

# PRZEGŁĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ: *Wiesław Chrzanowski*. — Spółczesne wielkie turbiny parowe. — *Al. Rothert*. Kalkulacja kosztów własnych w przemyśle. — *R. Witkiewicz*. Dział mechaniczny na II-ch Targach Wschodnich we Lwowie (5/IX—15/IX 1922 r.). — Wiadomości techniczne — Wiadomości gospodarcze. — Kronika.  
Z 7-ma rysunkami w tekście.

## SPÓŁCZESNE WIELKIE TURBINY PAROWE.

Napisał Dr. inż. Wiesław Chrzanowski.

(Dalszy ciąg do strony 311, w № 41 r. b.)

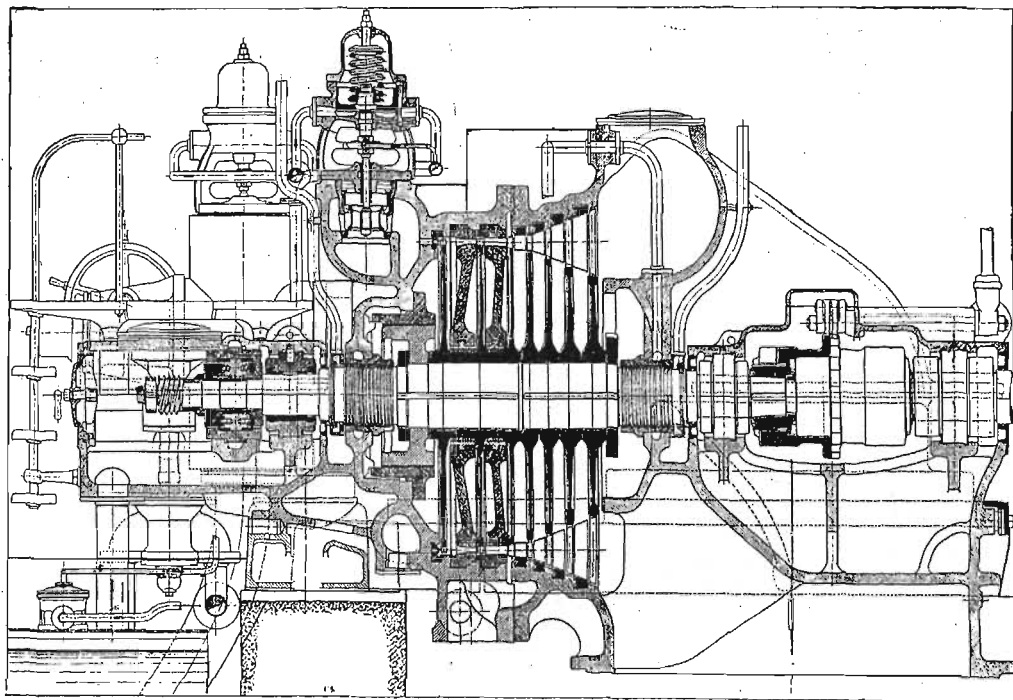
W celu skrócenia długości silnika i zmniejszenia kosztów wykonania przy dobrym wyzyskaniu pary, fabryka *Brown-Boveri* stosuje w najnowszym czasie dla turbin o mocy 12000 do 16000 kW przy  $n = 3000$  obr./min. bardzo ciekawą budowę, uwidoczną na rys. 7. Ze względów wytrzymałościowych fabryka używa tego typu także dla mniejszej mocy przy większej liczbie obrotów, np. dla mocy 2000 do 3000 kW przy  $n = 6000$  obr./min. Część wysoko i średnioprężną tworzą tutaj (analogicznie do budowy turbiny rys. 2) trzy koła Zoelly'ego, część niskoprężną — cztery koła z reakcyjnymi wieńcami łopatkowymi. Wszystkie wirniki posiadają jednakową średnią średnicę wieńców łopatkowych, wynoszącą 1500 mm; — przy  $n = 3000$  obr./min. prędkość ob-

wodowa dla tej średnicy wynosi  $u = 235,5$  m/sek, a dla zewnętrznej średnicy wieńca łopatkowego, wynoszącej 1800 mm,  $u \approx 283$  m/sek. *Brown-Boveri* zatrzymał, pomimo zastosowania kół wirnikowych wykonanie reakcyjnych łopatek, ponieważ za pomocą nich można uzyskać przy tej samej prędkości obwodowej  $u$ , tej samej średnicy  $D_m$  tej samej wysokości łopatek i większą ilość przepływającej na sekundę pary, czyli większą moc silnika

niż przy łopatkach akcyjnych; — wynika z tego, że przy tej samej mocy silnika i danej ilości przepływającej pary łopatkę reakcyjną wypadają krótsze od łopatek akcyjnych. W przeciwstawieniu do normalnych wieńców łopatkowych *Parsonsa*, w których straty, spowodowane pomiędzy poszczególnymi stopniami ciśnienia, zostają jedynie zmniejszone przez stosowanie możliwie małych szczelin pomiędzy łopatkami kierownic a bębniem, względnie — łopatkami wirników a osłoną turbiny, — wieńce łopatek kierowniczych i wirnikowych są tutaj nakryte także w części reakcyjnej wewnątrz, względnie zewnątrz, pierścieniami, służącymi zarazem do wzajemnego usztywnienia poszczególnych łopatek względem siebie. Poszczególne po sobie następujące wieńce łopatkowe są tak zbudowane, że długość łopatek powiększa się stożkowo, skutkiem czego unika się zachodzących, przy stopniowym powiększaniu długości łopatek, wirów pary, powodujących uszkodzenia łopatek. Aby osiągnąć prawidłowy przepływ pary przez wieńce łopatko-

we i zapobiedz bezpożytecznemu uchodzeniu pary przez szczeliny, zostaje umyślnie wprowadzone (rys. 8.) takie zбочenie strumienia parowego, że przy *B* zachodzi ssanie pary przez wieńce łopatkowe, skutkiem czego straty z powodu nieszczelności pomiędzy poszczególnymi stopniami ciśnienia mogą być niewielkie; — przy *A* zachodzi zgęszczenie pary. Względem budowy reakcyjnych wirników jako tarcz można by jedynie wyrazić obawę, że przestrzenie pomiędzy dwoma kołami reakcyjnymi są wypełnione parą nie płynącą, wobec czego przy zmianach obciążenia mogą zajść, z powodu większej różnicy temperatury pomiędzy wieńcem wirnika a jego piastą niż w turbinach akcyjnych, niebezpieczne odkształcenia i drgania wirników. Przy pełnym obciążeniu

silnika pierwszy wirnik jest zasilany na całym obwodzie, przy mniejszym obciążeniu używa się częściowego zasilania, gdyż turbina posiada regulację ilościowo-jakościową, opisaną w Przeglądzie Technicznym r. 1922 № 36 str. 269. Z powodu naciśku reakcyjnego turbina jest zaopatrzona w tłok odciażający, znajdujący się po stronie wyso- koprężnej, a posiadający tak samo jak i dla-wnice uszczelnienie grzebi- niaste.

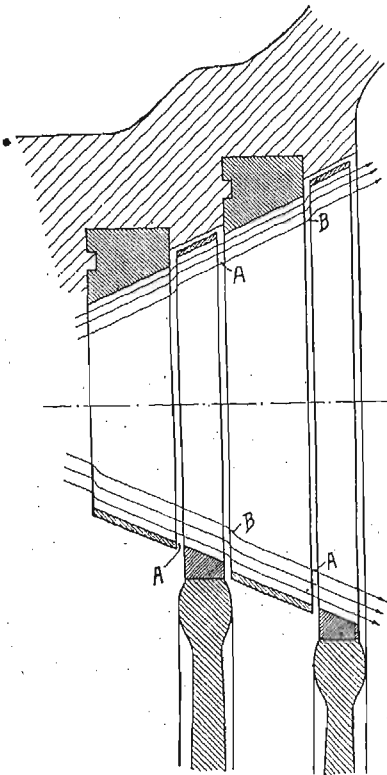


Rys. 7.

Ze względu na wielką prędkość obwodową i stąd wynikające duże naprężenia frezuje się łopatkę wirnikową razem z dokładkami z jednego kawałka. Przy wielkiej długości łopatek różni się ich prędkość obwodowa na wewnętrznej średnicy znacznie od tejże na zewnętrznej średnicy. Celem osiągnięcia równie dobrego wyzyskania pary na całej długości łopatek, *Brown-Boveri* nadaje im takie kształty, że w pobliżu wieńca wirnikowego kąty wlotowe zmniejszają się, a kąty wylotowe powiększają się, przez co obniża się równocześnie zmniejszenie wolnego przekroju przepływowego w okolicy wewnętrznej średnicy.

Oryginalna jest tutaj także konstrukcja końcowego łoża stopowego, którego długość jest znacznie mniejsza niż zwykłego łoża grzebieniastego. W łożysku tem (rys. 9 i 10) dwa szeregi hartowanych kulek stalowych tworzą system, zapewniający równomierne przenoszenie ciśnienia na wszystkie segmenty. Kulki opierają się na płytkach z hartowanej stali, włożonych w segmenty względnie w korpus łoża. Każ-

dy segment spoczywa na dwóch kulkach, a zewnętrzna, pracująca jego powierzchnia jest wyłożona białym metalem. Krawędzie segmentów są zaokrąglone, tak, że można używać łoża dla obydwóch kierunków biegu.

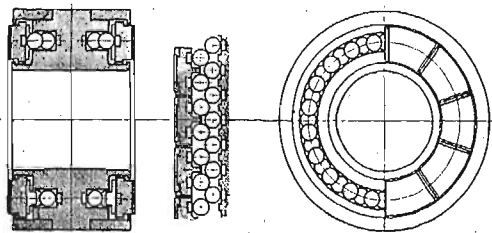


Rys. 8.

wiona na rys. 7, powinna stać się *typową* dla mocy od 3000 do 16000 kW przy  $n=3000$  obr./min. i przy przepływie pary przez turbinę w jednym kierunku.

Zaznaczyć należy, że w turbinach o wielkiej mocy stosuje się obecnie, w celu uzyskania lepszego współczynnika sprawności turbiny, większy stosunek prędkości obwodowej  $u$  do prędkości wlotowej pary  $c_1$  niż dawniej, mianowicie dla kół akcyjnych  $u : c_1 = 0,35$  do  $0,5$ , a dla kół reakcyjnych  $u : c_1 = 0,6$  do  $0,8$ .

Innych środków konstrukcyjnych, dążących do opanowania wielkich prędkości obwodowych w części niskoprężnej reakcyjnej, chwycili się inżynierowie fabryki *Guthhoffnungshütte* w Sterkrade, jak to wynika z rys. 11, przedstawiającego turbinę o dwóch głównych stopniach ciśnienia, w której para wylotowa z maszyn tłokowych dopływa do prze-

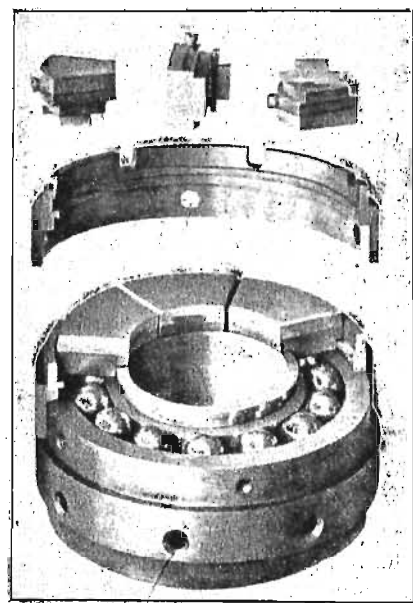


Rys. 9.

strzeni A. Normalna turbina, pędzona wyłącznie parą świeżą, różni się od przedstawionej tylko tem, że nie posiada przestrzeni A i dodatkowych przyrządów. Cechą charakterystyczną tej budowy jest zastąpienie bębna kilkoma kołami z szerokimi wieńcami. W części średnioprężnej przy niewielkiej średnicy wirnika wieńiec może, ze względu na dopuszczalne naprężenie na wytrzymałość, otrzymać dość dużą szerokość, — wirniki niskoprężne o większej średnicy posiadają natomiast nieznaczną szerokość wieńca, umożliwiającą umieszczenie tylko dwóch wieńców łopatkowych, a przy dalszym powiększeniu średnicy wirników i prędkości obwodowej trzeba będzie z pewnością zadowolić się jednym wieńcem łopatkowym na jednym wirniku. Ustrój tego rodzaju może dawać dobre wyniki pod względem zużycia pary i skutecznie opanowywać trudności, wynikające z wielkich prędkości obwodowych, lecz nie posiada zalety sztywności ukła-

du bębnowego jak turbina rys. 5 i nie odznacza się prostotą konstrukcji i fabrykacji turbiny rys. 7. Skutkiem tego można by wypowiedzieć zapatrywanie, że wątpić należy, czy budowa, uwidoczniiona na rys. 11, stanie się typową.

W Ameryce zachodzi częściej niż w Europie potrzeba budowy jednostek turbin parowych o bardzo wielkiej mocy, gdyż miasta wielkie muszą tam posiadać centrale elektryczne o bardzo dużej mocy maksymalnej, bo wynoszącej powyżej 200 000 kW, a dochodzącej do 1 200 000 kW. Ze względu na mniejsze koszty zakładowe, mniejsze zapotrzebowanie miejsca, mniejsze spożycie pary i posiadanie możliwie małej liczby silników, Amerykanie dążą do wytwarzania możliwie największej mocy w jednej turbinie. O ile w wypadkach wspomnianych nie można odmówić słuszności do takiej dążności, to konstruktor europejski z trudnością zgodziłby się na środki, jakie zastosowały niektóre fabryki amerykańskie w budowie *bardzo wielkich turbin parowych z reakcyjną częścią niskoprężną*. Np. fabryka amerykańska *Westinghouse Electric & Manufacturing Co.* nie stosuje w większych jednostkach budowy, przedstawionej na rys. 4, która stała się typową dla niektórych fabryk europejskich, tylko wykonywała, począwszy od r. 1914, dla mocy powyżej 20 000 kW różnorodną budowę, posiadającą jako cechę charakterystyczną wyłączone używanie *wieńców łopatkowych* *Parsons'a*.



Rys. 10.

Turbiny parowe, budowane w ostatnich latach przez powyższą fabrykę o mocy powyżej 20 000 kW, posiadają zwykle ustrój sprzężony, w którym część wysokoprężna i niskoprężna są umieszczone w *osobnych osłonach*, a każda część pędzi osobny generator elektryczny, pracujący czasami na osobną sieć. Część wysokoprężna, posiadająca łopatki *Parsons'a*, nie powoduje znaczniejszych strat pary, ponieważ łopatki są tutaj już dostatecznie wysokie, lecz zmusza do stosowania *regulacji jakościowej*, dławiącej parę świeżą; część niskoprężna jest w budowie podobna do konstrukcji rys. 4 (typ z dwiema rurami wypustowymi) z tą różnicą, że koło *Curtis'a* zastąpiono łopatkami *Parsons'a*, umieszczonymi na bębnie, a kilkanaście ostatnich wieńców łopatkowych o większej średnicy umieszczono (po obydwóch stronach) na kołach z szerokimi wieńcami, podobnie jak to czyni fabryka *Guthhoffnungshütte* z tych samych przyczyn. Turbina fabryki *Westinghouse'a*, ustawiona w New-Yorku, o mocy normalnej 60 000 kW, a o mocy maksymalnej 70 000 kW przy  $n=1500$  obr./min i ciśnieniu admissyjnym 15 atm. nadciśn. i  $300^\circ$  Cels. — składa się z trzech części, umieszczonych w osobnych osłonach, z osobnymi generatorami elektrycznymi, mianowicie jednej wysokoprężnej, umieszczonej pomiędzy dwiema niskoprężnymi. Każda z tych części jest zbudowana według zasad, poprzednio opisanych, więc każda część niskoprężna posiada po dwie rury wypustowe, prowadzące do osobnych kondensatorów, których cała turbina po-

siada cztery. Przez podział silnika na kilka części składowych otrzymuje się stosunkowo niewielkie wymiary poszczególnych części i niewielkie prędkości obwodowe, np. w turbinie o maksymalnej mocy 70 000 kW wynosi średnia średnica największych wieńców łopatkowych 2230 mm, a odnośna prędkość obwodowa—175 m/sek. Stosowanie po-

thane i niewłaściwe. Z tych przyczyn nie można też pochwalać istniejącej obecnie w niektórych fabrykach różnorodności typów kombinowanych turbin parowych w zależności od wytwarzanej mocy, np. fabryka buduje przy  $n=3000$  obr/min i pracy z kondensacją dla mocy od 500 do 3000 kW turbinę, składającą się z koła Curtis'a i bębna Parsons'a, dla mocy od 3000 do 10 000 kW-turbinę według zasad rys. 6, dla mocy od 10 000 do 16 000 kW-turbinę według rys. 7, a w turbinach, pracujących z przeciwpłynnością, i w turbinach, zasilanych wyłącznie parą wylotową, — stosuje zwykły ustrój Parsons'a. Choćby podobna różnorodność była usprawiedliwiona ze względu na obniżenie zużycia pary, które to obniżenie w ruchu praktycznym z pewnością będzie nieznaczne, to jednak można uznać ją za niedopuszczalną ze względów fabrykacyjnych.

Budowa turbin, wskazana na rys. 6, nie przedstawia tak typowej konstrukcji jak rys. 5 i 7, — odznacza się może większą sztywnością w porównaniu z konstrukcją rys. 7, lecz fabrykacja jej jest mniej dogodna, choćby z powodu kombinacji aż trzech rodzajów turbin w jednej całości.

Bez wątpienia znajdzie ona duże rozpowszechnienie, ponieważ buduje ją fabryka bardzo poważna, chcąc posiadać konstrukcję odmienną, choćby ze względów konkurencyjnych.

### Rozwój budowy turbin typu II.

Budowa turbin tego typu, zupełnie równorzędnej pod względem zużycia pary i niezawodności biegu z typem I, a składającego się z częściowo zasilanego koła Curtis'a jako części wysokoprężnej i kilku, na całym obwodzie zasilanych

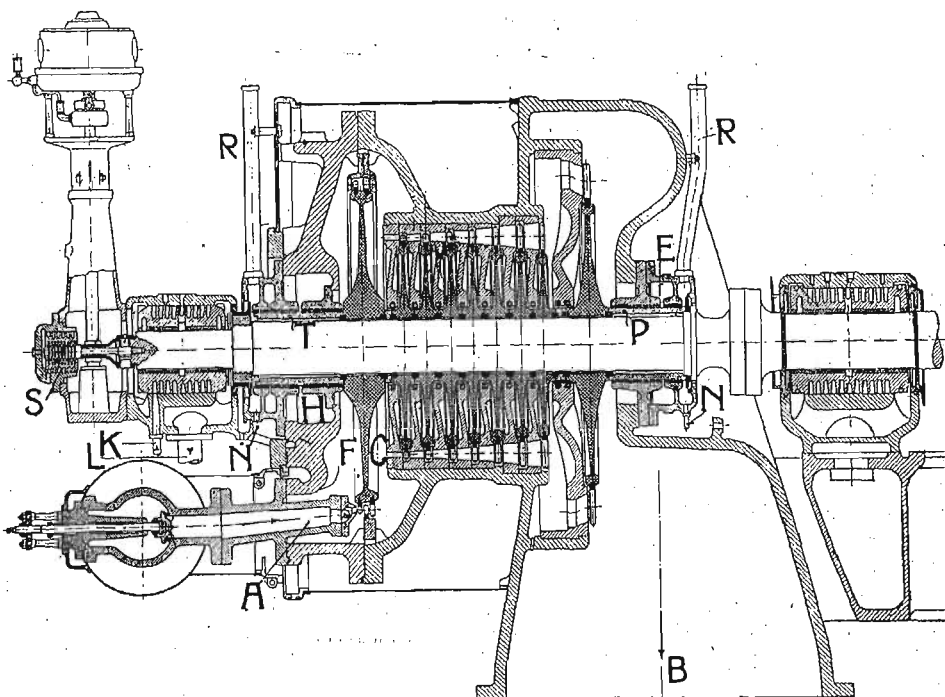
dobnych środków konstrukcyjnych wskazuje bodaj na to, że Amerykanie chwilowo nie opanowują jeszcze w dostatecznej mierze kwestji jakości używanych materiałów i, że fabryki, budujące turbiny, nie mogą zbyt polegać na wyrobach hut żelaznych. Ponieważ jednakże całość turbiny składa się właściwie z trzech silników, a każdy z nich posiada bardzo wielką długość, konstruktor europejski wybrałby z pewnością budowę trzech oddzielnych agregatów po 20 000 kW, stosując zarazem większą liczbę obrotów, lub też zdecydowałby się zbudować jedną możliwie krótką turbinę o mocy 60 000 kW w jednej osłonie przy użyciu najlepszych materiałów i zastosowaniu większych prędkości obwodowych.

Rozwój turbin parowych o wielkiej mocy z reakcyjną częścią niskoprężną w ostatnim dziesięcioleciu zdaje się wskazywać na to, że z powodu prostej budowy i celowości fabrykacji pozostaną w Europie dla mocy od 1000 do 16 000 kW i pracy z kondensacją jako typowe, tylko następujące dwa ustroje:

A) budowa według rys. 5, stosowana przez zwolenników sztywnego układu bębnowego i mniejszych naprężeń łopatek wirnikowych, oraz mniejszych prędkości pary;

B) budowa według rys. 7, stosowana przez zwolenników odpływu pary jedną rurą i możliwego skrócenia długości turbiny, a wymagająca z powodu większych prędkości obwodowych i większych prędkości pary używania wyborowego materiału na wirniki i łopatki, dopuszczającego większe naprężenia jednostkowe.

Być może, że fabryki, budujące powyższe dwa typy, będą je wykonywały jedynie dla mocy powyżej 3000 kW przy  $n=3000$  obr/min., a dla mocy mniejszej, ze względu na sztywny układ bębna i małe zdzieranie się łopatek w części niskoprężnej, — turbinę kombinowaną, składającą się z jednego koła Curtis'a lub kilku kół Zoelly'ego jako części wysokoprężnej i z turbiny Parsons'a jako części niskoprężnej, lecz w ogólności podobne różniczkowanie typów w zależności od mocy silnika jest ze względów fabrykacyjnych niepożą-



Rys. 12.

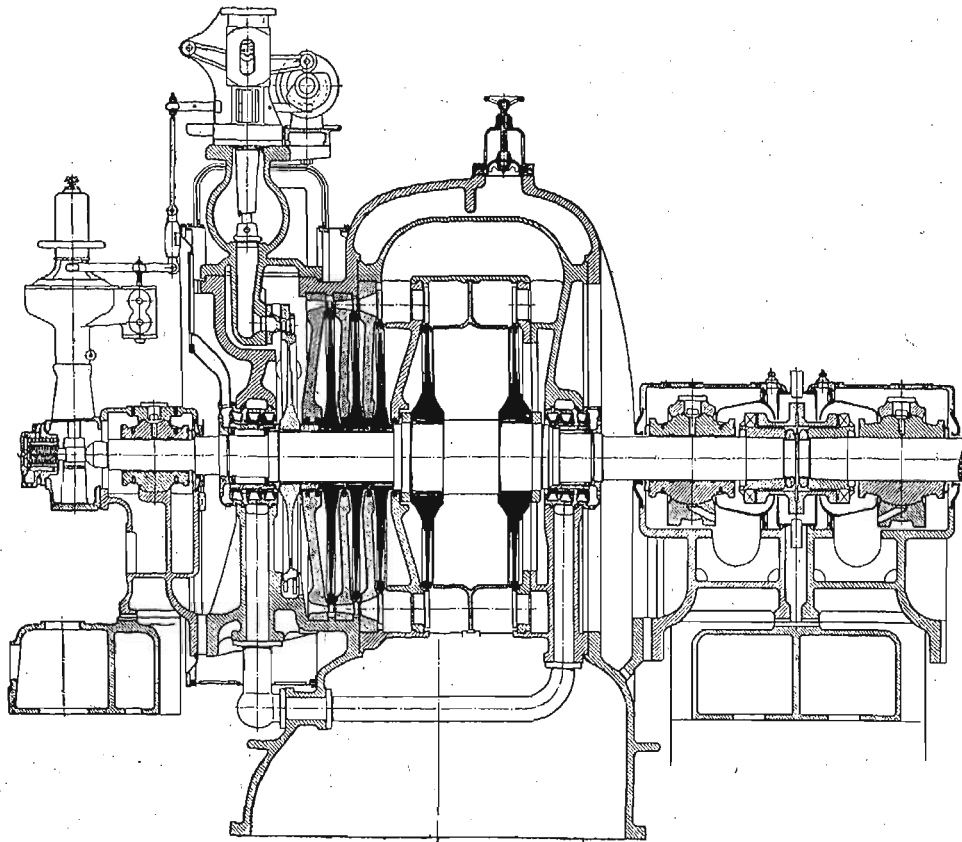
kół akcyjnych Zoelly'ego względnie Rateau'a, nie wymagała, przy powiększeniu mocy jednego silnika i równoczesnym powiększeniu liczby obrotów, wprowadzenia tak zasadniczych zmian konstrukcyjnych jak w typie I. Ponieważ turbina typu II jest akcyjną, moc maksymalna przy pewnej liczbie obrotów zależy od najmniejszego wolnego przekroju przepływowego w ostatniej kierownicy i od wolnego przekroju w ostatnim wieńcu łopatkowym wirnika.

Celem osiągnięcia wyniku pożądanego fabryki używają różnych środków. Fabryka turbin parowych A. E. G. w Berlinie stosuje w turbinach o wielkiej mocy przy dużej liczbie



obrotów konstrukcję według rys. 12, w której ostatni stopień ciśnienia posiada znacznie większą średnicę, — a przy dalszym

małe straty wylotowe. W ostatnim ustroju ostatni wirnik jest podzielony na dwa koła o niewielkiej średnicy, więc



Rys. 13.

zwiększaniu mocy jednego silnika do 25 000 kW przy  $n = 3\,000$  obr./min. używa budowy, wskazanej na rys. 13, aby powiększyć wolny przekrój przepływowy i uzyskać możliwie

łamanie się pod wpływem nadmiernych naprężeń i zacho-  
dzających drgań.

(d. c. n.).

## JAK OBECNIE KALKULOWAĆ?

Podał prof. Al. Rothert.

Sprawa racjonalnego uwzględnienia amortyzacji mimo-  
woli nasuwa na myśl pytanie, jak w obecnych warunkach  
niestałej wartości naszej marki polskiej postępować należy  
1) z amortyzacją i 2) z kalkulacją?

Przedewszystkiem, zaczynając od punktu 2) zaznaczyć  
wypada, że w obecnych warunkach, przy ciągle, z dnia na  
dzień niemal zmieniających się cenach, kalkulacja następna,  
po wykonaniu wyrobu, traci prawie całkowicie rację bytu  
jako wskaźnik ceny, chyba że cena sprzedażna jest zasa-  
dniczo i wyraźnie uzależniona od kosztów własnych, jak to  
obecnie zachodzi w wielu zakładach przemysłowych, pra-  
cujących wyłącznie albo prawie wyłącznie dla instytucji  
rządowych. Inaczej bowiem, koszt własny, nawet przy  
szybko i sprawnie działającej kalkulacji staje się wiadomym  
w terminie tak odległym od dnia sprzedaży, że cena wtedy  
będzie często zupełnie inna.

Podobnie też zwykle, dla tych samych powodów,  
oferta nie będzie mogła opierać się na kalkulacji już wy-  
konanych wyrobów, lecz będzie wymagała każdorazowej no-  
kalkulacji wstępnej.

Amortyzacja (punkt 1) dla tej kalkulacji wstępnej,  
i słusznie też właściwie dla obliczenia cen własnych w umo-  
wach dla dostaw rządowych, w myśl uprzednich wywodów,  
dotyczących ichych rezerw, powinna być oparta na każdo-  
razowym, względnie periodycznym, oszacowaniu wartości  
odpowiednich obiektów instalacji fabrycznej, jak budynki,  
maszyny i t. p., oszacowaniu odpowiadającym każdorazowym  
cenom rynkowym. Na konieczność tę wskazuje przecież cel  
właściwy wszelkich amortyzacji, t. j. stwarzanie funduszu,  
pozwalającego po zużyciu danego przedmiotu na posta-  
wienie wzamian identycznego; nowego.

Widzimy więc, że dla obliczenia kosztów własnych  
wyrobu i wyznaczenia ceny sprzedażnej, przemysłowiec, dla

stworzenia funduszu odnowienia, amortyzować winien, nie  
pozycje bilansowe, lecz realną wartość swych instalacji fa-  
brykacyjnych.

Jeżeli rok temu lub dwa, albo nawet przed wojną jeszcze,  
za mniejszą znacznie ilość marek kupił dany przedmiot,  
i zamiast go obecnie sprzedawać po cenie dzisiejszej, ko-  
rzysta zeń dla fabrykacji, to musi też wartość jego dla amor-  
tyzacji liczyć odpowiednio.

O ile mi wiadomo, przemysł nasz, po części pod przy-  
musem, po części przez nieświadomość, popełnia w tej dzie-  
dzinie często ogromne błędy, licząc amortyzację nie od prze-  
szacowanych cen kupna, cen często przedwojennych, tysiąc-  
krotnie niemal niższych niż obecne, lub od cen przeszaco-  
wanych wprawdzie, lecz tylko dziesięciokrotnie np. W ten  
sposób, jak wyżej wyjaśniłem, przemysłowiec klientom  
swym rozdaje za darmo swój majątek.

W obecnych warunkach, za wyjątkiem dostaw z ce-  
nami uzależnionymi od kosztów własnych, kalkulacja ciągle,  
związana ściśle z buchalterją, nie może służyć bezpośrednio  
jako źródło informacji co do kosztów własnych do celów  
sprzedaży i do celów technicznych, zachowuje jednak zawsze  
jeszcze cenną własność umożliwienia ścisłej kontroli wy-  
datków i prowadzenia statystyki wszystkich kosztów, a ukła-  
danie miesięcznych bilansów, teraz bodaj więcej niż kiedy-  
kolwiek jest pożądane dla unikania wielkich niespodzianek  
przy bilansie rocznym.

Dla naznaczenia cen sprzedażnych dane tej kalkulacji  
muszą ulegać w naszych dzisiejszych warunkach odp-  
wiedniej korekturze w zależności od zmiany cen i robocizny,  
względnie należy posługiwać się każdorazowo nowym obli-  
czeniem kalkulacji wstępnej.

Podobnie jak amortyzacja zawsze, a tem samem i obec-  
nie dla obliczenia kosztów własnych i ceny sprzedażnej,