiny.
 - c. Ze zwiększeniem ciśnienia wzrasta moc zainstalowana pomp zasilających a tym samym spada moc netto elektrowni. Ten wpływ jest szczególnie duży dla bloków małej mocy, gdzie ze zwiększeniem ciśnienia szybko spada sprawność termodynamiczna pompy wody zasilającej i szybko rośnie jej moc zainstalowana. Na Wykresie 2, który jest dla małej turbiny o mocy 4,3MW, pokazany jest wzrost mocy na zaciskach generatora (brutto) jak i na wyjściu całej elektrowni (netto). Z wykresu wynika jednak, że dla danej mocy (4,3MW) i danej temperatury (450°C) maksymalne ciśnienie wynosi 45 bar (a). Powyżej tego ciśnienia moc zainstalowana pompy wody zasilającej rośnie znacznie szybciej i jest to spowodowane niższą sprawnością pompy wody zasilającej.
 - d. Kolejnym problemem spowodowanym wzrostem ciśnienia są problemy konstrukcyjne i materiałowe w kotłach parowych.

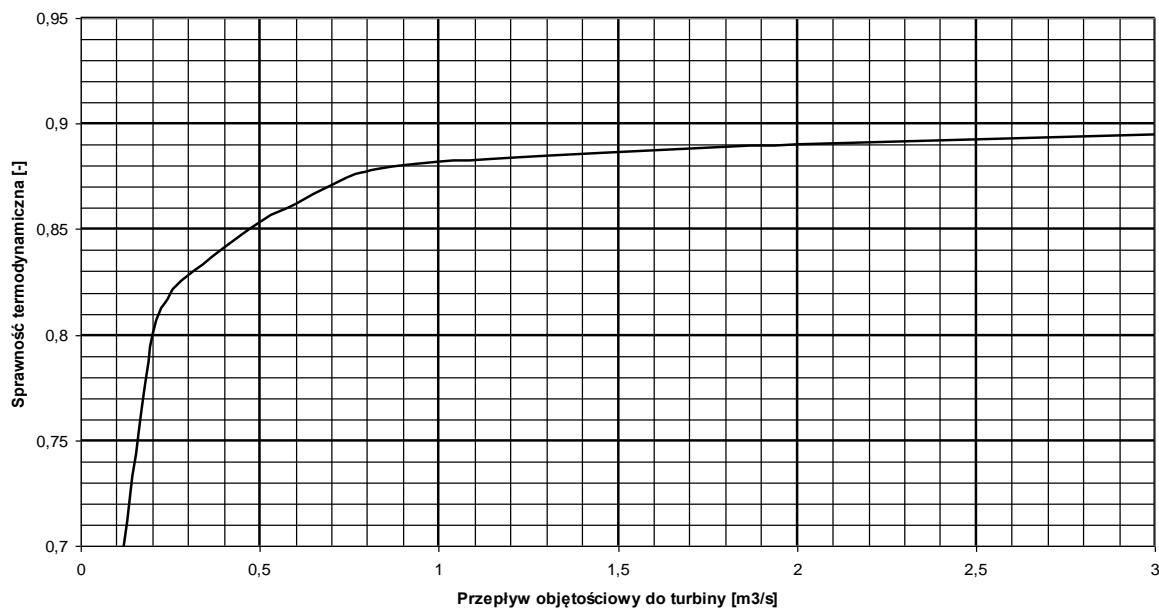
Z tych powodów zwiększenie ciśnienia pary łączy się ze wzrostem jej temperatury. Zwiększenie temperatury pary zwiększy pracę mechaniczną turbin i zatem polepszą się warunki jej pracy. I zwiększy to objętościowy przepływ do turbiny a tym samym wg Wykresu 1 poprawi się sprawność termodynamiczna. Dalej pociąga to za sobą obniżenie stopnia nasycenia pary na ostatnich rzędach łopatek a to z kolei wpływa korzystnie na sprawność termodynamiczną i żywotność ostatnich rzędów łopatek. Zwiększenie temperatury jest ograniczone materiałami użytymi w kotle, rurociągach i w turbinie. W chwili obecnej firma EKOL używa zwykle materiałów, które umożliwiają stosowanie temperatur w okolicach 535°C.

Z informacji powyższych wynika, że dla danej mocy jest optymalna kombinacja temperatury i ciśnienia. Informacyjna kombinacje ciśnień i temperatur są pokazane w Tabeli 1. Konkretnie kombinacje się ustala na podstawie zastosowania z punktu widzenia rodzaju użytego paliwa, jak i rodzaju pracy: szczytowej czy ciągłej itd.

Tabela 1

Zakres mocy [MW]	2-5	5-12	12-25	25-40	40-70
Ciśnienie wejściowe [bar (a)]	35	68	90	110	130
Temperatura wejściowa [°C]	435	480	535	535	535

Informacyjna zależność termodynamicznej sprawności turbin parowych Ekol względem przepływu objętościowego do turbiny



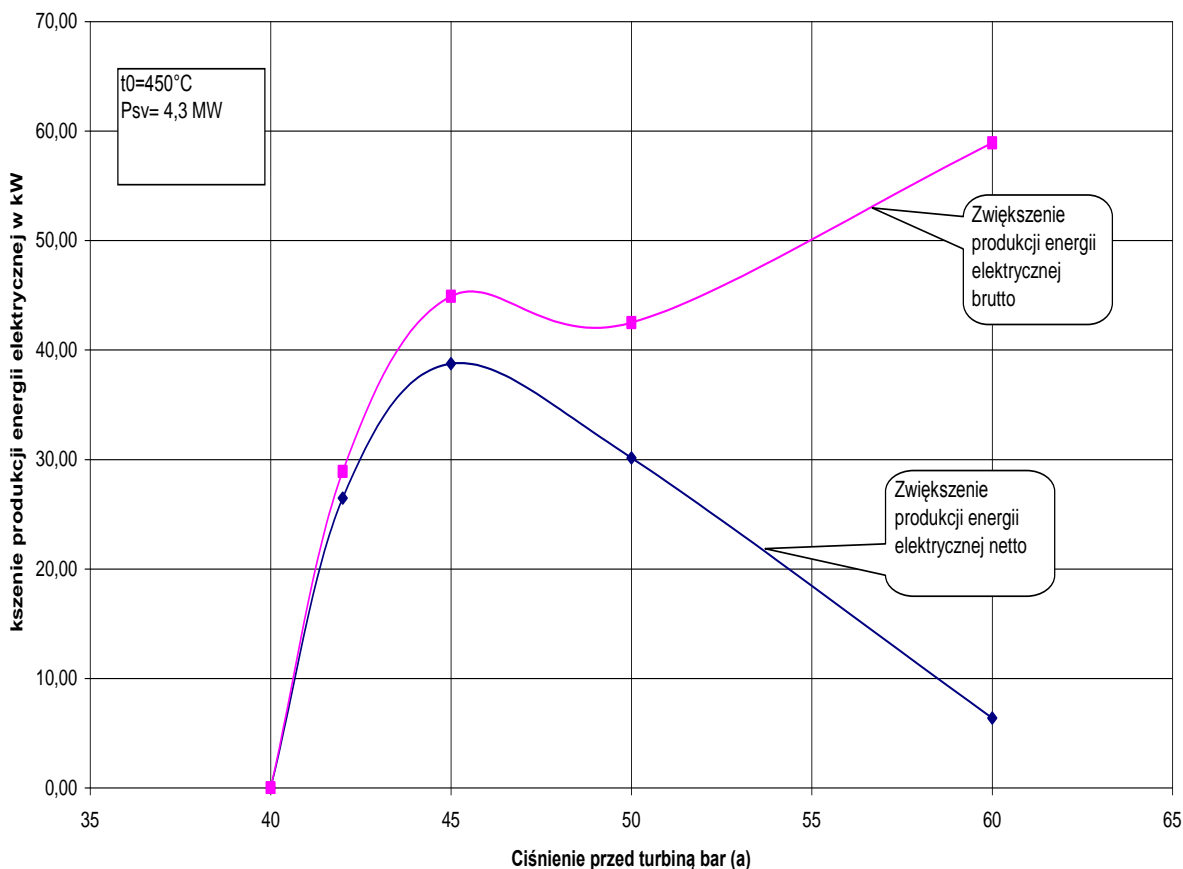
Wykres 1

5. Przegrzewanie pary

Dla turbin wielkich mocy, wysokich parametrów na wejściu i niskich na wyjściu, i przy maksymalnej temperaturze na wejściu ostatnie stopnie łopatek pracują w obszarze bardzo mokrej pary. Rozwiązaniem jest przerwanie ekspansji pary i ponowne ogrzanie jej do wejściowej temperatury.

Jeśli odpowiednio dobrane jest ciśnienie, przy którym para jest podgrzewana to wzrost mocy jest większy niż wzrost doprowadzonej energii cieplnej do obiegu turbiny parowej. Doprowadza to do powstania wzrostu sprawności termicznej, a tym samym zmniejszenia zużycia ciepła.

Zwiększenie produkcji energii elektrycznej poprzez zwiększenie ciśnienia przed turbiną



Wykres 2

6. Regeneracja ciepła

Celem regeneracji ciepła jest zminimalizowanie dostarczanie ciepła do obiegu tym, że wodę zasilającą będzie się ogrzewać parą z upustu turbiny a nie ciepłym wytworzonym z paliwa. Spowoduje to zmniejszenie zużycia paliwa, które jest jednym z kluczowych elementów powstawania kosztów energii.

Ponadto również w obiegu elektrowni ciepłej muszą być podejmowane czynności aby zminimalizować zawartość tlenu w wodzie zasilającej. Tlen w systemach urządzeń energetycznych jest przyczyną korozji i tym samym zmniejsza ich trwałość i dyspozycyjność. Tlen dostaje się do wody głównie w kondensatorze, gdzie ciśnienie jest znacznie niższe niż atmosferyczne, a zatem przez nieszczelności jest zasysany wraz z powietrzem układu podciśnieniowego. Tlen i inne gazy z kondensatu są eliminowane za pomocą termicznego przygotowania wody. Wykorzystuje ten proces zjawisko, że w wodzie wrzeniem, najpierw wydzielają się gazy w niej zawarte. To urządzenie nazywa odgazowywaczem i pracuje w temperaturze nasycenia, a zatem większość turbin na niższym zasilania operacyjnego w temperaturze 105°C . Z powyższego wynika również, że taki odgazowywacz musi być w każdym cieplnym obiegu energetycznym, jeśli byśmy go nie zasilili parą z upustu, musielibyśmy redukować parę świeżą, która wtedy nie wyprodukowałaby swoim przepływem energii elektrycznej w generatorze i zwiększyłoby to zużycie ciepła. Ta regeneracja jednostopniowa jest używana w małych mocach do 3 MW.

Ponieważ kondensat z kondensatora wychodzi w temperaturze około 45°C a odgazowanie odbywa się w temperaturze 105° C konieczne jest podgrzanie kondensatu na tę wartość i może być to podgrzewanie przeprowadzone w odgazowywaczu lub za pomocą stworzonego kolejnego upustu w turbinie. W tym drugim przypadku para upustowa będzie rozprężana w turbinie i dzięki czemu zwiększymy produkcję energii elektrycznej. Podgrzanie wykonuje się w powierzchniowych podgrzewaczach w większości wykonywanych jako rurkowe, a dlatego że w większości pracują przy niskich ciśnieniach nazywa się je niskoprężnymi podgrzewaczami regeneracyjnymi (NTO). Dla małych mocy, tj. 3-12MW jest to w większości regeneracja dwustopniowa. Składa się z odgazowywacza i jednego niskoprężnego podgrzewacza NTO. Wraz ze wzrostem mocy rośnie temperatura odgazowywania aż do 165°C dla mocy na poziomie 70MW. Wraz z tym rośnie liczba niskoprężnych podgrzewaczy – dla najwyższych mocy używamy aż trzy NTO. Przy tak zaawansowanej regeneracji ważne jest wykorzystanie ciepła z kondensatu NTO. W chwili obecnej kondensat w większości podchładzamy i kaskadujemy do NTO, który pracuje z niższym ciśnieniem pary grzewczej. Kolejne możliwości stwarza możliwość przetłoczenia kondansatu do głównego kondensatu za NTO. To rozwiązanie z punktu widzenia cieplnego jest najlepsze, ale z kolei pociąga wzrost kosztów inwestycji.

Pod odgazowywaczem w większości przypadków jest umieszczony zbiornik wody zasilającej, a pod nim są umieszczone pompy zasilające. Pomiędzy pompy zasilające a kocioł dla turbin większej mocy używamy kolejnych regeneracyjnych podgrzewaczy, które nazywamy wysokociśnieniowymi (VTO), ponieważ pracują z wysokimi ciśnieniami zarówno po stronie wody zasilającej jak i pary grzewczej. VTO minimalizują doprowadzenie ciepła do kotła. Wprawdzie nam obniżają produkcję energii elektrycznej, jako że odbierają parę o wysokich parametrach, ale generalnie, gdy są one odpowiednio zaprojektowane i podłączone do właściwego obiegu, to prowadzą do zmniejszania jednostkowego zużycia ciepła. Kondensat z wymiennika podchładzamy i kaskadujemy do zbiornika wody zasilającej. Maksymalna liczba wymienników VTO, która korzysta z firmy EKOL wynosi dwa. Tak więc najwyższy stopień regeneracji, które firma EKOL wykorzystuje wynosi sześć. Maksymalna temperatura wody zasilającej przed kotłem wynosi 220 ° C.

Regeneracja ma także wpływ na sprawność turbiny. Dlatego, że jednym z parametrów wpływających na termodynamiczną sprawność turbiny są jej obroty, to czym wyższa prędkość obrotowa, tym lepsza sprawność termodynamiczna i także staramy się jej maksymalizować. Maksymalne obroty są jednak ograniczone z punktu widzenia konstrukcyjnego głównie przez długość łopatek ostatniego stopnia. Długość łopatek ostatniego stopnia jest wyznaczona przepływem objętościowym, która rośnie wraz ze zmniejszeniem się ciśnienia i ze zwiększeniem się przepływu objętościowego.

$$V_k = m_k \times v_k \quad 6.1$$

Dlatego że przy w pełni zaawansowanej regeneracji łączny upust pary może wynieść aż 30% przepływu wejściowego, to znaczy, że turbina, która ma upusty reeneracyjne ma mniejszy przepływ objętościowy na ostatnim stopniu łopatkowym niż turbina bez upustów regeneracyjnych. Tym samym może mieć większą prędkość obrotową i tym samym lepszą sprawność termodynamiczną.

Zwiększenie termicznej sprawności obiegu z regeneracją, w porównaniu do obiegu bez regeneracji jest przy jednostopniowej regeneracji wynosi około 6%. Znaczy to, że przy tej samej mocyżyjemy o 6% mniej paliwa przy obiegu z regeenracją niż przy obiegu bez niej. Przy pełnej regeneracji, która zawiera dwa podgrzewacze wysokociśnieniowe VTO, odgazowywacz i trzy podrzewacze nieskociśnieniowe NTO zwiększenie sprawności termicznej obiegu wyniesie aż 14%. A tym samym o tyle zmniejszy się zużycie paliwa.

7. Obniżenie ciśnienia w kondensatorze

Obniżenie ciśnienia w kondensatorze zwiększa wyprodukowaną moc elektryczną lub mechaniczną. Obniżenie ciśnienia można osiągnąć przez:

- a) Obniżenie wejściowej temperatury wody chłodzącej. Można to obniżenie w praktyce wykonać poprzez dobór odpowiedniego obiegu chłodniczego. Najwyższe moce można osiągnąć przy użyciu mokrych chłodni, które dla danej temperatury otoczenia t_{ok} osiągną najniższą temperaturę wody chłodzącej t_{vl} na wejściu do kondensatora. Przy założeniu stałego ogrzania Δt_v i stałej końcowej różnicy temperatur δ temperatura kondensacji t_k jest określana następująco:

$$t_k = t_{vl} + \Delta t_v + \delta \quad 7.1$$

Z temperatury kondensacji t_k można określić ciśnienie za turbiną p_k . Z równania 7.1 zatem wynika, że czym niższa temperatura wody chłodzącej t_{vl} tym jest niższe ciśnienie p_k . To obniżenie ciśnienia ma jednak w konsekwencji duże zużycie uzupełniającej obieg wody chłodzącej, która w przybliżeniu równa się ilości kondensującej pary i jest w większości parametrem ograniczającym.

- b) Zwiększenie objętościowego przepływu wody chłodzącej. W tym przypadku w równaniu 7.1 zmienia się Δt_v a pozostałe parametry są stałe. To obniżenie ciśnienia ma negatywną konsekwencję w dużym zwiększeniu energii na przepompowanie i używa się w elektrowniach stojących blisko morza lub wielkich rzek.
- c) Zwiększeniem powierzchni wymiany kondensatora się osiągnie obniżenie końcowej różnicy temperatur δ . Przy tym sposobie zwiększają się jednak nakłady inwestycyjne na kondensator.

Obniżenie ciśnienia p_k ma także negatywny wpływ w tym, że rośnie jednostkowa objętość v_k a tym samym wg równania 6.1. rośnie objętościowy przepływ V_k poprzez ostatni stopień łopatek. Z kolei powoduje to obniżenie prędkości obrotowej i tym samym obniżenie sprawności termodynamicznej turbiny. Wraz z obniżeniem ciśnienia p_k także rośnie stopień nasycenia pary za turbiną wraz ze wszystkimi wcześniej wymienionymi tego konsekwencjami.

8. Przykładowe projekty.

W roku 2005 była w firmie EKOL zaprojektowana i wyprodukowana kondensacyjna turbina parowa K6,5-5,2 dla spalarni w niemieckim mieście Borken. Parametrami turbiny są wejściowe ciśnienie 5,2MPa(abs) i wejściowa temperatura pary 440°C. Turbina była określona w zapytaniu ofertowym jako kondensacyjna z jednym nieregulowanym upustem do podgrzewu kondensatu w odgazowywaczu. Firma EKOL zaoferowała inwestorowi, że im zaoferuje turbinę z dwoma nieregulowanymi upustami i zadeklarowała, że za nieznacznie wyższą cenę będzie gwarantowała moc wyjściową o 70kW wyższą. Drugi upust miał służyć do regeneracyjnego niskociśnieniowego podgrzewu (NTO). Inwestor to zaakceptował a turbina pracuje już szósty rok. Na podstawie tej turbiny pokażemy wpływ regeneracji na jednostkowe zużycie paliwa. W Tabeli 2 są opisane poszczególne warianty regeneracji. W pierwszym rzędzie (0) jest pokazany stan gdy do ogrzania kondensatu w odgazowywaczu jest wykorzystywana para świeża bezpośrednio z kotła i o tyle jest zmniejszony przepływ pary do turbiny. Każdy dalszy rząd przedstawia kolejny dodatkowy stopień regeneracji aż do 3 stopni.

Tabela 2

Stopień regeneracji	Sposób regeneracji	Moc na zaciskach generatora [kW]	Sprawność termiczna obiegu [-]	Zmiana termicznej sprawności obiegu [%]	Jednostkowe zużycie ciepła [kJ/kWh]
0	-----	6166	0,2898	0	12 422
1	Odgazowywacz	6500	0,3052	5,3	11 795
2	NTO- Odgaz.	6603	0,3098	6,9	11 620
3	NTO- Odgaz.-VTO	6695	0,3147	8,6	11 439

Z tabeli widać, że zwiększenie sprawności termicznej jest w przybliżeniu takie jak pokazano w rozdziale 5, a z tym koresponduje spadek jednostkowego zużycia ciepła. W tym przypadku udało się obniżyć jednostkowe zużycie ciepła ale ta obniżka mogła by być większa, gdyby od początku projektu wspólnie przebiegała optymalizacja całego obiegu a nie gdy osobno były projektowane kocioł, przygotowanie termiczne wody, turbina i obieg wody chłodzącej. W takim przypadku możliwe, że osiągniemy niższe nakłady inwestycyjne, ale z pewnością nie osiągniemy optymalnego okresu zwrotu inwestycji i tym samym maksymalizacji zysku.

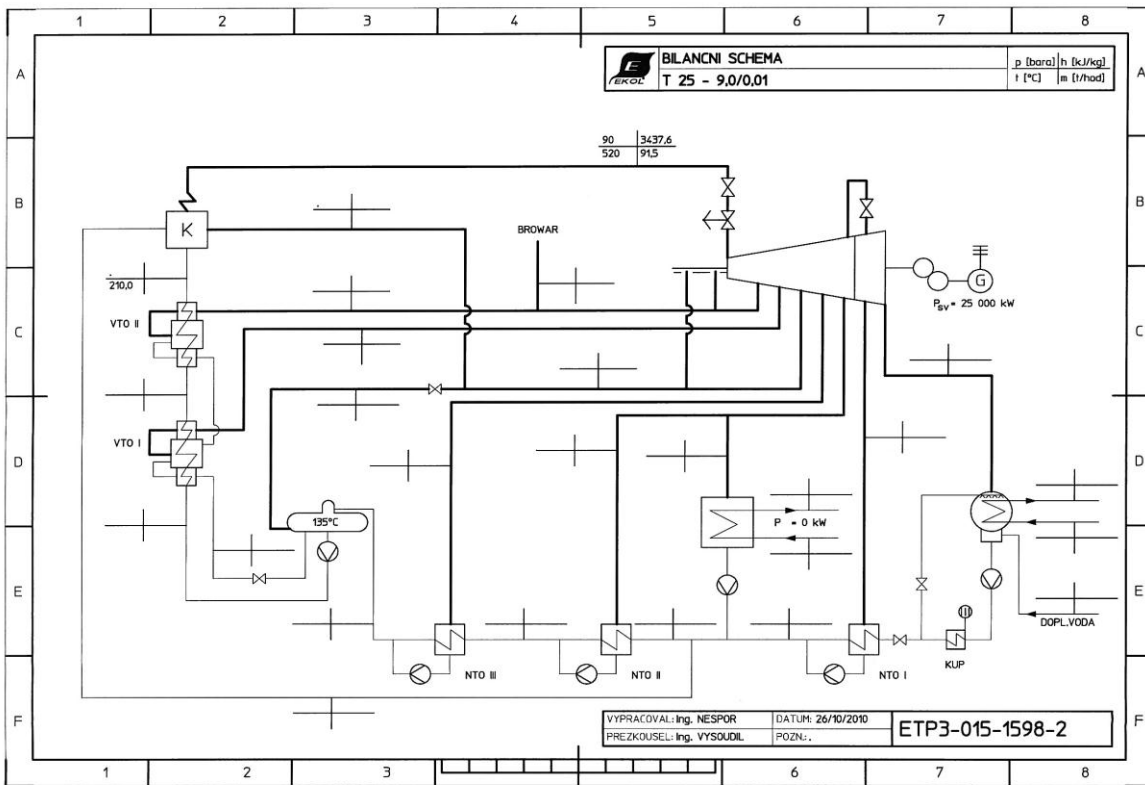
Tabela 3

Proj. Nr.	Moc na zaciskach generatora [MW]	Ciśnienie przed turbiną [MPa abs]	Temp. Przed turbiną [°C]	Temp. Wody zasilającej [°C]	Stopień regeneracji [-]	Sprawność termiczna [-]	Jednostkowe zużycie ciepła [kJ/kWh]
1	1,69	28,00	382	105	1	0,2639	13642
2	2,95	31,50	400	105	1	0,2850	12632
3	4,75	63,00	480	105	1	0,3462	10399
4	11,15	68,00	470	105	2	0,3461	10402
5	24,98	90,00	520	210	6	0,3800	9474
6	25,42	90,00	520	165	3	0,3572	10078
7	37,55	41,00	450	105	3	0,3465	10390
8	65,00	130,00	535	233	6	0,4129	8719

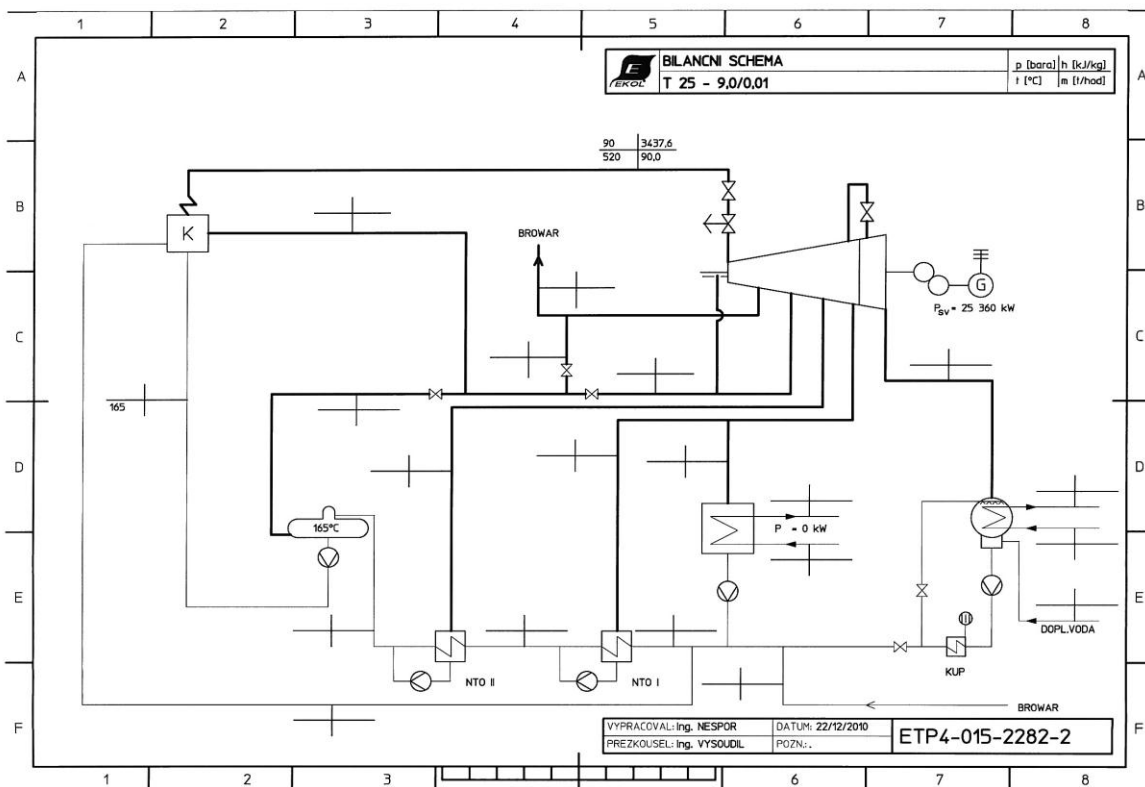
W Tabeli 3 są pokazane przykłady projektów turbin parowych. W tabeli są projekty uporządkowane wg mocy. Pokazane projekty zawierają praktycznie wszystkie sposoby, które były pokazane w poprzednich rozdziałach. To, że wraz ze wzrostem wejściowego ciśnienia obniża się jednostkowe zużycie ciepła jest możliwe dla danej mocy tylko do określonej wielkości. Dlatego dla najniższej mocy są najniższe parametry pary i są ograniczone termodynamiczną sprawnością turbiny. Tutaj się przejawia wpływ małego objętościowego przepływu pary do turbiny co jest pokazane na Wykresie 1. Dalej z Tabeli 3 widać wpływ temperatury wody zasilającej – czym wyższa temperatura wody zasilającej, tym niższe jednostkowe zużycie ciepła. Widać także, że z kolejnym stopniem regeneracji spada jednostkowe zużycie ciepła. Zwłaszcza jest to widoczne na przykładzie projektu nr 5 i 6. Kiedy się mówi w praktyce o identycznej turbinie ale z różną regeneracją to i z różnym jednostkowym zużyciem ciepła. Wynikiem tego jest, że projekt nr 6 ma o 1,7% lepszą moc, ale o 6,4% większe zużycie ciepła niż projekt nr 5. To znaczy, że projekt nr 6 ma przy mocy 25MW o 5% większe zużycie paliwa. Schemat bilansowy projektu nr 5 jest przedstawiony na Rys 2, natomiast schemat bilansowy projektu nr 6 jest przedstawiony na Rys 3.

Minimalne jednostkowe zużycie ciepła osiągamy w projekcie nr 8, gdzie są zaaplikowane wszystkie sposoby minimalizacji jednostkowego zużycia ciepła, które w chwili obecnej firma EKOL stosuje. Dla maksymalnych wejściowych parametrów pary 130 bar (a)/535 °C, temperatury wody

zasilającej 233 °C i 6° regeneracji, mamy jednostkowe zużycie ciepła na poziomie 8719 kJ/kWh a termiczną sprawność obiegu wyższą niż 40 %, dokładnie 41,29 %.



Rys. 2



Rys. 3

9. Projektowanie obiegu cieplnego.

Biorąc pod uwagę wnioski z poprzednich rozdziałów na jednostkowe zużycie ciepła wpływają różne parametry, które często stoją w sprzeczności z drugimi. Wybór tych parametrów zawsze ma na względzie jednostkowe zużycie ciepła w turbinie i tym samym zwrot inwestycji oraz ekonomikę eksploatacji. Dlatego jest potrzebne określić wejściowe parametry pary jak najlepiej. Jest dlatego konieczne aby projektanci obiegu dostali jasno postawione zadanie. Obecnie da się sprowadzić zadanie projektowania urządzeń energetycznych do dwóch postawowych typów:

- a. Czy jest do dyspozycji określona ilość paliwa i określamy moc elektryczną.
- b. Chcemy określoną moc elektryczną dla danego paliwa i określamy ilość paliwa

Dla obu zadań jest konieczne wiedzieć gdzie będzie urządzenie instalowane i czy wg lokalizacji można wybrać typ chłodzenia. Na przykład przy braku dostępu do wody chłodzącej będzie zastosowane chłodzenie powietrzne, które będzie miało prawie zerowe zużycie wody, ale relatywnie duże jednostkowe zużycie ciepła. Nad morzem możemy zastosować przepływowe chłodzenie, które będzie miało relatywnie małe jednostkowe zużycie ciepła.

Jeśli mamy takie sprecyzowane zadanie możemy zaprojektować optymalny obieg parowy, tak aby opłacalność całego projektu była jak najlepsza. Jest to taki obieg parowy, w którym występuje najlepsza relacja nakładów inwestycyjnych do jednostkowego zużycia ciepła.

Podstawowym założeniem jest aby dany projektant miał właściwe informacje o poszczególnych elementach obiegu. To znaczy aby posiadał jak najdokładniejsze charakterystyki poszczególnych urządzeń. Przede wszystkim dotyczy to turbiny, kotła i obiegu chłodzącego.

Z poprzednich rozdziałów wynika jak fundamentalny wpływ na jednostkowe zużycie ciepła ma charakterystyka turbiny. Jeśli mówimy o małych mocach może to być różnica istotna. Ta różnica głównie z powodu, że może chodzić o jednostopniową (dwustopniową), która używa wysoko obciążonych stopni, lub wielostopniowe, które używają optymalne obciążenie stopni. Jednostopniowe mają niższe nakłady inwestycyjne, ale zdecydowanie gorszą termodynamiczną sprawność, aż o dziesiątki procent. Tym samym mają większe jednostkowe zużycie ciepła.

Kocioł jako urządzenie zamieniające chemiczną energię paliwa na ciepłą energię pary ma oczywiście wielki wpływ na jednostkowe zużycie ciepła. W konstrukcji kotła ma z pewnością największy wpływ paliwo, ale także temperatura wody zasilającej. Z praktyki wiadomo, że do chwili obecnej nadal kocioł i turbina są zamawiane oddzielnie. To prowadzi do tego, że zamawiający dostanie kocioł z wysoką sprawnością, relatywnie tani, ale z niską temperaturą wody zasilającej. To jak już wiemy z poprzednich rozdziałów prowadzi do dużego jednostkowego zużycia ciepła a także powoduje niższą sprawność całej elektrowni.

Obieg chłodzący służy do odprowadzenia ciepła do atmosfery, a tym wytwarza się ciśnienie za turbiną. Osiągnięcie jak najniższego ciśnienia ma w konsekwencji zwiększenie mocy zainstalowanej pomp wody chłodzącej przy chłodzeniu wodnym, lub mocy wentylatora przy chłodzeniu powietrznym. Tak więc moc netto całej elektrowni może być w tym wypadku niższa.

10. Zakończenie.

Z naświetlonych problemów wynika złożoność projektowania urządzeń energetycznych. Niemniej jednak z tego wynika, że do właściwego projektowania elektrowni jest konieczne dokonanie dużej ilości dokładnych obliczeń z dziedziny turbin, kotłów, kondensatora, wymiennika itd. Za pomocą tego zestawu obliczeń możemy wybrać optymalne parametry urządzeń tak aby zwrot inwestycji i jej efektywność była jak najlepsza możliwa technicznie do osiągnięcia.

Firma EKOL wyposażona jest w oprogramowanie i pracowników, którzy będą w stanie rozwiązać te problemy. EKOL Firma w swojej działalności zawsze szuka sposobów, aby zmaksymalizować efektywność proponowanych urządzeń jako całości.

LITERATURA

- [1] Krbek J. : Tepelné turbíny a turbokompresory, VUT Brno, 1987
- [2] Technické a prospektové materiály firmy Ekol, spol s r.o. , Brno