

i łączeniowe. Powyższe dane posłużą Komisji do studjów nad całokształtem zagadnienia racjonalizacji budowy i usprawnienia ruchu sieci i urządzeń elektrycznych wysokiego napięcia w Polsce.

Dotychczasowy nader życzliwy stosunek najpoważniejszych przedsiębiorstw elektryfikacyjnych do dotychczasowej statystyki Komisji pozwala żywić nadzieję, że nowe zamie-

wienia Komisji wywołają również przychylne ustosunkowanie się wszystkich polskich przedsiębiorstw sieciowych.

Wszelchstronna dyskusja na Zjeździe nad osiągnięciami dotąd wynikami i nad zamierzeniami Komisji byłaby nadzwyczaj pożądana, gdyż niewątpliwie dałaby cenny materiał dla przyszłych prac Komisji.

Turbinowe siłownie parowe

Streszczenie. Zakres stosowania turbin w siłowniach parowych. Wybór ciśnienia i temperatury pary dołotowej przy budowie nowej siłowni i rozbudowie starej. Zwiększenie sprawności siłowni. Woda, zasilająca kotły. Wybór typu turbiny. Ocena ofert. Podział mocy siłowni na poszczególne silniki.

Siłownie, wyposażone w turbiny parowe, znajdują się tak w elektrowniach użyteczności publicznej, jak i w elektrowniach fabrycznych. Znaczenie silników cieplnych w Polsce uwydatnia się dobitnie na podstawie statystyki z r. 1930/31, więc w okresie, w którym kryzys ekonomiczny nie działał jeszcze w całej pełni. W roku tym z wytworzonych w Polsce 29 310 milionów kWh uzyskano zapomocą siły wodnej tylko około 2%. Silniki spalinowe są dość rozpowszechnione w mniejszych elektrowniach, zwłaszcza w Małopolsce, lecz ilość wytworzonych przez nie kWh jest w porównaniu z ilością wytworzoną zapomocą silników parowych stosunkowo mała.

Nie będę poruszał zagadnienia, w jakich warunkach należy wybrać silnik parowy, a w jakich spalinowy, zaznaczę tylko krótko zasady, mianowicie:

- 1) wybór pomiędzy silnikiem spalinowym i parowym musi decydować rachunek rentowności,
- 2) jeżeli wytwórnia oprócz mocy potrzebuje pary do celów grzejnych lub fabrykacyjnych, to silnik parowy będzie zawsze rentowniejszy,
- 3) jeżeli przy projektowaniu siłowni przewiduje się, że nie zaraz, lecz w przyszłości zostaną ustawione jednostki o mocy powyżej około 500 kW, to chwilowo osiągnięte wyniki z rachunku rentowności nie mogą być decydujące, w większości wypadków należy wybrać w Polsce turbogeneratory parowe.

Z zainstalowanych w r. 1930/31 w Polsce 1 270 000 kW znajdowało się około 57% w 25 siłowniach o mocy powyżej 10 000 kW, około 15% w 19 siłowniach o mocy 5 000 do 10 000 kW, około 8% w 38 siłowniach o mocy 1 000 do 5 000 kW, a pozostałe 20% rozdzielają się na liczne siłownie o mocy 1 000 do 1 kW. Ponieważ w siłowni o mocy poniżej 1 000 kW znajdują się przeważnie dwa lub trzy silniki, przeto w siłowniach tych, budowanych w okresie, w którym turbogeneratory parowe o mniejszej mocy były kosztowne i zużywały dużo pary, turbiny parowe nie są zbyt liczne. Natomiast w 80% siłowni o mocy zainstalowanej powyżej 1 000 kW, turbogeneratory parowe tworzą znaczną większość silników, pomimo że w naszych wytwórniach pracują jeszcze tłokowe maszyny parowe o mocy powyżej 1 000 KM, a w szeregu elektrowni użyteczności publicznej znajdują się silniki spalinowe o mocy powyżej 400 kW.

Statystyka daje nam pogląd na istniejący stan w siłowniach. *Projektując nową, lub rozbudowując starą siłownię parową*, musimy natomiast opierać się na najnowszych zdobyczach techniki i stosownie do tego wybierać silnik. Nie będę poruszał w referacie strony budowlanej siłowni, natomiast *przedstawię zakres, w jakim turbogeneratory są najodpowiedniejsze w siłowniach parowych, oraz czynniki, które wpływają najwięcej na ekonomiczną ich pracę.*

Turbogeneratory parowe posiadają bardzo szerokie

zastosowanie, bo są budowane od najmniejszych do największych mocy, i to jako przeciwpężne, upustowe (pracujące z pobieraniem pary) i kondensacyjne. W wypadkach, w których para odbierana z silnika musi być bezwzględnie czystą, t. j. nie może być zanieczyszczoną smarem, można stosować tylko turbinę parową. Również w wypadku, w którym wytwórnia potrzebuje bardzo dużą ilość pary do celów fabrykacyjnych, a niewielką moc, w którym więc silnik parowy służy jako zawór redukcyjny, turbina parowa, nawet o małej mocy około 100 kW, jest najodpowiedniejszą. Cena jej jest bowiem przy wyborze odpowiedniej budowy znacznie niższa od tłokowej maszyny parowej, a niezawodność ruchu nawet przy zastosowaniu nowoczesnej przekładni zębatej nie może nastroczać żadnych wątpliwości.

W siłowni z napędem parowym turbina musi współzawodniczyć z tłokową maszyną parową jedynie przy mocy mniejszej. Oczywiście wybierać trzeba wówczas nowoczesną turbinę parową szybkoobrotową (liczba obrotów turbiny $n = 12\,000$ do $5\,500$ obr./min.), uruchamiającą zapomocą przekładni zębatej generator elektryczny, którego liczba obrotów $n = 1\,000$ do $1\,500$ obr./min przy prądzie zmiennym. Przez użycie przekładni zębatej nie tylko obniżyła się znacznie cena turbogeneratorskiej o mniejszej mocy, lecz równocześnie zużycie pary zmniejszyło się poważnie przy jednoczesnym wprowadzeniu szeregu ulepszeń konstrukcyjnych.

Celem dania pewnego poglądu na zakres, w którym nowoczesna tłokowa maszyna parowa, wyposażona w zawory dyfuzorowe, może współzawodniczyć z szybkoobrotową turbiną parową, napędzającą generator zapomocą przekładni zębatej, podaję poniżej umieszczoną tabelę. Odnosi się ona do następujących warunków:

Stan pary przed zaworem głównym — 19 atn, 375°C. Silnik kondensacyjny dla temperatury wody chłodzącej 15°C.

Napięcie 3 000 V; $\cos \varphi = 0,7$.

Podane zużycie pary na 1 kWh obejmuje także zużycie pary lub mocy na napęd pomp kondensacyjnych.

Cena, loco wytwórnia dostawcy, obejmuje silnik parowy, urządzenie kondensacyjne i generator, czyli w tabeli oznacza „maszyna” — tłokową maszynę parową z generatorem, a „turbina” — turbogenerator parowy.

	Moc nominalna generatora kW	Liczba obrotów na min.		Cena zł	Zużycie pary w kg na 1 kWh przy			
		silnika parowego	generatora		100%	75%	50%	25%
Maszyna	300	300	300	79 200	6,83	6,2	6,4	7,75
	300	9 000	1 500	70 400	6,02	6,00	6,5	8,1
Turbina	400	275	275	93 000	6,2	5,85	6,2	7,6
	400	9 000	1 500	79 200	5,77	5,75	6,2	7,6
Maszyna	500	250	250	112 000	6,2	5,89	6,3	7,2
	500	9 000	1 500	90 400	5,67	5,66	6,1	7,4
Turbina	600	225	225	130 600	6,05	5,8	6,15	7,75
	600	7 000	1 500	101 200	5,64	5,62	6,05	7,3
Maszyna	700	214	214	149 500	5,75	5,80	6,2	7,72
	700	7 000	1 500	110 000	5,56	5,54	5,93	7,1

Z tabeli tej wynika, że tłokowa maszyna parowa pracująca z kondensacją może współzawodniczyć z szybkobieżną turbiną parową powyżej do około 300 kW. Jako silnik upustowy, z którego pobieramy parę do celów grzejnych lub fabrykacyjnych, moc ta powiększa się do około 400 kW, a jako silnik przeciwpężny — do około 500 kW. Oczywiście przy stosowaniu turbogeneratorsa bez przekładni zębatej, którego cena tak ze względu na turbinę jak i generator jest znacznie wyższa, liczby wymienione zwiększyłyby się na korzyść tłokowej maszyny parowej. Podkreślam jednak jeszcze raz, że przy obecnym stanie budowy unikanie przekładni zębatej nie jest usprawiedliwione względami rzeczowymi.

Rozważania dotychczasowe wykazują, że w siłowniach parowych *turbogenerator jest zawsze najodpowiedniejszym silnikiem przy mocy powyżej 300 do 500 kW*, oraz nawet przy mniejszej mocy w niektórych poprzednio przytoczonych wypadkach. Zależnie od warunków turbina parowa może jednak pracować mniej lub więcej ekonomicznie. *Ekonomiczna jej praca zależy od szeregu czynników, z których na pierwszy plan wysuwają się następujące:*

właściwy dobór ciśnienia i temperatury pary dolotowej, powiększenie sprawności siłowni przez podgrzewanie wody zasilającej parą z turbiny, wybór odpowiedniego typu i odpowiedniej budowy turbiny w stosunku do spadku adyabatycznego entalpii i warunków pracy silnika, przygotowanie wody zasilającej kotły, cena turbogeneratorsa i jego sprawność, odpowiedni podział siłowni na poszczególne jednostki.

Najpierw poruszę sprawę wyboru ciśnienia i temperatury pary dolotowej. W naszych warunkach dążyłbym do ograniczenia ciśnienia do wysokości, dla której wytwórnie krajowe budują już z powodzeniem kotły, t. j. do około 40 atn. To ograniczenie jest także innymi względami usprawiedliwione. Przy wymienionym ciśnieniu bowiem jest pewna granica, powyżej której cena całej instalacji parowej dość znacznie wzrasta, a jednostkowe zużycie pary w turbinach kondensacyjnych nieznacznie maleje. Również ze względu na trwałość łopatek turbiny nie wskazane jest przekraczanie 40 atn. Przy wyższym ciśnieniu bowiem trzeba stosować w wysoko-sprawnych turbinach kondensacyjnych, nawet przy dostatecznie wysokiej temperaturze pary dolotowej, podwójne przegrzewanie pary, aby zapobiedz nadmiernemu zdzieraniu łopatek turbiny przez erozję, t. j. przez uderzanie wody, zawartej w parze, o krawędzie łopatek. To nie uwiidocznia się przy normalnych próżniach, jeżeli para przed turbiną posiada:

przy ciśnieniu 20 do 25 atn	temperaturę 375° do 400°C
„ „ 35 „ 40 „ „	420° „ 440°C

Oczywiście im większa próżnia, tem wyższa musi być temperatura pary dolotowej. W turbinach upustowych i w większości turbin przeciwpężnych, które zasadniczo wymagają wyższych ciśnień pary dolotowej niż turbiny kondensacyjne, wystarczy w zupełności wymienione ciśnienie, a jedynie w wypadkach, w których para odbierana z turbiny posiada dość wysokie ciśnienie, poleca się przekroczyć 40 atn.

Nie wypowiadam się za używaniem bardzo wysokich ciśnień pary dolotowej, t. j. 100 atn i wyższych, ponieważ ekonomiczne korzyści takich instalacji nie zostały dotychczas w praktyce bezsprzecznie udowodnione, a instalacje te wymagają przy turbinach kondensacyjnych wykonywania podwójnego przegrzewania pary. Ostatnie, uskutecznione w postaci drugiego przegrzewania pary w kotłowni, czy też w formie mniej doskonałej zapomocą części pary dolotowej, zwiększa koszty inwestycyjne i komplikuje bardzo instalację, skutkiem czego inżynierowie ruchu słusznie nie są zwolennikami takich urządzeń.

Zalecając ograniczenie ciśnienia pary wzwyż do około 40 atn, muszę wypowiedzieć też swe zapatrywanie co do ograniczenia dolnego. W tym względzie nie można polecać stosowania w jednostkach powyżej mocy 500 kW niższych ciśnień kotłowych od 20 atn, które to ciśnienie zwiększać się powinno stopniowo ze zwiększeniem jednostek silnikowych. Używanie natomiast przy małej mocy turbiny kondensacyjnej zbyt wysokiego ciśnienia dolotowego nie daje spodziewanych wyników, ponieważ nawet przy pracy z przekładnią zębatą albo łopatki są zbyt krótkie, albo łuk zasilania wirnika zbyt mały, co wpływa ujemnie na sprawność turbiny. Względ ten nie odgrywa przeważnie roli w turbinach przeciwpężnych i upustowych.

Zagranicą cena urządzenia kotłowego w obrębie 14 atn do 40 atn różni się nieznacznie, natomiast w wytwórniach polskich mała różnica ceny jest tylko do 24 atn ciśnienia kotłowego, a począwszy od 25 atn koszty instalacji są wyższe. Cena turbiny, zbudowanej na wyższe ciśnienie, jest przeważnie niższa, choć liczba stopni ciśnienia jest większa, bo wymiary jej są mniejsze. Nie ulega też najmniejszej wątpliwości, że przy budowie nowej parowej siłowni turbiny nikt nie będzie dziś rozważał ciśnień kotłowych w pobliżu 14 atn.

Wypada jednak poruszyć także *kwesję rozbudowy siłowni*, pracującej na 14 do 15 atn, zwłaszcza siłowni z turbogeneratorami o większej mocy jednostkowej. Często popełnia się w takich wypadkach błąd, ulegając niesłusznym wymaganiom inżynierów ruchu, że ciśnienie wszystkich kotłów w kotłowni powinno być jednakowe. Stosownie do tej nieusprawiedliwionej zasady ustawia się dalsze nowe kotły i turbogeneratorsy na wyżej wspomniane niskie ciśnienie. Nie mogą uznać za słuszne zapalrywania, że ze względu na uproszczenie ruchu siłowni, a zatem może ze względu na wygodę personelu ruchu, ma siłownia wydawać poważne sumy niepotrzebnie na węgiel. Jako najlepszy dowód, że prowadzenie ruchu z różnymi ciśnieniami kotłowymi nie sprawia poważnych trudności, może służyć Elektrownia w Łaziskach, która posiada jedną turbinę, zasilaną z jednego kotła na 30 atn, a resztę na 15 atn; również Elektrownia w Łodzi posiada dwa różne ciśnienia kotłowe.

Przez odpowiedni dobór ciśnienia dolotowego przy rozbudowie siłowni turbinowej można rocznie oszczędzić sumy poważne, choć może są one nieduże w stosunku do całego dochodu elektrowni. W kondensacyjnych wielkich siłowniach turbinowych, pracujących z ciśnieniem kotłowym około 14 atn i niezbyt wysoką temperaturą pary, zużycie węgla na 1 kWh wynosi obecnie 0,9 do 1 kg. Przy powiększeniu ciśnienia kotłowego do około 40 atn i temperatury pary do około 440°C, oraz przy zastosowaniu podgrzewania wody zasilającej parą z turbiny, zużycie węgla na 1 kWh może być z łatwością obniżone o 0,3 kg. Jeżeli elektrownia wytwarza rocznie 180 milionów kWh, a cena węgla wynosi 25 zł/t, to oszczędność na opale wyniosłaby rocznie:

$$180\,000 \times 0,3 \times 25 = 1\,350\,000 \text{ zł.}$$

Jest to więc suma dość poważna, warta pewnej niedogodności dla personelu ruchu.

Jeszcze większą trzeba zwrócić uwagę na *prawidłowy dobór wysokości ciśnienia dolotowego w siłowniach z turbinami przeciwpężnymi i upustowymi*. Tylko ta część mocy, którą uzyskuje się aż do miejsca odbioru pary, jest wyjątkowo tania pod względem rozchodu paliwa; — powinna więc ona stanowić możliwie największy procent całej mocy silnika. Dostawca turbogeneratorsa, którego zadaniem jest sprzedaż swych wyrobów, złoży ofertę na każde podane ciśnienie. Jako przykład przytoczę ofertę z przed 2 lat bardzo poważnej wytwórni na kondensacyjną turbinę upustową 500 kW dla ciśnienia kotłowego 13 atn, 265°C i dla upustu

około 40 ciepłostek. Przez wybór ciśnienia kotłowego 24 atn przy 6 atn, czyli dla spadku entalpii do miejsca upustu i 400°C za przegrzewaczem, oraz przez pewne możliwe obniżenie ciśnienia pary upustowej uzyskano spadek entalpii w części wysokoprężnej 84 ciepłostek, czyli moc tej części zwiększyła się przy tej samej ilości pary upustowej przeszło dwukrotnie.

Przy pracy z turbinami przeciwpięźnymi i upustowami powraca do kotła przeważnie bardzo mało kondensatu pary, która pracowała w turbinie. Stąd powstaje konieczność przygotowania dużej ilości wody zasilającej. Ponieważ przy ciśnieniu powyżej 25 atn odpowiednie przygotowanie wody zasilającej sprawia większe trudności, przeto niektórzy inżynierowie obawiają się wybierać w wymienionych wypadkach ciśnienie wyższe od 25 atn. Również i to uważam przeważnie za niesłuszne. Zasadniczo przygotowanie odpowiedniej wody zasilającej kotły nawet dla ciśnień wyższych zostało już w zupełności opanowane. Natomiast kalkulacja może wykazać, co jest słuszniejsze, czy wydawać większą sumę na przygotowanie wody zasilającej i pracować z mniejszym rozchodem pary przy wyższym ciśnieniu dolutowym, czy też zdecydować się na większy rozchód pary w silniku przy ciśnieniu poniżej 25 atn i mieć mniejsze wydatki na przygotowanie wody zasilającej. Jeżeli rachunek ten wykazałby niewielką różnicę na korzyść ostatniego wypadku, to wypowiedziałbym się stanowczo za wyborem wyższego ciśnienia pary, bo w sposobach przygotowania wody zasilającej następują wciąż nowe ulepszenia, a po ustawieniu siłowni na niższe ciśnienie wydatek na większy rozchód paliwa pozostaje stały przez długie lata.

Na podstawie powyższych wywodów dochodzę do następujących wniosków:

1. Turbiny kondensacyjne:

- a) moc 500 do 3 000 kW:
stosować ciśnienie kotłowe 20 do 24 atn;
- b) moc 3 500 do 10 000 kW:
przeprowadzić kalkulację dla 24 atn, 30 atn i 36 atn;
- c) moc powyżej 10 000 kW:
przeprowadzić kalkulację dla 30 atn, 36 atn i 40 atn.

2. Turbiny przeciwpięźne i upustowe:

- a) moc 500 do 3 000 kW:
przeprowadzić kalkulację dla ciśnienia kotłowego 20, 24 i 36 atn;
- b) moc powyżej 3 000 kW:
przeprowadzić kalkulację dla ciśnienia kotłowego 36, 40 i 70 atn.

Oczywiście przy wyborze ciśnienia dolutowego nie może decydować moc jednostkowa turbogeneratora ustawianego, tylko musi być też uwzględniona moc jednostkowa silnika, jaki przewiduje się w przyszłości.

Odpowiednią do wybranego ciśnienia temperaturę pary dolutowej podałem poprzednio. Podkreślam jeszcze raz, że ze względu na erozję łopatek w turbinach kondensacyjnych poleca się wybierać możliwie wysoką temperaturę pary dolutowej. Wysokie przegrzanie pary wpływa też dodatnio na sprawność turbiny. Z tej przyczyny nie należy kępować się przy wyborze temperatury pary dolutowej w turbinach przeciwpięźnych i upustowych temperaturą parę odbieranej z turbiny, bo można obniżyć ją w miejscu zapotrzebowania przez wstrzykiwanie wody.

Dość poważne powiększenie cieplnej sprawności siłowni można uzyskać przez podgrzewanie wody zasilającej parą, pobieraną z różnych stopni turbiny. W ten sposób para ta wykonywuje pracę w turbinie i oddaje całkowicie pozostałe ciepło wodzie zasilającej kotły, natomiast przy prowadzeniu tej części pary do kondensatora ciepło pary dolutowej byłoby stracone przez podgrzewanie wody chłodzą-

cej. Upusty tego rodzaju, które nie posiadają samoczynnej regulacji, są też korzystne dla turbiny. Z parą tą odpływa bowiem część wody, przez co zmniejsza się erozja łopatek w części niskoprężnej, a równocześnie łopatki te mogą być krótsze, co jest bardzo ważne w niektórych wypadkach, w szczególności w turbinach o t. zw. mocy granicznej, pracujących bez przekładni zębatej lub też z takową.

Oszczędność na cieple, czyli podwyższenie cieplnej sprawności całej siłowni, uzyskane przez podgrzewanie wody zasilającej parą upustową wynosi 4% do 7%. W mniejszych instalacjach stosuje się przeważnie jedno podgrzewanie, natomiast w większych dwa o różnych ciśnieniach, a wyjątkowo nawet trzy. Przy większej liczbie podgrzewań uzyskuje się większą korzyść cieplną, lecz ze względu na koszty inwestycyjne otrzymuje się na ogół najlepsze wyniki ekonomiczne przy poprzednio podanej liczbie podgrzewań.

Temperatura wody zasilającej podgrzewanej parą powinna w każdym razie wynosić powyżej 105°C, gdyż tylko wtedy można odgazować wodę zasilającą pod ciśnieniem. Jako średnie wartości temperatury osiągniętej w sposób powyższy można określić następujące:

Para przed zaworem głównym turbiny	Temperatura wody zasilającej osiągnięta przez podgrzewanie pary z turbiny
19 do 24 atn, 375° do 400°C 25 do 40 atn, 400° do 440°C	110° do 130° C 125° do 155° C

Osiągnięcie wyższych temperatur wody zasilającej przez podgrzewanie parą nie rentuje się, przeważnie ze względu na to, że wówczas koszty ekonomizera w instalacji kotłowej znacznie zwiększają się. Obniżenie temperatury spalin w ekonomizerze musi być bowiem wtedy uzyskane przy znacznie mniejszym podgrzaniu wody zasilającej i mniejszej różnicy temperatur pomiędzy spalinami i wodą zasilającą. Oczywiście podgrzewanie parą wody zasilającej wymaga większej ilości pary dla turbiny. Nie powoduje to jednak zwiększenia rozchodu węgla, ponieważ odparowanie kotła zwiększa się przy wyższej temperaturze wody zasilającej. Ostatnio wspomniane względy na wielkość ekonomizera nie wchodzi w rachubę w instalacjach, w których temperatura spalin służy do podgrzewania powietrza dla kotła. W takich wypadkach, przeważnie zachodzących w siłowniach z turbogeneratorami o większej mocy, można z powodzeniem podgrzewać wodę zasilającą parą upustową nawet na wyższe temperatury od poprzednio podanych.

Po ustaleniu stanu, a zatem ciśnienia i temperatury pary dolutowej, trzeba zastanowić się nad typem turbiny, jaki należy wybrać. Zagadnienie to rozważałem szczegółowo na innym miejscu w ostatnim czasie¹⁾, — tutaj podam tylko zasadnicze wytyczne.

Przy określonych poprzednio stanach pary dolutowej poleca się, ze względu na uzyskanie możliwie korzystnych wyników ekonomicznych przez małe koszty inwestycyjne i małe zużycie pary, przy mocach pomiędzy 500 a 2 000 kW uwzględnić w kalkulacji (t. j. żądać ofert) osiowe turbiny szybkobieżne, pracujące z przekładnią zębatą, oraz turbiny promieniowe; — ostatnie nie mogą być stosowane jako upustowe z samoczynną regulacją upustu pary. Przy mocy 2 000 do 3 000 kW trzeba żądać ofert nie tylko na turbiny z bezpośrednim napędem generatora, lecz również na turbiny szybkobieżne z przekładnią zębatą. Koszty typu szybkobieżnego są mniejsze, ponieważ obniżenie ceny wolnobieżnego generatora jest większe od kosztów przekładni zębatej. Również zużycie pary w turbinie szybkobieżnej jest

¹⁾ Patrz Chrzanowski — „Technika Ciepła”, artykuł p. t. „Postępy w budowie turbin parowych”, r. 1935.

mniejsze, bo przy mniejszej liczbie stopni ciśnienia można uzyskać korzystniejszy stosunek $u:c$, większą liczbę Parsonsa oraz większe długości łopatek, zapewniające korzystny przepływ pary przez turbinę.

Powyżej 3 000 kW stosuje się przeważnie turbiny napędzające bezpośrednio generator przy $n = 3\,000$ obr/min.

W ostatnich latach zmieniły się zasadniczo zapatrywania na stosowanie osiowych typów jedno- i kilkukadłubowych. Dawniej większość wytwórni wykonywała przy wyższych ciśnieniach pary dolotowej i przy mocach powyżej około 5 000 kW, dwukadłubowe typy kondensacyjne, a przy większych mocach nawet trój- i czterokadłubowe. W wielu wypadkach, jak na to kilkakrotnie zwracałem uwagę w publikacjach, kosztowne typy wielokadłubowe nie były usprawiedliwione. Obecnie, pod wpływem długotrwałego kryzysu ekonomicznego szeregu wytwórni turbin parowych popadł w inny ekstrem. Zalecają one, ze względu na niższą cenę typ jednokadłubowy nawet wówczas, gdzie uważać go należy za niewłaściwy, czy to ze względu na mniej ekonomiczną pracę, czy też na mniejszą niezawodność ruchu.

Zapomocą typu jednokadłubowego o jednokierunkowym przepływie pary można uzyskać przy ciśnieniu kotłowym 40 atn, 425°C i pracy z kondensacją w sposób ekonomiczny pod względem zużycia pary 22 000 kW, ostatecznie 25 000 kW. Chcąc osiągnąć większą moc, trzeba by pogodzić się z dużą stratą wyotową, przez co zmniejsza się sprawność turbiny, lub też wykonać w ostatnich stopniach dwustrumieniowy przepływ pary. Ostatni powoduje w jednokadłubowej turbinie niekorzystny przepływ pary, chłodzenie części jej przez parę wylotową, oraz bardzo skomplikowany kształt kadłuba, który nie jest wskazany ze względów na niezawodność ruchu, zwłaszcza że w części wysokoprężnej kadłuba panuje bardzo wysoka temperatura. Wynika z tego, że przy mocy powyżej około 22 000 kW i ciśnieniu 40 atn w kotle zaleca się wybierać typ dwukadłubowy o dużej liczbie Parsonsa, jeżeli turbina kondensacyjna ma być wysoko-sprawną i niezawodną w ruchu. Jednokadłubowy typ wspomniany o dwukierunkowym, przeważnie przeciwkierunkowym przepływie pary w części niskoprężnej, więc typ o niewysokiej sprawności, mógłby być odpowiedni jako silnik zapasowy, który powinien być tani, lecz takie wypadki przy mocy bardzo dużej rzadko zachodzą. Przy niższym ciśnieniu pary dolotowej typ dwukadłubowy powinien być używany już przy mniejszych mocach od 20 000 kW, bo objętość pary, którą musi opanować część niskoprężna turbiny, jest większa.

W turbinach upustowych, pracujących z bardzo wysokim ciśnieniem pary dolotowej, lub też z dwoma, a czasem nawet trzema odbiorami pary, trzeba wybierać typ dwukadłubowy nawet przy mocach mniejszych (powyżej 2 500 kW). Jest to konieczne ze względu na niezawodność pracy turbogeneratora, która nie byłaby zapewniona przy bardzo skomplikowanym kształcie kadłuba turbiny.

Przechodząc do budowy turbiny, nie mogę tutaj oma-

wiać szczegółów, bo sprawa ta powinna być rozważana przy ocenie każdej poszczególnej oferty. Wytwórnice dostarczające turbogeneratory na rynek polski, można uważać za równorzędne, lecz zaoferowane w poszczególnym wypadku turbiny przeważnie nie są równorzędne. Nie będę wypowiadał się też w sprawie turbin akcyjnych i reakcyjnych, bo obydwa rodzaje mogą dać przy odpowiedniej budowie dobre wyniki. Zaznaczę tylko krótko, że w turbinach szybko-bieżnych przewaga jest po stronie systemu akcyjnego, natomiast w osiowych turbinach kondensacyjnych, pracujących bez przekładni zębatej, można osiągnąć przy użyciu systemu reakcyjnego w części średnio- i niskoprężnej lepszą sprawność, jeżeli zastosuje się znacznie większą liczbę Parsonsa, a zatem dłuższą turbinę niż w systemie akcyjnym.

Oczywiście przy ocenie ofert nie można polegać tylko na firmie dostarczającej lub też na podanej przez nią liczbie Parsonsa, tylko trzeba przeanalizować całą budowę, pracę pary w poszczególnych częściach przy różnych obciążeniach, przepływ pary przez turbinę jako całość, budowę i przewidywaną trwałość (w szczególności łopatek) poszczególnych części oraz regulację. W stosunku do ostatniej nadmieniam, że w turbinach kondensacyjnych, które pracują ze zmiennym obciążeniem, oraz w turbinach przeciwpłynnych i upustowych nie poleca się stosować regulacji jakościowej, tylko wskazane jest używanie regulacji ilościowo-jakościowej, aby uzyskać mniejszy rozchód pary przy mniejszych obciążeniach turbogeneratora. W ostatnim względzie nie decyduje tylko sama regulacja, lecz również budowa turbiny. Powinna ona być tak zaprojektowana, aby wykazywała najmniejsze jednostkowe zużycie pary (w turbinach kondensacyjnych łącznie z zapotrzebowaniem mocy lub pary do napędu pomp kondensacyjnych) przy przewidywanym najczęściej zachodzącym obciążeniu turbogeneratora, które przeważnie nie nakrywa się z największą jego mocą.

W turbinowej siłowni parowej wpływa bardzo wydatnie na ekonomiczną jej pracę prawidłowy podział mocy siłowni na poszczególne turbogeneratory. Chcąc uzyskać możliwe dobre wyniki, które zależą przede wszystkim od małych kosztów inwestycyjnych i małego jednostkowego zużycia pary trzeba w mniejszej siłowni moc podzielić na możliwie małą liczbę jednostek. Naturalnie pełna rezerwa siłowni musi być bezwzględnie zapewniona, aby móc przeprowadzić pewne naprawy jednego z turbogeneratorów, jeżeli nie można otrzymać w razie wypadku prądu z innego źródła. W większych siłowniach, w których moc jednostki silnikowej jest większa, trzeba dostosować liczbę turbogeneratorów do obciążenia siłowni w czasie doby. Również i tutaj wskazane jest dążyć do możliwego ograniczenia liczby turbogeneratorów, co można uzyskać w siłowniach o bardzo dużych różnicach obciążenia częściowo przez to, że projektuje się turbogenerator dla najekonomiczniejszej pracy przy $\frac{2}{3}$, lub nawet $\frac{1}{3}$ mocy największej z uwzględnieniem napędu pomp kondensacyjnych.

Siłły wodne w Polsce

Streszczenie. Siły wodne w Polsce są skoncentrowane w Karpatach, na Pomorzu oraz w Województwach północno-wschodnich. Zwiększyć wydajność oraz poprawić wartość sił wodnych można w Karpatach przez budowę zbiorników, w innych połaciach kraju przez budowę zbiorników oraz kanałów żegluga i melioracyjnych. Szczytowe obciążenia prawie w całym kraju mogą być pokryte przez zakłady zbiornikowe. W województwach północno-wschodnich także i podstawowe obciążenie może być pokryte siłami wodnymi.

W zestawieniu sił wodnych, podanem przez Inż. H. Herbicha w pracach Komitetu Energetycznego, całość sił

wodnych w Polsce jest oceniona na około 3,7 mil KM, z rocznym wydatkiem 16,2 miliardów kWh pracy. Podług tegoż autora w pierwszym rzędzie dałyby się wyzyskać siły następujące: w dorzeczu Karpackim Wisły: w przecięciu 429 000 KM ze sumą produkcji 1 882 mil. kWh, w dorzeczu Dniestru: 493 000 KM ze sumą 2 147 mil kWh, Prutu i Czeremoszu 320 000 KM ze sumą 991 mil. kWh, na Pomorzu 35 500 KM — 166 mil. kWh w dorzeczu Niemna: 80 350 KM ze sumą 361 mil. kWh, w końcu w pozostałych dzielnicach

Prof. Dr. Karol Pomianowski