

403















Inż. B. TOLŁOCZKO  
PROFESOR POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ



307

# KOTŁY WYSOKOPRĘŻNE

WARSZAWA — 1930.  
WYDANIE GAZETY CUKROWNICZEJ.



BIBLIOTEKA GŁÓWNA AGH



1000327952

~~10/XIV~~

AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA  
w KRAKOWIE  
BIBLIOTEKA

II 14279

NkB 4381

Akc. Nr 2213 / 53

# T r e ś ć.

|                                                                              |      |
|------------------------------------------------------------------------------|------|
|                                                                              | Str. |
| Wstęp                                                                        | 1    |
| <b>Kotły wysokoprężne starego kierunku konstrukcyjnego</b>                   | 4    |
| <b>Kotły nowego kierunku konstrukcyjnego</b>                                 | 5    |
| Kocioł „Atmos“ — inż. Blomquista                                             | 5    |
| Kocioł Bensona                                                               | 9    |
| Kocioł Schmidt-Hartmana                                                      | 12   |
| Kocioł prof. Löfflera                                                        | 14   |
| Kocioł Brown-Boveri                                                          | 16   |
| Kocioł Ruthsa                                                                | 18   |
| <b>Uzbrojenie i przewody rurowe</b>                                          | 19   |
| Wodoskazy                                                                    | 19   |
| Zawór bezpieczeństwa                                                         | 19   |
| Zamykadła                                                                    | 19   |
| Przewody rurowe                                                              | 24   |
| <b>Zasadnicze wielkości i właściwości wysokoprężnych urządzeń kotłowych</b>  | 24   |
| Wielkość powierzchni ogrzewalnych                                            | 24   |
| Stosunek powierzchni rusztu do powierzchni ogrzewalnej $\frac{R}{H}$         | 26   |
| Natężenie powierzchni ogrzewalnej kotła $\frac{D}{H}$                        | 29   |
| Spółczynnik przenoszenia się ciepła                                          | 30   |
| Sprawność instalacji kotłowej                                                | 32   |
| Temperatura ścianek kotła i przegrzewacza                                    | 34   |
| Praca przegrzewacza i jego umieszczenie.                                     | 35   |
| Pojemność wodna                                                              | 36   |
| <b>Wykonanie kotłów wysokoprężnych</b>                                       | 36   |
| Sposób obliczania grubości ścianek walczaków                                 | 36   |
| Materiał kotłów wysokoprężnych                                               | 38   |
| Sposób wykonania kotłów wysokoprężnych                                       | 38   |
| <b>Koszt i rentowność urządzeń kotłowych wysokoprężnych</b>                  | 41   |
| Rentowność instalacji wysokoprężnych                                         | 41   |
| Który kierunek konstrukcyjny kotłów wysokoprężnych ma większe widoki rozwoju | 42   |





Inż. B. TOŁŁOCZKO,

Profesor Politechniki Warszawskiej.

## Kotły wysokoprężne.

### WSTĘP.

Rozwój silników i kotłów parowych idzie w kierunku stosowania coraz to wyższych ciśnień. Przyczynę tej dążności znajdujemy w silnikach a nie w kotłach: zastosowanie większej prężności daje nam oszczędność na ilości zużytej pary, wskutek zmniejszenia się ilości pary potrzebnej do wytworzenia KW/h.

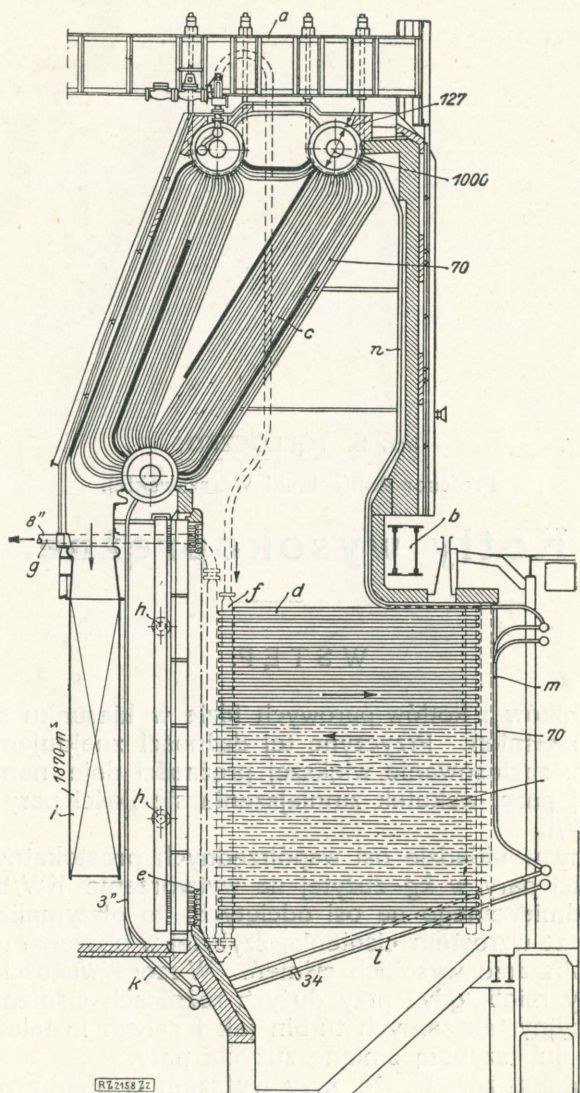
Jeżelibyśmy w układzie osi współrzędnych prostokątnych odmierzyli jako rzędne ilości pary w  $kg$  zużytej na wytworzenie KW/h w zależności od ciśnienia, odmierzanego na osi odciętych, to otrzymalibyśmy krzywą, która spadałaby ze wzrostem ciśnienia, szybciej w obszarze niskich ciśnień, a powolniej w obszarze wysokich ciśnień. W rzeczywistości krzywej ciągłej nie będziemy mieli, gdyż przy dużych różnicach ciśnienia zmienia się ustrój konstrukcyjny tak samych turbin jak i całych instalacji, powodujący powolniejszą lub szybszą zmianę zużycia pary.

Ogólna jednak zasada, że przy wyższym ciśnieniu maleje zużycie pary na KW/h pozostaje obowiązującą. Dla wytworzenia zatem tej samej mocy stosując wyższe ciśnienia zużyjemy mniej pary, a tem samem spalimy mniej paliwa dla jej dostarczenia. Oszczędności bezpośrednich z zastosowania kotła wysokoprężnego nie mamy.

W zastosowywaniu coraz to wyższych ciśnień idziemy szybko naprzód. Przed wojną światową, aczkolwiek istniała już maszyna i kocioł Schmidta, w życiu praktycznym nie budowaliśmy urządzeń parowych dla ciśnień wyższych niż 15 atm., dziś większych elektrowni nie budujemy dla ciśnień niższych, niż 25—30 atm., a usiłujemy budować do 100 i wyżej.

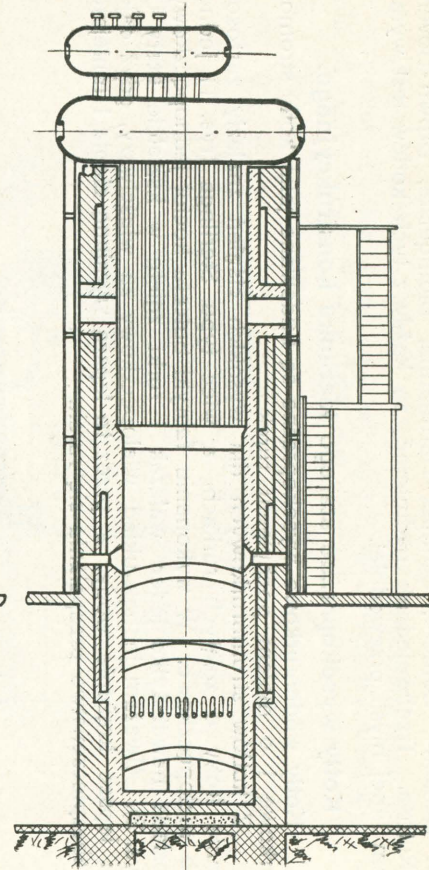
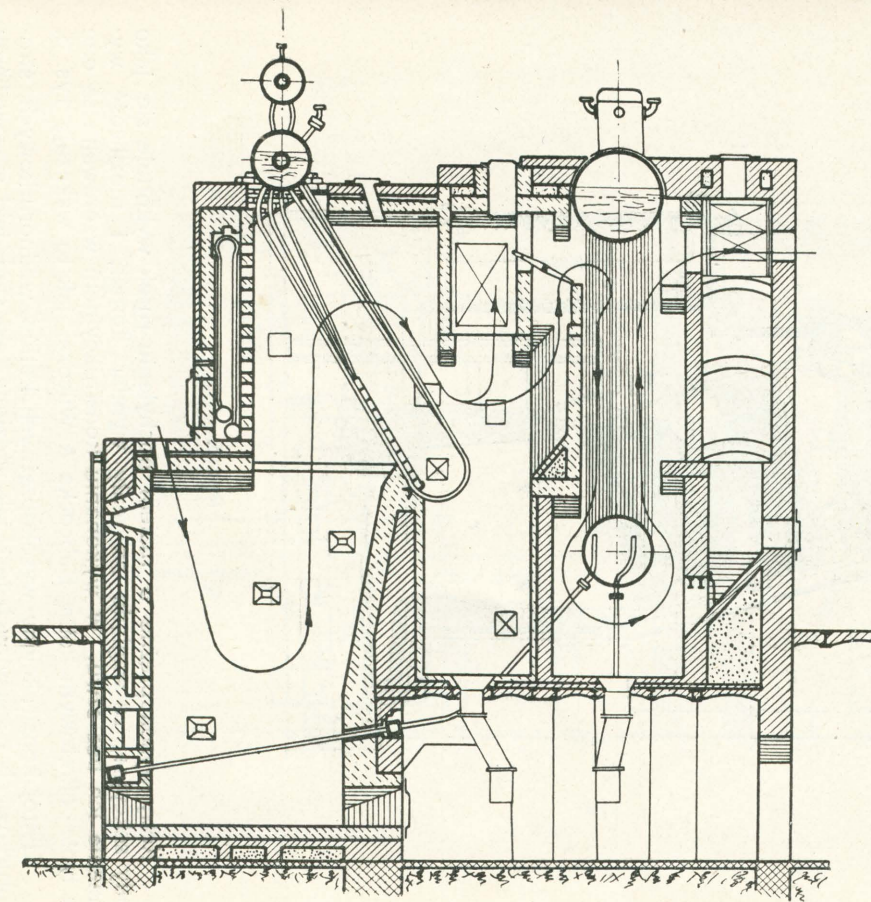


Przy określaniu ciśnień nazwami „niskie” lub „wysokie” nie mamy określonych granic. Najczęściej stosowanych dziś ciśnień  $\sim 30$  atm. nie zaliczamy jeszcze do ciśnień wysokich. Mówiąc o nich, mamy na myśli ciśnienia nie niższe od 50 atm. O kotłach dla takich ciśnień będziemy poniżej mówili.



Rys. 1.

Kotły wysokopięne rozwijają się w dwu kierunkach konstrukcyjnych. Jeden — nazwijmy go starym kierunkiem konstrukcyjnym — wzoruje się na starych formach kotłów wodnorurkowych i stara się przystosować je do nowych warunków pracy. Drugi — nowy kierunek konstrukcyjny — szuka nowych rozwiązań, opartych na odmiennych zasadach, niż kotły



Rys. 2.

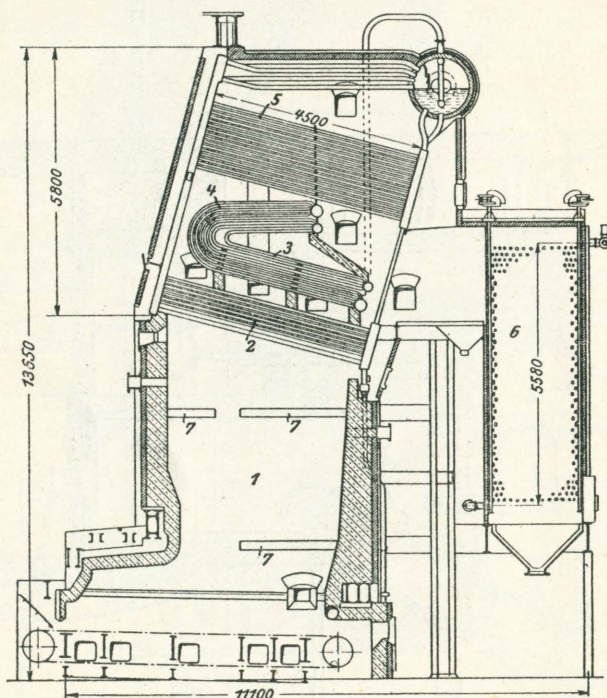


dotychczas budowane i wyraża się w szeregu konstrukcyj takich kotłów, jak Bensona, Löfflera, Schmidt-Hartmanna, Blomquista, Brown-Boveri i Ruthsa. Trzeba jednak nadmienić, że każdy z tych kotłów jest wyrazem innej myśli przewodniej.

### Kotły wysokoprężne starego kierunku konstrukcyjnego.

Kotły wodnorurkowe wysokoprężne są budowane jako kotły stromorurkowe i o małym pochyleniu rurek.

Z kotłów stromorurkowych dla wysokich ciśnień znalazły zastosowanie kotły o zgiętych rurkach, a więc typu Sterlinga (rys. 1) jedno lub wielopęczkowe. W wykonaniu fabryki Sulcera kocioł jednopęczkowy posiada nawet tylko jeden walczak i rurki zgięte w kształcie litery U (rys. 2). Uważam jednak układ wielopęczkowy za właściwszy, gdyż daje on lepsze krążenie wody, a przez to lepszą wymianę ciepła i mniejsze niebezpieczeństwo przepalania się rurek.



Rys. 3.

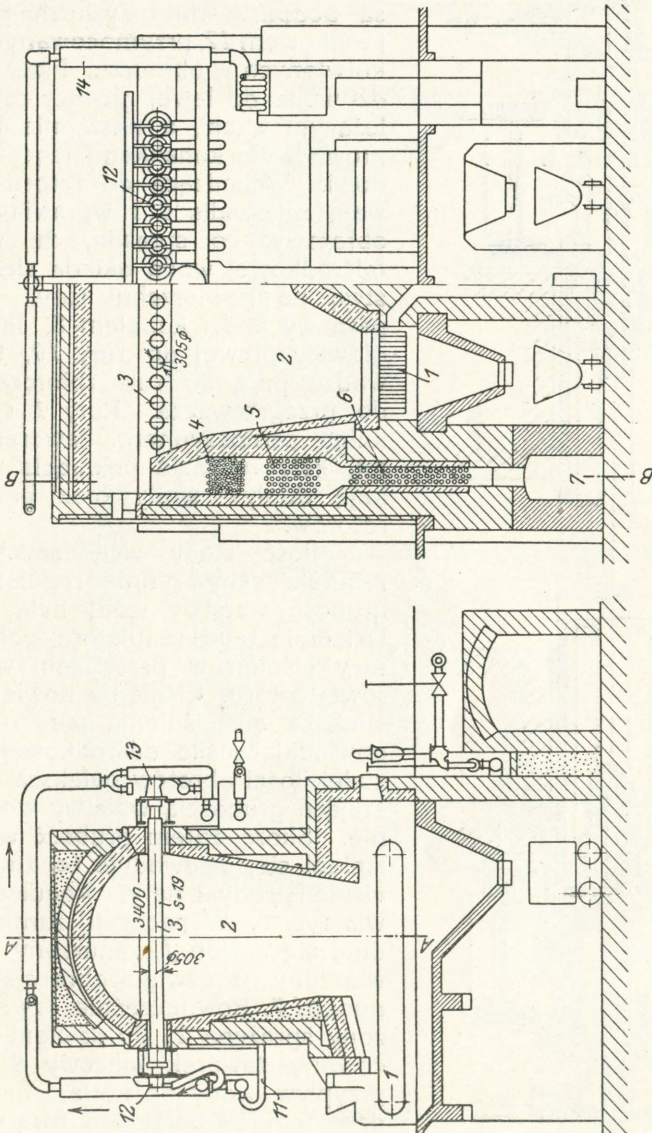
Kotły wysokoprężne o małym pochyleniu rurek wykonuje się jako kotły sekcyjne, ze względu na mały wymiar komór, i możliwość wykonania ich bez szwu. W wykonaniu konstrukcyjnym wzorowane są one na typie okrętowym kotła Babcocka & Wilcoxa, jak to wskazuje rys. 3.

Ustrój konstrukcyjny wysokoprężnych kotłów wodnorurkowych, stromorurkowych i sekcyjnych jest, jak widzimy, taki sam, jaki stosowaliśmy dla niskich ciśnień. Różnica leży w szczegółach, wykonaniu i materiale, o czym będzie niżej mowa.

### Kotły nowego kierunku konstrukcyjnego.

*Kocioł o nazwie „Atmos” szwedzkiego inżyniera Blomquista (rys. 4).*

Kocioł ten składa się z rur wirujących, w dotychczasowym wykonaniu 305 mm  $\varnothing$  zewnętrznej i 3400 mm długości czynnej — zwanych roto-

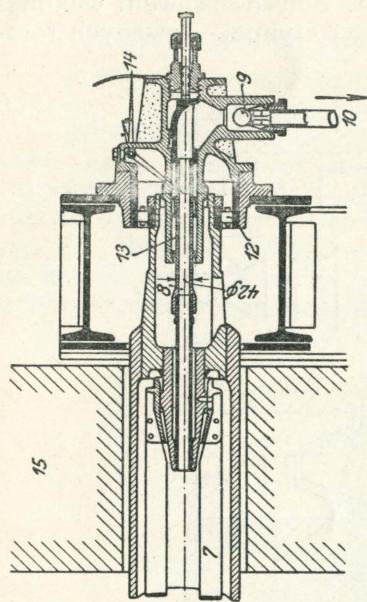


Rys. 4.

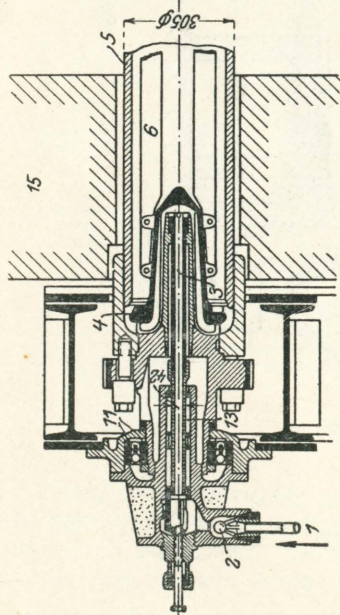
rami. Rotory są ułożone w jednym rzędzie, w płaszczyźnie poziomej nad paleniskiem i wykonują  $\sim 300$  obrotów na minutę. Rotory zapełnia częściowo woda, a częściowo para. Wskutek obrotu wywołana siła odśrodkowa przyciska wodę do ścianek i powoduje układanie się jej równą



warstwą wewnątrz rotora oraz wypychanie pęcherzyków pary do przestrzeni środkowej. Pomimo, że niema krążenia wody, pęcherzyki pary nie zatrzymują się na ściankach, wskutek tego są one energicznie chłodzone przez wodę, co powoduje intensywną wymianę ciepła. Rotory (rys. 5)



Rys. 5.



przechodzą przez ścianę obmurza i na końcach są zamknięte głowicami, które są podparte na łożyskach kulkowym 11 i wałkowem 12, przymocowanych do ram zakotwionych w obmurzu. Przez rurę 1 wchodzi woda do lewej głowicy rotora kanałem leżącym w osi, a następnie jest ona rozprowadzana kanalikami idącymi ku obwodowi. Wchodzącą do rotora wodę porywają miesadła 6 i wprawiają ją w ruch obrotowy, co sprawia, że wskutek siły odśrodkowej woda układa się równą warstwą na powierzchni rury. Wytworzona para wychodzi kanałem 8, leżącym w osi głowicy prawej do rury 10, która odprowadza parę do rury zbiorczej, a stamtąd do przegrzewacza. Rury 1 i 10 są zamknięte samoczynnymi zaworami kulkowymi, które w razie pęknięcia rotora zamykają dopływ wody oraz pary z innych rotorów.

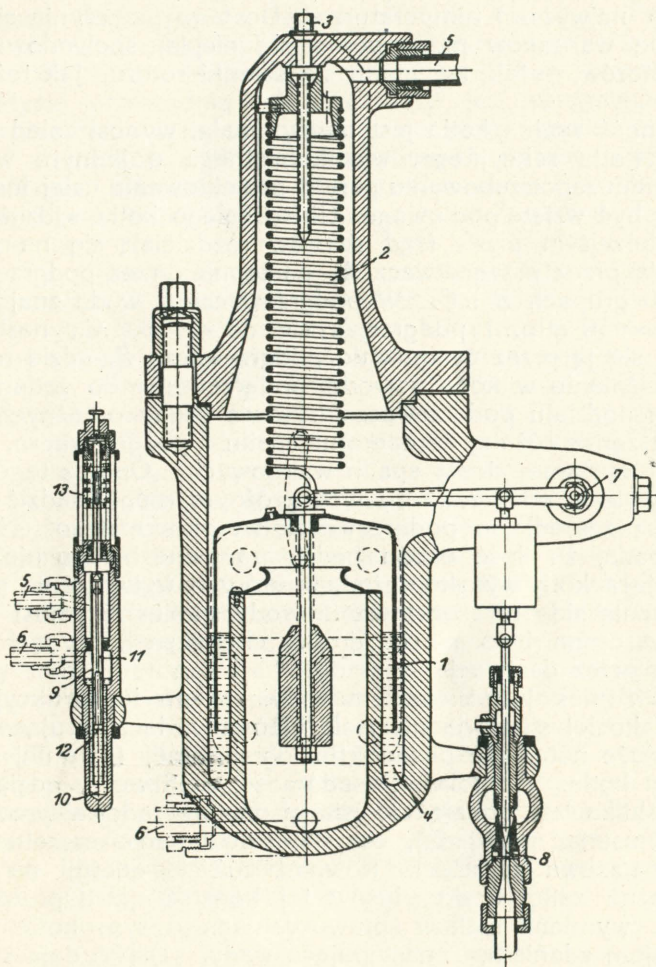
Ilość wody wchodzącej do rotora reguluje samoczynnie regulator tak, aby grubość warstwy wody była ciągle stałą. Działanie tego regulatora polega na różnicy ciśnień w przestrzeni wodnej i parowej rotora. Ciśnienie bowiem wody jest większe od ciśnienia pary o wartość odpowiadającą sile odśrodkowej, która przy stałej ilości obrotów zwiększa się ze zwiększającą grubością warstwy wody i odwrotnie. Skoro zatem grubość warstwy wody zmienia się, spowoduje to zmianę różnicy ciśnień wody i pary. Regulator przedstawia rys. 6. W naczyniu zamkniętym znajduje się dzwon 1, zanurzony w ręci i zawieszony na dźwigni obracającej się około punktu 7. Równocześnie dzwon jest obciążony sprężyną 2. Do dźwigni jest przymocowany zaworek iglicowy 8, zamykający przyływ wody do kotła. Przestrzeń nad dzwonem jest połączona rurą z przestrzenią wodną kotła, a przestrzeń pod dzwonem z przestrzenią parową. Różnicę ciśnień równoważy napięcie sprężyny. Gdy zmieni się

grubość warstwy w rotorze, a wskutek tego zmieni różnica ciśnień wody i pary, dzwon przesunie się do innego położenia, w którym napięcie sprężyny, zmienione jej odkształceniem, zrównoważy znowu wywołaną różnicę



ciśnien. Przesunięcie dzwonu spowoduje obrót dźwigni i zmianę położenia zaworka zasilającego, a wskutek tego i ilości wody wchodzącej do kotła. Regulator służy także za wodoskaz, gdyż umieszczony na osi 7 wskaźnik wskazuje na skali, zrobionej empirycznie, grubość warstwy wody w rotorze. Drugi wodoskaz — mały, umieszczony obok działa na takiej samej zasadzie.

Napęd motoru otrzymujemy za pośrednictwem koła zębatego osadzonego na głowicy i pracującego w skrzynce napełnionej oliwą.



Rys. 6.

Ciekawe, a przytem bardzo proste urządzenie posiada ten kocioł dla samoczynnego wskazywania stopnia zanieczyszczenia rotoru przez kamień kotłowy. Przy głowicy prawej znajduje się dźwignia 14, której jedno ramię jest połączone z głowicą rotoru, a drugie wskazuje na skali odchylenia dźwigni. Osadzenie rotoru w łożyskach jest tego rodzaju, by on wydłużał się wskutek zmian temperatury jego ścianek w kierunku głowicy prawej. Ponieważ nagrzewanie się rotoru jest zależne od grubości



osadu kamienia kotłowego (im grubszy kamień, tem wyższa temperatura ścianek), więc jego wydłużanie się, wskazywane przez odchyłanie się dźwigni 14, może służyć za wskazówkę grubości osadu kamienia kotłowego.

Kocioł Atmos posiada natężenie powierzchni ogrzewalnej bardzo duże  $D/H = 300$  do  $500 \text{ kg/m}^2/\text{godz.}$

Tak duże natężenie jest wynikiem ułożenia rotorów w jeden rząd nad paleniskiem i ich szybkiego obrotu, wskutek czego cała powierzchnia ogrzewalna pobiera ciepło przez promieniowanie i zetknięcie się ze spalinami o najwyższej temperaturze. Do tego przyczynia się także polepszenie się warunków przenoszenia się ciepła, spowodowane ruchem wirowym rotorów, — tak ze spalin na ścianki rotoru, jak też ze ścianek na wodę.

Pojemność wodna kotła jest bardzo mała, wynosi zaledwie  $\frac{1}{4}$  do  $\frac{1}{5}$  pojemności kotła sekcyjnego, wysokopięrznego o jednym walczaku, co przy zmiennem zapotrzebowaniu pary w projektowaniu całej instalacji silnikowej musi być wzięte pod uwagę. Układ całego kotła widzimy na rys. 4. Spaliny po przejściu przez rząd rotorów rozdzielają się na dwie strony i przepływają przez przegrzewacz A, następnie przez podgrzewacz ułożony w dwóch grupach B i C. W podgrzewaczu C woda znajduje się pod ciśnieniem  $\sim 10$  atm. i podgrzewa się do  $\sim 160^\circ \text{C.}$ , następnie przepompowuje się ją przez osadnik do podgrzewacza B, gdzie mamy ciśnienie równe ciśnieniu w kotle i wodę podgrzewamy do żądanej temperatury. Celem podziału podgrzewacza na dwie grupy o różnych ciśnieniach jest powiększenie różnicy temperatur spalin i podgrzewacza, a przez to lepsze wykorzystanie ciepła spalin wylotowych. Oprócz tego — by osad wydzielający się w podgrzewaczu niskopięrznym mógł osadzić się w osadniku i nie przeszedł do podgrzewacza wysokopięrznego. Nadmienić tu jednak wypada, że ilość osadu będzie zapewne bardzo nieznaczna, bo woda zasilająca kotły wysokopięrżne, w których wytworzenie pary użytkowej uskutecznia się przez ogrzewanie wody spalinami, musi być bardzo dobrze oczyszczona i to nie na drodze chemicznej, co nie jest wystarczające, ale przez destylację.

Kocioł Atmos jest ciekawem rozwiązaniem konstrukcyjnem z tego względu, iż kocioł stanowią nie stałe elementy, lecz wirujące. Tą drogą osiągnięto duże natężenie powierzchni ogrzewalnej i zmniejszono znacznie wymiary kotła. Aczkolwiek wiadomości ze Szwecji, gdzie taki kocioł pracuje już kilka lat, podają, że rotory pracują zadowolająco, nie mogą one jednak usunąć podejrzeń, czy stałe utrzymanie szczelności łożnic rotorów nie nasuwa trudności. Również zużycia energii na napęd rotorów nie można zaliczyć do plusów tej konstrukcji. Oprócz rozmaitych wątpliwości, wymienianych w sprawozdaniach o tym kotle, posiada on jeszcze, mojem zdaniem, i następujące wady. 1) Nie daje się ukształtować jako wielka jednostka, wytwarzająca dużą ilość pary. 2) Przy zastosowaniu paleniska dla pyłu węglowego, które, mojem zdaniem, dla kotłów wysokopięrżnych o małej pojemności wodnej jest odpowiedniejsze, niż paleniska z rusztami, nie ma możności chłodzenia przestrzeni paleniskowej rurami wodnemi, a tem samem zastosowania wysoko podgrzanego powietrza, co byłoby wskazaniem ze względu na wykorzystanie ciepła spalin wylotowych. Przy kotłach wysokopięrżnych wogóle, a w szczególności przy kotle Atmos, gdzie spaliny obmywają tylko jeden rząd rotorów, temperatura ich przy wejściu na podgrzewacz jest wysoka. Ponieważ w podgrzewaczu wody ilość pobranego ciepła jest ograniczona temperaturą



wrzenia, przeto ilość ciepła oddanego przez spaliny, nie będzie wystarczająca i one uchodzą z temperaturą względnie wysoką, którą mogliśmy obniżyć jeszcze w podgrzewaczu powietrza. Tem można wytłumaczyć sobie osiągnięte wartości współczynnika sprawności instalacji kotłowej, który według bezstronnych badań prof. Jossego wynosił 73,2%, czego dla nowoczesnych instalacyj nie można uważać za zadowalające.

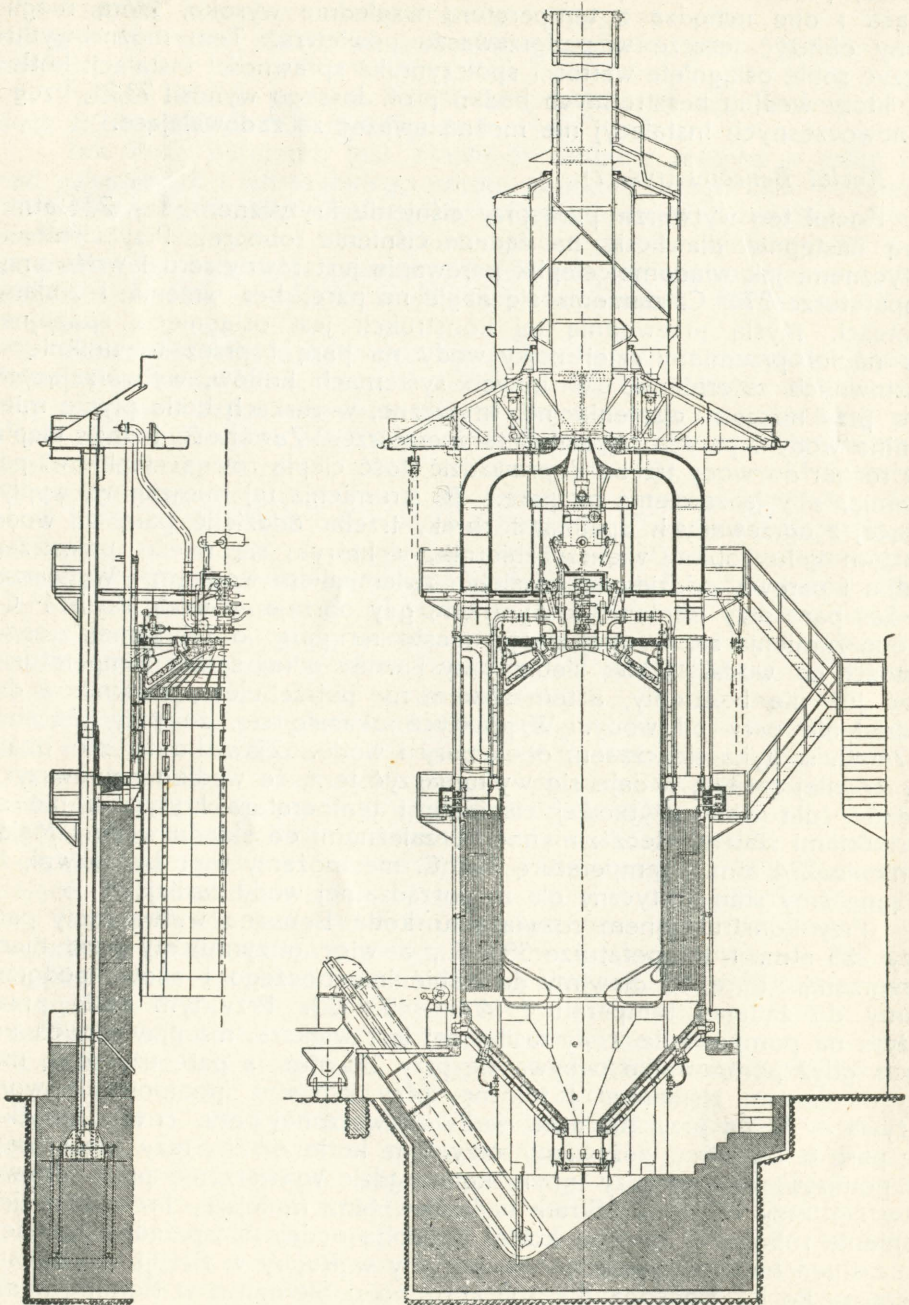
### *Kocioł Bensona (rys. 7).*

Kocioł ten wytwarza parę przy ciśnieniu krytycznym, t. j. 224 atm., którą następnie dławi się na żądane ciśnienie robocze. Przy ciśnieniu krytycznym, jak wiadomo, ciepłok parowania jest równy zeru i woda przy temperaturze 374° C. zamienia się nagle na parę, bez wrzenia i zmiany objętości. Myślą przewodnią tej konstrukcji jest osiągnięcie spokojnej lecz naglej przemiany całej masy wody na parę i przez to uniknięcia kosztownych zbiorników. W innych systemach kotłów, wytwarzających parę przy niższym ciśnieniu niż krytyczne, w rurkach kotła płynie mieszanina wody i pary o tej samej temperaturze. Zawartość jednak ciepła jest różna: do wody trzeba doprowadzić ilość ciepła równą ciepłokowi parowania, aby ją zamienić na parę. Ze strumienia tej mieszaniny, wypływającej z ogrzewanych spalinami rurek, trzeba oddzielić parę od wody i w tym celu robimy większy zbiornik, w którym się mieści przestrzeń wodna i parowa, oddzielone od siebie zwierciadłem wodnym. Wytwarzając zaś parę przy ciśnieniu krytycznym, gdy ogrzejemy wodę do 374° C., to ona zamienia się w całej swojej masie na parę, o tej samej zresztą gęstości co woda. Obok siebie pary i wody o tej samej temperaturze mieć już nie będziemy, a tem samem nie potrzebujemy zbiorników dla oddzielenia pary od wody. W praktyce okazało się, że przy 224 atm. i 374° C. spotyka się czasem obok pary i wodę. Zjawisko to nie obala poprzedniej zasady, a daje się wytłumaczyć tem, że według najnowszych badań — dla wody użytkowej ciśnienie i temperatura krytyczna nie są wartościami stałymi, lecz zmiennymi, zależnymi od składu wody. Mając ciśnienie 224 atm. i temperaturę 374° C. nie możemy więc być pewni, że osiągnęliśmy stan krytyczny dla rozporządzalnej wody zasilającej.

Przy konstrukcyjnym rozwiązaniu kotła Bensona wytwarzamy parę przy 225 atm. i temperaturze 390° C., a więc otrzymujemy parę nieco przegrzaną. Parę tę dławimy do ciśnienia roboczego i znowu podgrzewamy do żądanej temperatury (400—450° C.). Przy tym kotle praca zużyta na pompowanie wody zasilającej jest większa, niż przy innych kotłach, gdyż pompowanie odbywa się przy 225 atm., a parę użytkową mamy o niższym ciśnieniu. I tak np. przy 225 atm. pompowanie wody zużywa ~ 5%, a przy 100 atm. ~ 2% wytworzonej pary. A więc, używając parę o 100 atm., zużywamy przy tym kotle ~ 2½ razy więcej pary na pompowanie, niż przy innym kotle, gdzie wytwarzanie pary odbywałoby się przy 100 atm. Strata ta będzie tem mniejsza, im wyższe jest ciśnienie robocze i dlatego kocioł Bensona nadaje się przedewszystkiem dla ciśnień bardzo wysokich. To też gdy w Rugby w Anglii zbudowano pierwszy kocioł Bensona dla 105 atm., to u Siemens'a w Berlinie postawiono go już dla 180 atm. Kocioł Bensona składa się z węzownic utworzonych z rurek małej średnicy. Posiada on bardzo małą pojemność wodną, np. w porównaniu z kotłem Atmos zaledwie 1/10 jego pojemności.

Przy tak małej zawartości wody zasilanie musi natychmiast dostosowywać się do zmienionego obciążenia kotła, gdyż w przeciwnym razie



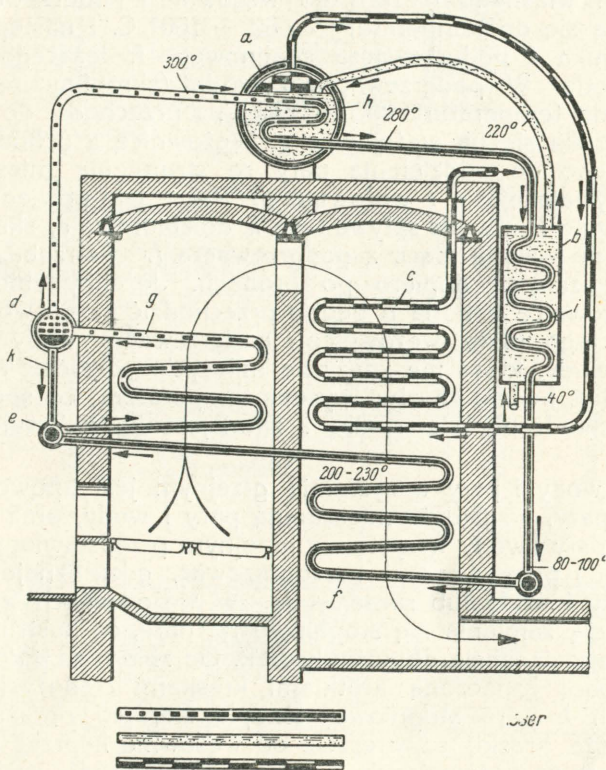


Rys. 7.

przy wzmożonem odbiorze pary może w kotle zabraknąć wody, co spowodowałoby jego uszkodzenie. To samo zdarzyć się może, jeżeli zasilanie choćby na chwilę zostało przerwane. Dlatego kocioł Bensona winien mieć

palenisko, które szybko da się regulować jak również zatrzymać. Takimi paleniskami nie są paleniska z rusztami, natomiast te wymagania spełniają paleniska dla gazu, paliwa płynnego i pyłu węglowego.

Rys. 7 przedstawia kocioł Bensona postawiony w fabryce Siemens w Berlinie. Kocioł ten posiada palenisko dla pyłu węglowego i jest ukształtowany jako kocioł opromieniowany. Takie rozwiązanie konstrukcyjne przy zastosowaniu powietrza wysokopodgrzanego uważam za najodpowiedniejsze dla kotłów wysokoprężnych, jak to uzasadniłem szerzej w moim referacie na Zjeździe Mechaników. Temu też przypisuję przyczynę, dla czego ten kocioł wykazał przy badaniach największą sprawność z pośród wszystkich kotłów nowego kierunku konstrukcyjnego.



Rys. 8.

Zalety kotła Bensona są: 1) mniejsza cena kotła. 2) Większe bezpieczeństwo z powodu małej pojemności wodnej — 1 i 2 w porównaniu z kotłami opłomkowymi starej konstrukcji.

Jego wady: 1) większe zużycie pary na pompowanie w porównaniu ze wszystkimi innymi kotłami. 2) Większe trudności z armaturą, pompą i przewodami zasilającymi, pracującymi przy 225 atm. 3) Kocioł ten wymaga bardzo dobrze destylowanej wody. Nie znosi najmniejszego zanieczyszczenia kamieniem kotłowym, ponieważ sama jego zawartość (woda i para) posiada wyższą temperaturę ( $390^{\circ}\text{C}$ .), niż inne kotły. Niewielkie zanieczyszczenie kamieniem kotłowym może już spowodować nadmierny wzrost temperatury ścianek i ich uszkodzenie.



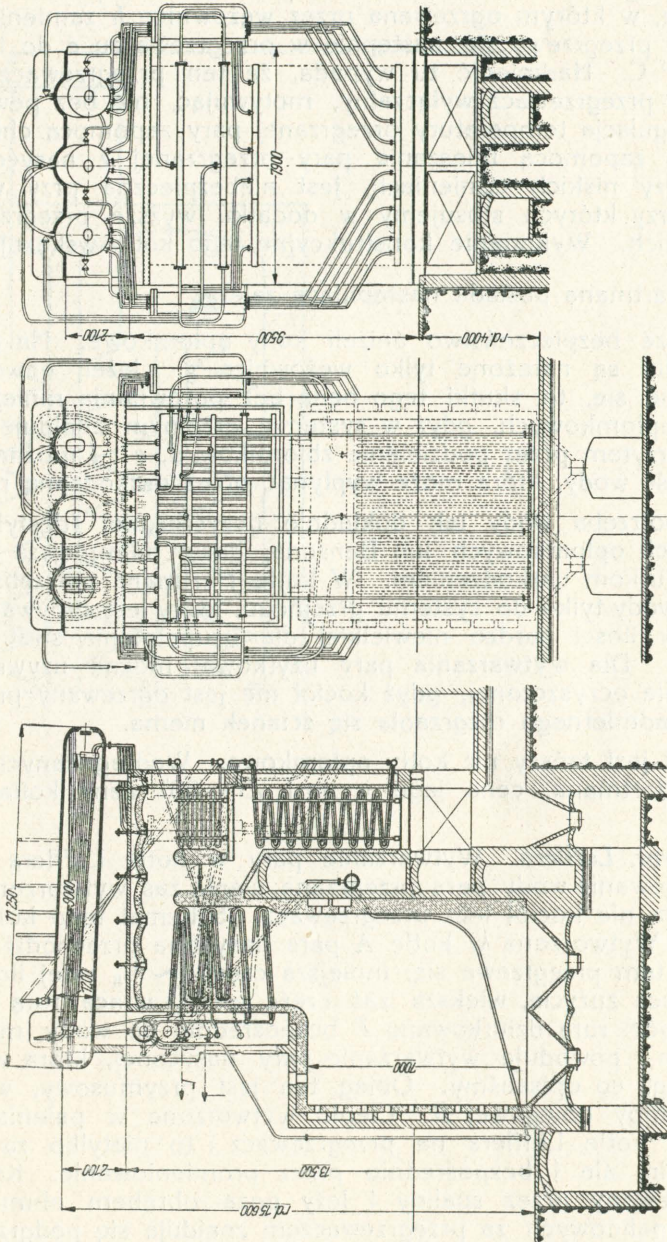
**Kocioł Schmidt-Hartmana.** Schemat tego kotła wskazuje rys. 8.

W tym kotle para użytkowa, potrzebna np. dla napędu turbin, wytwarza się nie przez ogrzewanie wody spalinami, jak przy kotłach dotychczas omówionych, lecz zapomocą pary grzejnej. Para grzejna wytwarza się z wody destylowanej w węzownikach *g*, ogrzewanych spalinami jak również częściowo pobierających ciepło z paleniska zapomocą promieniowania. Z węzownic *g* para grzejna przechodzi do węzownic *h* ułożonych w kotle *a* wytwarzającym parę użytkową i położonym poza obreębem działania gorących spalin. W węzownikach *h*, które są umieszczone w przestrzeni wodnej kotła, para grzejna oddaje swe ciepło wodzie i wskutek tego skrapla się. Skropliny o temperaturze  $\sim 280^{\circ}$  C. spływają pod działaniem własnego ciężaru do węzownic *i* podgrzewacza *b* gdzie dalej ochładzają się do temperatury  $\sim 80 - 100^{\circ}$  C. i następnie przepływają do zbiornika *l* podgrzewacza spalinowego *f*, leżącego w kanałach spalinowych kotła. W podgrzewaczu *f* woda (skropliny pary grzejnej, podgrzewa się do temperatury  $200 - 250^{\circ}$  C. i przechodzi do zbiornika *e*, w którym rozdziela się na węzownice *g*. Węzownice *g* uchodzą do zbiornika *d*, służącego do oddzielenia pary ze strumienia mieszaniny pary i wody wydobywającej się z węzownic *g*. Para, jak powiedziano wyżej, idzie do węzownic *h* a woda spływa rurą *k* do zbiornika *e*, skąd zasila węzownice *g* razem z wodą idącą z podgrzewacza *f*. Potrzeba wbudowania zbiornika *d* okazała się dopiero po próbach. Jeżeliby zbiornika *d* nie było przez węzownice *h* kotła *a* będzie przechodzić para i woda, porwana parą, wskutek tego przez węzownice *i* podgrzewacza wody *b* przepływie więcej gorącej wody, która nie zdąży się należycie ochłodzić i do podgrzewacza *f* wchodzić będzie ze zbyt wysoką temperaturą, co spowoduje niedostateczne ochłodzenie się spalin i zmniejszenie spólczynnika sprawności.

Krażenie wody i pary w systemie grzejnym jest spowodowane różnicą ciężarów pary, względnie mieszaniną pary i wody, oraz wody ochłodzonej. Obieg pary i wody w systemie grzejnym przedstawiony na rysunku linjami pełnymi i przerywanymi ma obrazować, gdzie znajduje się para, mieszanina pary i wody lub sama woda. W węzownikach *g* woda oznaczona linią ciągłą zamienia się stopniowo na parę, co ilustruje linia przerywana o zmniejszającej się długości kresiek. Od zbiornika *d* do węzownic *h* mamy tylko parę oznaczoną krótkimi kreskami o dużych odstępach, w węzownikach *h* para stopniowo skrapla się, co obrazują coraz to dłuższe i gęstsze kreski, aż wreszcie od węzownic *h* przez podgrzewacz *b* i *f* i częściowo w węzownikach *g* mamy tylko wodę, oznaczoną linią ciągłą. Para i woda w systemie grzejnym tworzy więc, jak widzimy, obieg zamknięty: wytworzona w węzownikach *g* para oddaje swe ciepło w węzownikach *h* i wraca zpowrotem do węzownic *g* (przez podgrzewacze *b* i *f*) w postaci skroplin. Teoretycznie więc wystarczy tylko raz dostarczyć wody do systemu grzejnego, w rzeczywistości musimy jednak dodawać jej trochę z powodu strat wskutek nie szczelności. Woda dostarczona do systemu grzejnego musi być wolna od kamienia kotłowego, a więc destylowana. Ponieważ potrzeba jej niewiele, koszt jej wytworzenia jest nieznaczny w porównaniu z kotłami poprzednio opisanymi. Ciśnienie pary i wody w systemie grzejnym jest większe od ciśnienia pary użytkowej. Para w systemie grzejnym jest parą nasyconą, a więc posiadającą temperaturę wrzenia wody przy danym ciśnieniu, woda zaś w zbiorniku *a* posiada także temperaturę wrzenia, a zatem dla uzyskania różnicy temperatur, potrzebnej dla przenoszenia się ciepła od węzownic *h* do wody



w zbiorniku *a* zastosowano wyższe ciśnienie pary grzejnej od pary użytkowej. Według danych Hartmana różnica ta wynosi 2 — 20 atm. zależnie od obciążenia. Wydaje mi się jednak, że tylko wyższe wartości mogą tu wchodzić w rachubę, gdyż przy różnicy tylko kilku atmosfer będziemy



Rys. 9.

mieli za małą różnicę temperatur potrzebną dla przejścia odpowiedniej ilości ciepła.

Wielkość powierzchni ogrzewalnej węzownic *h* jest stosunkowo niewielka, gdyż warunki przenoszenia się ciepła są bardzo korzystne (od



pary kondensującej się na ścianki rur, i ze ścianek rur do wody). Spółczynnik całkowity przenoszenia się ciepła wynosi  $\sim 4000$  wskutek czego węzownice  $h$  wytwarzają  $\sim 200 \text{ kg/m}^2/\text{godz}$ .

Woda do wytworzenia pary użytkowej przechodzi przez podgrzewacz  $b$ , gdzie ogrzewa się do temperatury  $\sim 220^\circ \text{C}$ ., poczem wchodzi do zbiornika  $a$ , w którym ogrzewana przez węzownice  $h$  zamienia się na parę. Parę tę przegrzewa się następnie w przegrzewaczu  $c$  do temperatury  $400\text{—}450^\circ \text{C}$ . Nadmienić tu wypada, że ten przegrzewacz buduje Hartman jako przegrzewacz wyłączalny, motywując, nie bez pewnej słuszności, że regulacja temperatury przegrzanej pary zapomocą chłodzenia, a tembardziej zapomocą mieszania pary przegrzanej z nasyconą, dopuszczalna przy niskich ciśnieniach, jest niebezpieczna przy wysokich ciśnieniach, przy których stosujemy w dodatku wyższe przegrzanie niż przy poprzednich. Wykonanie konstrukcyjne tego kotła wskazuje rys. 9.

Kocioł Hartmana posiada następujące zalety.

1) Większe bezpieczeństwo aniżeli kotły opłomkowe. Na działanie gorących spalin są narażone tylko węzownice  $g$ . Jeżeli nawet jedna z nich rozerwie się, to skutki tego będą bez porównania mniejsze, niż przy kotłach opłomkowych, gdyż w systemie grzejnym znajduje się niewiele wody, przymem przez podzielenie zbiorników  $d$ ,  $e$  i  $l$  można jeszcze zmniejszyć ilość wody, która może wypłynąć przez uszkodzoną rurkę.

2) Nie potrzeba wody tak dokładnie oczyszczonej (destylowanej), jak przy kotłach opłomkowych lub Bensona, gdzie najmniejsza ilość kamienia grozi rurkom uszkodzeniem. W kotle Hartmana potrzeba dobrze oczyszczonej wody tylko do systemu grzejnego, który jest omywany przez spaliny i to w ilości bardzo niewielkiej dla uzupełnienia strat wskutek nieszczelności. Dla wytwarzania pary użytkowej można używać wody mniej dokładnie oczyszczonej, gdyż kocioł nie jest ogrzewany przez spaliny i obaw nadmiernego rozgrzania się ścianek niema.

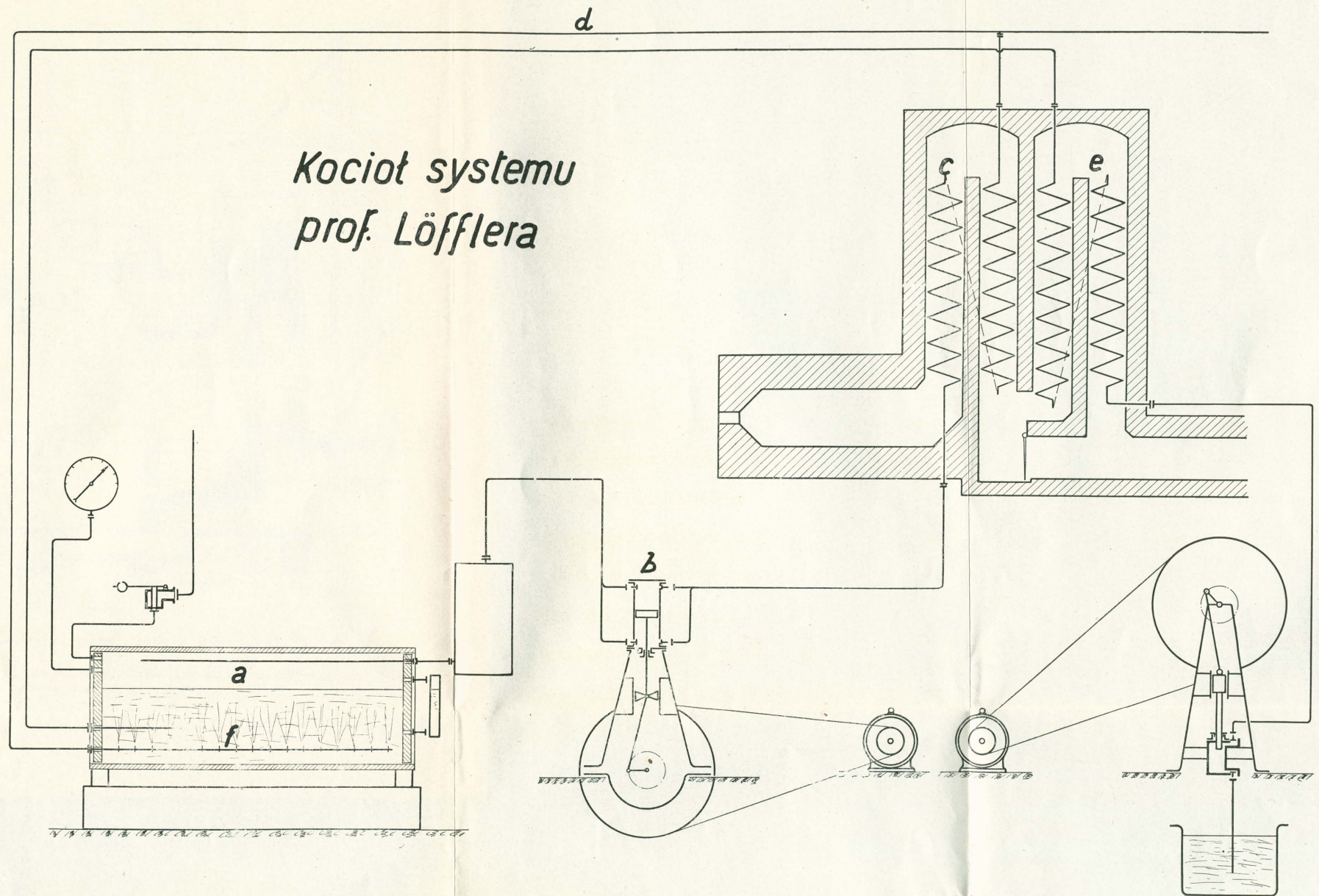
3) Kocioł jest tańszy niż kotły opłomkowe. Według danych pochodzących od Hartmana, cena jego wynosi 75—80% ceny kotła opłomkowego.

**Kocioł prof. Löfflera.** Wytwarzanie pary w kotle Löfflera odbywa się przez ogrzewanie wody parą przegrzaną, ciepło zaś wytworzone w palenisku pobiera nie kocioł lecz przegrzewacz. Schemat tego kotła wskazuje rys. 10. Wytworzona w kotle  $A$  para nasycona przechodzi do przegrzewacza  $C$ , tam przegrzewa się; mniejsza część ( $\sim \frac{1}{3}$  całej ilości pary) idzie do miejsca zużycia, większa zaś część ( $\sim \frac{2}{3}$ ) wraca rurą do kotła  $A$ , gdzie wchodzi rurą dziurkowaną  $F$  bezpośrednio do wody, miesza się z nią, ogrzewa i powoduje wytwarzanie pary nasyconej, która wykonuje ten sam obieg, co opisaaliśmy. Obieg ten jest przymusowy, wywołany zapomocą pompy obiegowej  $B$ . Ciepło wytworzone w palenisku przenosi się przy kotle Löfflera na przegrzewacz i to nie tylko za pośrednictwem spalin, ale i bezpośrednio przez promieniowanie. Kocioł zaś nie jest ogrzewany przez spaliny i leży poza obrębem obmurowania. W kanałach spalinowych za przegrzewaczem znajduje się podgrzewacz  $E$  wody zasilającej, ewentualnie jeszcze podgrzewacz powietrza.

Dla puszczenia w ruch kotła Löfflera trzeba doprowadzić do kotła  $A$  parę z zewnątrz, aby ogrzać wodę w nim zawartą i wytworzyć z niej



# *Kociot systemu prof. Löfflera*

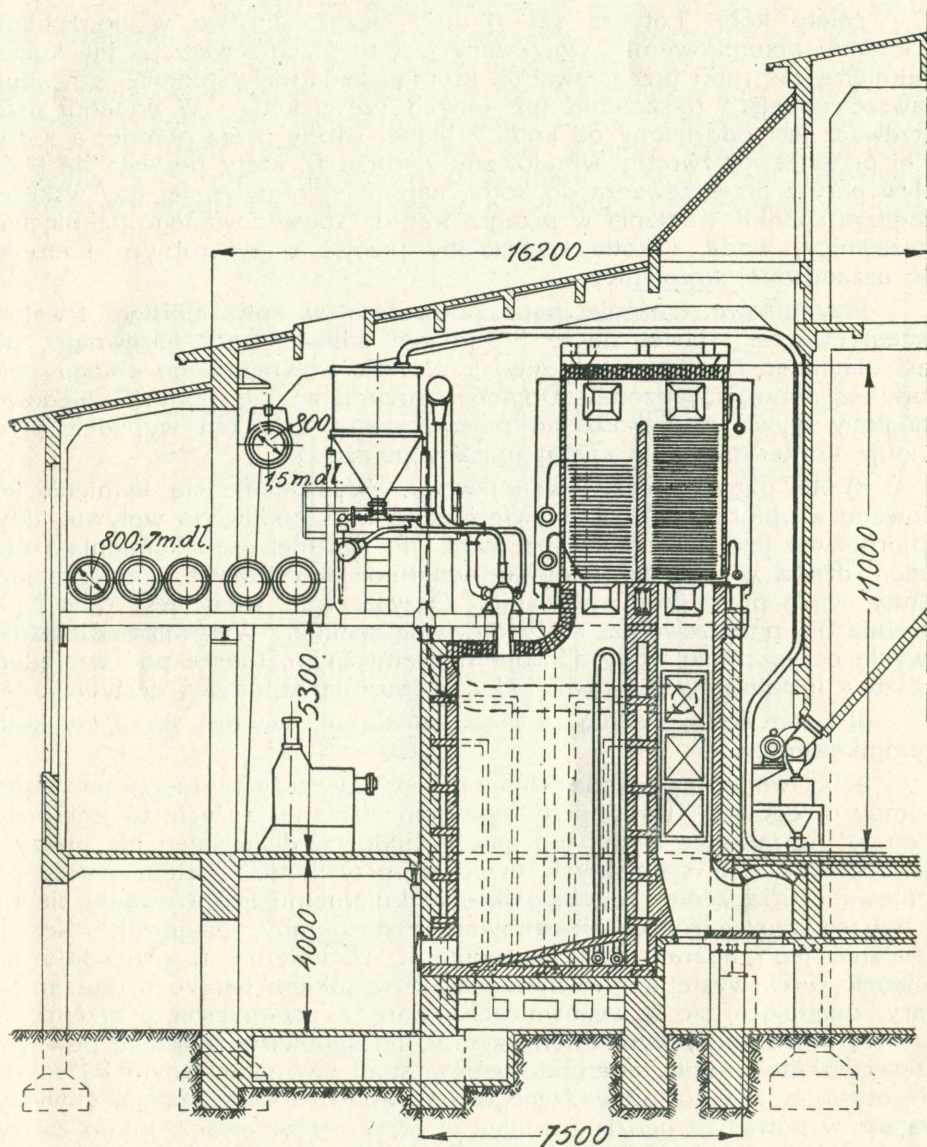




BIBLIOTEKA  
BIBLIOTEKA

biol  
kosci

parę, poczem będzie on już własną parą ogrzewać się i doprowadzenie pary z zewnątrz może być wstrzymane. Tę parę, potrzebną do puszczenia w ruch kotła, czerpiemy bądź z sieci przewodów parowych, jeżeli inne kotły są w tym czasie czynne, lub z małego kociołka pomocniczego,



Rys. 11.

który rozpalamy tylko dla puszczenia w ruch instalacji, poczem zatrzymujemy.

Do spowodowania obiegu pary stosuje prof. Löffler pompę, przy pierwszym wykonaniu tłokową, przy następnych wirową. Zużycie mocy



jej wzrasta przy spadku ciśnienia, i tak dla 130 atm. pompa zużywa 2—2½%, przy 80 atm. — 5—6%, a przy 20 atm. — cała ilość wytworzonej przez kocioł pary musiałaby być użytą na napędzanie pompy. Z tego wynika, że kocioł ten jest przydatnym tylko dla wysokich ciśnień, gdyż przy niskich zbyt dużo mocy tracimy na napęd pompy.

Zalety kotła Löfflera są: 1) duże bezpieczeństwo w porównaniu z kotłami opłomkowymi. Ogrzewany jest tu przegrzewacz, a nie kocioł. Pęknięcie zaś rurki przegrzewacza, która posiada małą średnicę, powoduje zawsze mniejsze zniszczenia niż innych części kotła. W dodatku przegrzewacz jest oddzielony od kotła z jednej strony przez pompę, a z drugiej przez zawór zwrotny wbudowany w rurze *D*, który pozwala na przepływ pary z przegrzewacza do kotła, natomiast zamyka się, gdy wskutek nagłego spadku ciśnienia w przegrzewaczu, spowodowanego pęknięciem węzownicy, woda z kotła zechciałaby przejść w odwrotnym kierunku do uszkodzonej węzownicy.

Przymusowe krążenie pary podwyższa w kotle Löfflera trwałość przegrzewacza. Nawet nagłe przerwanie odbioru pary nazewnątrz nie jest dla niego niebezpieczne, gdyż z powodu wewnętrznego obiegu pary rurki są dobrze chłodzone. Dopiero zatrzymanie się pompy obiegowej mogłoby wywołać uszkodzenie przegrzewacza. Na ten wypadek przewiduje Löffler specjalny aparat opisany poniżej.

2) Nie potrzeba destylowanej wody. Wydzielanie się kamienia kotłowego w zbiorniku *A* nie wywiera zupełnie szkodliwego wpływu, gdyż zbiornik nie jest ogrzewany spalinami. Przeciwnie, osad kamienia kotłowego działa w pewnym stopniu dodatnio jako izolacja, zmniejszająca straty ciepła przez promieniowanie. Oczyszczanie wody jest więcej potrzebne dla podgrzewacza, który omywają spaliny. Wystarcza tu jednak zwykle oczyszczanie wody sposobem chemicznym, tańsze pod względem kosztów instalacyjnych i ruchu od oczyszczania zapomocą destylacji.

3) Cena kotła, według samego wynalazcy, wynosił 85% ceny kotła opłomkowego.

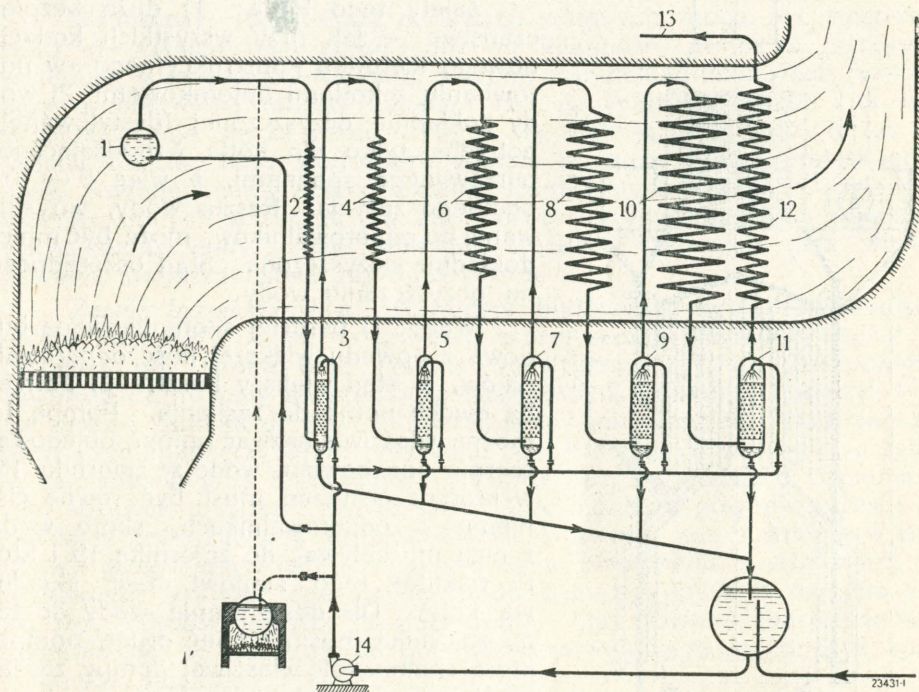
Jako wadę tego kotła wymienić należy zużycie mocy na napęd pompy obiegowej. Tylko przy wysokim ciśnieniu zużycie to jest małe, dlatego uważam, że kocioł ten należy budować dla ciśnień nie niższych niż 100 atm. Do specjalnych urządzeń przy kotle Löfflera należy patentowane urządzenie, zapobiegające nadmiernemu rozgrzewaniu się rur przegrzewaczowych w chwili zatrzymania się pompy obiegowej. Zasada działania tego aparatu jest następująca. Nadmierne rozgrzewanie się ścianek rurek występuje równocześnie z wysokim bardzo przegrzaniem pary, znajdującej się w węzownicach. Parę z przegrzewacza przeprowadza się przez wyżej wymieniony aparat, gdzie odkształcanie się pewnych części wskutek zmian temperatury powoduje przy nadmiernym jej wzroście otwarcie zaworu prowadzącego nazewnątrz. Wówczas para wypływająca w powietrze będzie przepływać przez przegrzewacz, mimo zatrzymania się pompy i tem samem chronić go przed przepaleniem się.

Rys. 11 przedstawia kocioł prof. Löfflera w wykonaniu konstrukcyjnem.

**Kocioł Brown-Boveri.** Schemat kotła wskazuje rys. 12. Ośrodkiem tego układu konstrukcyjnego jest kocioł wzbudzający, pracujący jednak stale (nie jak w kotle Löfflera tylko przy uruchomieniu) i wytwarzający 5—10% pary użytkowej o ciśnieniu nieco wyższem, niż ciśnienie robocze.



Kocioł ten może posiadać własne palenisko, lub być ogrzewany spalinami z paleniska głównego, jak to jest uwidocznione na schemacie. Para ( $D_1 \text{ kg}$ ) z kotła wzbudzającego przepływa do przegrzewacza 2, gdzie przegrzewa się do wysokiej temperatury, poczem odchodzi do odparownika 3, w którym para wchodzi od dołu, natomiast z góry wtryskuje się wodę. Para przegrzana miesza się z wodą, ogrzewa i odparowuje ją. Powstałą w ten sposób parę nasyconą, której ilość będzie równa ilości pary  $D_1$  dostarczonej przez kocioł wzbudzający, powiększonej o ilość pary  $D_3$  wytworzonej z wody wtrysniętej do odparownika 3, przechodzi do przegrzewacza 4, gdzie znowu przegrzewa się, stamtąd przepływa do odparownika 5, w nim odparowuje  $D_5 \text{ kg}$  pary z wody tam wtrysniętej i znowu przechodzi do przegrzewacza 6. Przebieg ten powtarza się kilka-



Rys. 12.

krotnie. Przy danem rozwiązaniu 5 razy, aż po przejściu ostatniego przegrzewacza 12 odchodzi rurą 13 do miejsca zużycia. Całkowita ilość pary  $D$  dostarczona przez kocioł będzie równać się:

$$D = D_1 + D_3 + D_5 + D_7 + D_9 + D_{11}$$

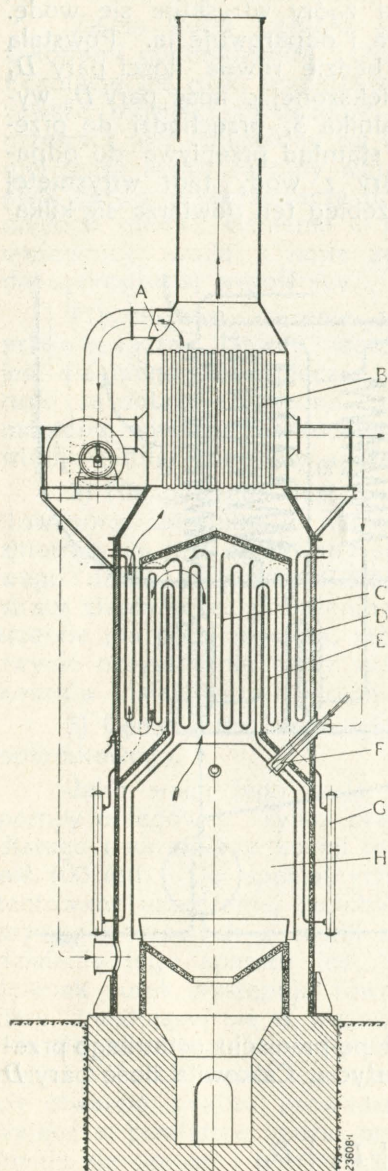
gdzie  $D_1$  — ilość pary w  $\text{kg}$  dostarczonej przez kocioł wzbudzający

$D_3$  „ „ „ „ „ odparownik 3 i t. d.

Przez następujące po sobie odparowniki i przegrzewacze przechodzić będzie coraz to więcej pary, a zatem i ich wielkość będzie wzrastała, co uwidocznione jest na rysunku. Obieg pary jest spowodowany różnicą ciśnień: w kotle wzbudzającym musi utrzymywać się nieco większe ciśnienie,



niż w ostatnim przegrzewaczu. Nieodparowana w odparownikach woda będzie spływała do zbiornika 15, do którego wchodzi woda z podgrzewacza i skąd pompa 14 tłoczy do kotła wzbudzającego i odparowników.



Rys. 13.

Powyżej opisany kocioł jest dotychczas projektem jeszcze nieurzeczywistnionym, chociaż istnieje już szkic konstrukcyjnego rozwiązania kotła, który wskazuje rys. 13. Widzimy z niego, że ten kocioł, podobnie jak kocioł Bensona, ma być kotłem opromieniowanym, zaopatrzonym w palenisko dla pyłu i podgrzewacz powietrza.

Zalety tego kotła: 1) duże bezpieczeństwo — jak przy wszystkich kotłach nowego kierunku konstrukcyjnego — w porównaniu z kotłami opłomkowymi; 2) wody dokładnie oczyszczonej (destylowanej) potrzeba tylko dla kotła wzbudzającego, ogrzewanego spalinami, a więc 5 — 10% ogólnego zużycia. Reszta wody, wtryskiwanej do odparowników, może być mniej dokładnie oczyszczona. Stąd oszczędność na oczyszczaniu wody.

Wady: 1) bardziej skomplikowana budowa z powodu większej ilości odparowników, a stąd większy koszt. 2) Potrzeba dwóch pomp do zasilania. Pompę 14 można właściwie nazwać pompą obiegową, czerpie ona bowiem wodę ze zbiornika 15, w którym ciśnienie musi być równe ciśnieniu w odparownikach, skoro woda z nich ma spływać do zbiornika 15 i który wskutek tego stanowi część składową kotła. Dla dostarczenia wody do tego zbiornika musimy mieć drugą pompę, która spełnia rolę właściwej pompy zasilającej.

3) Konstrukcyjne rozwiązanie wtryskiwania wody, któreby działało niezawodnie, może spowodować pewne trudności i komplikacje budowy.

**Kocioł Ruthsa.** Kocioł ten jest tylko pomysłem dotychczas nieurzeczywistnionym i to jeszcze w mniejszym stopniu, niż poprzedni, gdyż nawet konstrukcyjnie nie jest opracowany, jak również nie ustalono

jaka ma być ta ciecz, o której poniżej mowa. Zasada pracy tego kotła jest następująca. W kotle, dowolnej konstrukcji dotychczas znanej, ogrzewanym spalinami znajduje się ciecz o wysokiej temperaturze wrzenia przy niskim ciśnieniu, np. rtęć. W przestrzeni parowej tego kotła mieszczą się węzownice, przez które przepływa woda, wytwarzająca parę użytkową



wysokoprężną. Ciepło wytworzone w palenisku pobiera zatem kocioł niskoprężny, którego wykonanie jest znacznie tańsze, niż wysokoprężnego, część zaś wysokoprężną urządzenia kotłowego stanowią węzownice, które są również elementami taniejszymi, przytem wielkość pow. ogrzew. utworzonej przez węzownice jest stosunkowo nieduża z powodu korzystnych warunków przenoszenia się ciepła z kondensującej się pary cieczy, znajdując się w kotle, na powierzchnię węzownic.

O zaletach lub wadach tego kotła mówić nie można, skoro on nie został jeszcze konstrukcyjnie rozwiązany i nieustalony został rodzaj cieczy w nim zawartej.

### Uzbrojenie i przewody rurowe.

**Wodoskazy.** Wodoskazy o rurkach szklanych mogą być stosowane tylko dla ciśnień najniższych. Już od kilkunastu atmosfer począwszy zastępują je wodoskazy Klingera, złożone z pudełka metalowego zamkniętego grubościenną tafelką szklaną. Dla najwyższych ciśnień i ta konstrukcja wydaje się za słabą, zmienia się więc ją jak wskazuje rys. 14. Zasada budowy tego wodoskazu została ta sama, tylko zamiast jednej płytki szklanej mamy szereg okienek zamkniętych krążkami szklanymi, rozmieszczonych w zygzak i w ten sposób umożliwiających dobrą obserwację stanu wody. Małe wymiary krążków szklanych dają większą pewność bezpieczeństwa, niż duża płytka.

**Zawór bezpieczeństwa.** Normalna budowa zaworu bezpieczeństwa dałaby zbyt duży nacisk na grzybek, a tem samem zbyt duży ciężar obciążający go. Unika tego podana konstrukcja, rys. 15. Na pokrywie zaworu widzimy mały zaworek bezpieczeństwa 4, normalnej budowy. Przelot zaworu zamyka grzybek 2, ukształtowany jako tłoczek. Przestrzeń pod grzybkiem i nad grzybkiem połączone są kanalikiem 3 w środku grzybka. W ten sposób przy zamkniętym zaworku bezpieczeństwa 4 ciśnienie po obu stronach grzybka 2 jest to samo. Gdy jednak z powodu wzrostu ciśnienia w kotle zaworek bezpieczeństwa 4 otworzy się, ciśnienie w przestrzeni ponad grzybkiem 2 zmniejsza się w porównaniu z ciśnieniem pod grzybkiem; wskutek tego grzybek podnosi się i wypuszcza parę na lewo do rury odprowadzającej ją nazewnątrz. Gdy zaworek bezpieczeństwa zamknie się, to ciśnienie po obu stronach wyrównuje, tłoczek spada i zamyka przelot.

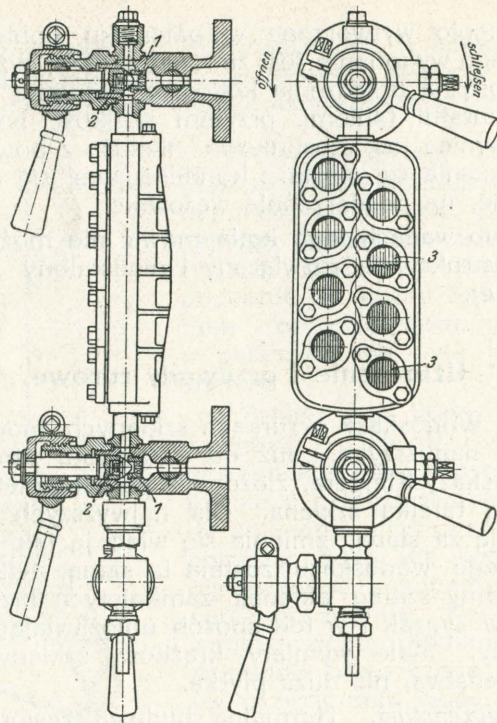
**Zamykadła.** Zamykadła dla wody i pary tworzą zawory i zasuw. Przy wysokich ciśnieniach mamy duży spadek ciśnienia w przewodach rurowych, spowodowany wzrostem ciężaru właściwego, który wskazuje

wykres rys. 16. Spadek ciśnienia określa równanie  $z = \beta \gamma \frac{l}{\alpha} \cdot w^2$

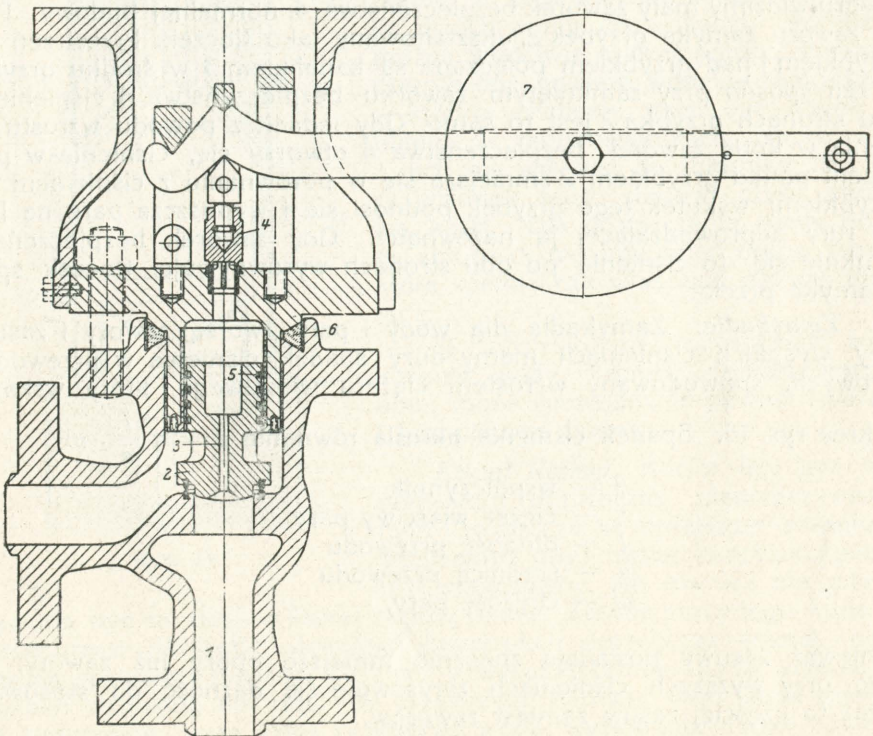
- $\beta$  — współczynnik
- $\gamma$  — ciężar właściwy pary
- $l$  — długość przewodu
- $\alpha$  — średnica przewodu
- $w$  — chyżość pary.

Ponieważ zasuw posiadają znacznie mniejsze opory niż zawory, dlatego przy wyższych ciśnieniach zarysowuje się dążność do stosowania coraz to częściej zasuw zamiast zaworów.



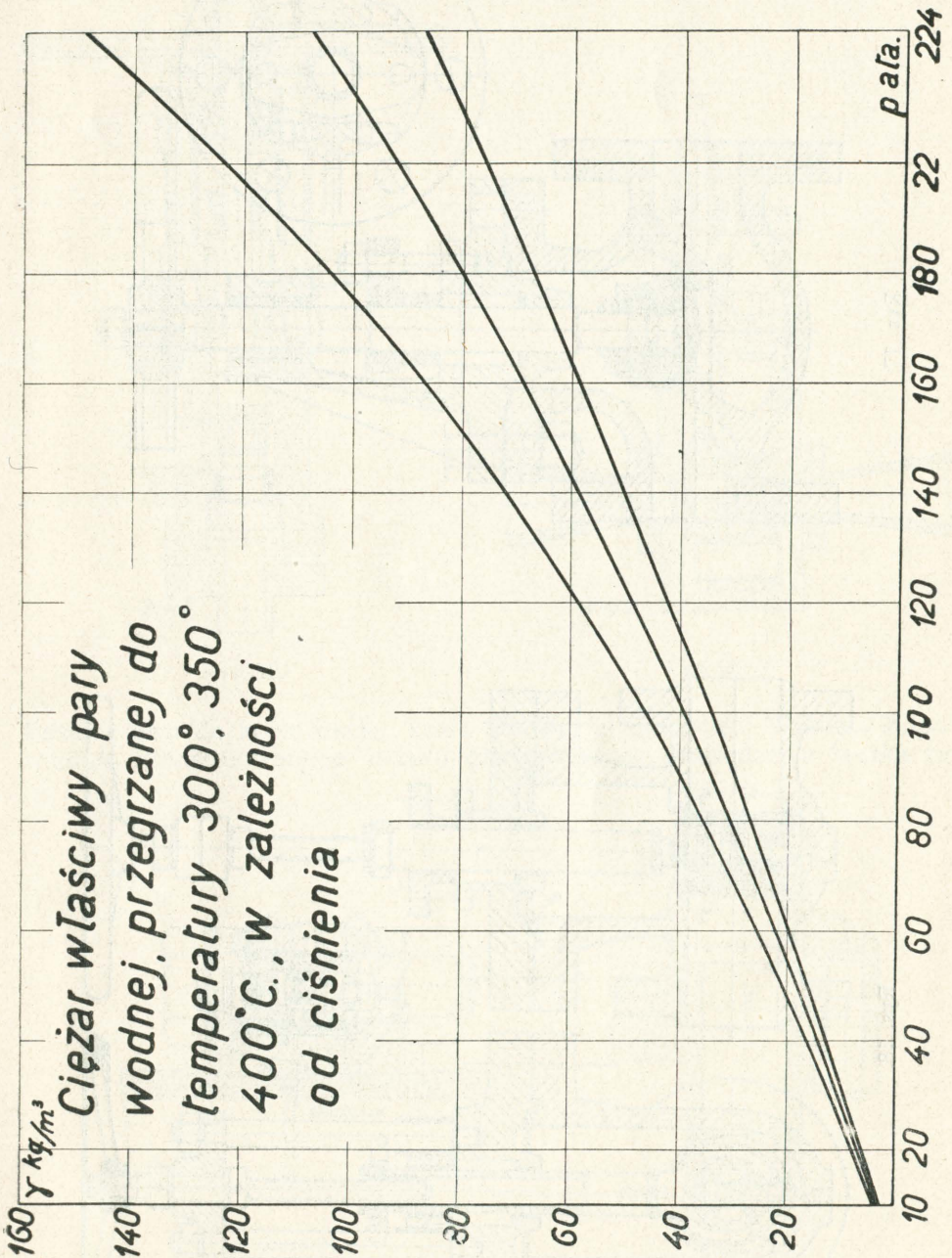


Rys. 14.



Rys. 15.

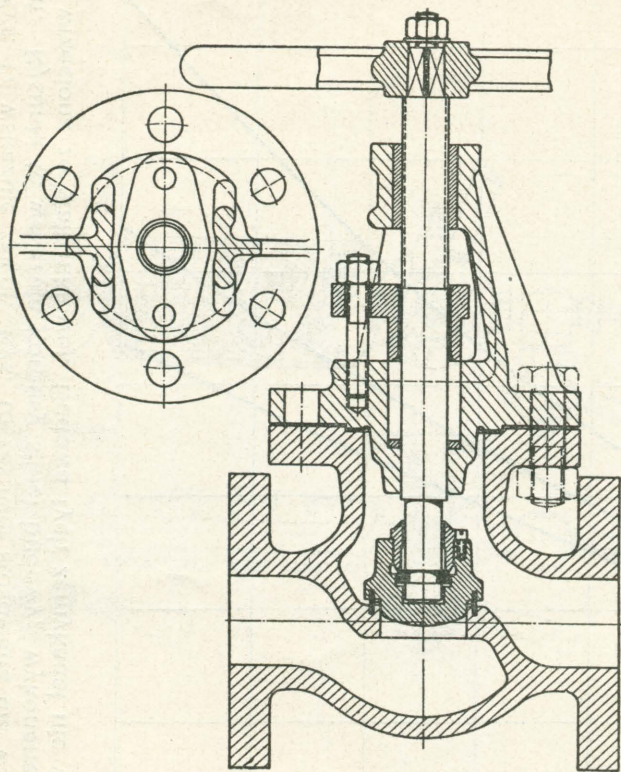
Rys. 17 wskazuje zawór. Rys. 18 zasuwę stosowaną dla wszystkich ciśnień. Rysunki te wskazują korpusy silnej budowy, wykonane ze stali lanej, wrzeciona ze stali niklowej. Budowa tych zamykadeł nie wykazuje



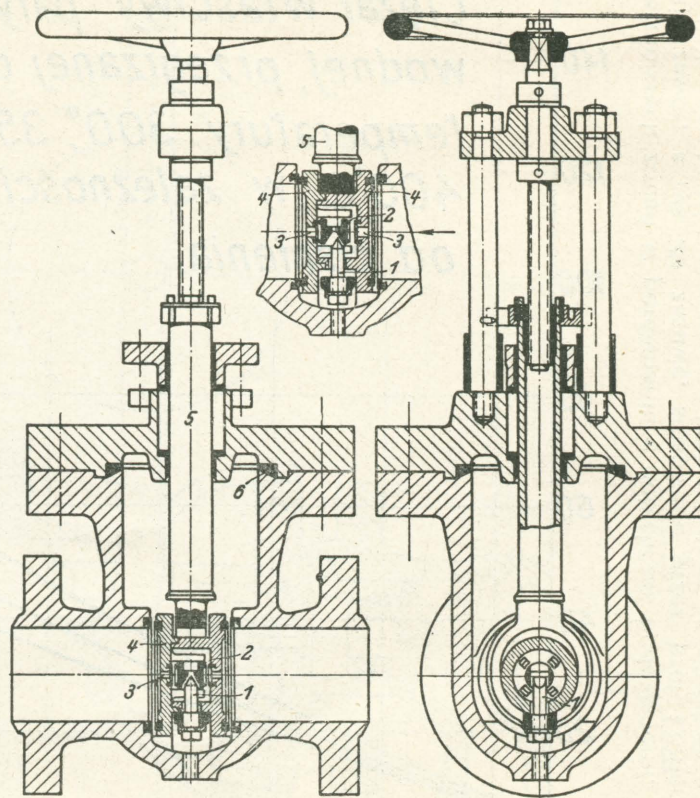
↑ Rys. 16.

poważniejszych zmian w porównaniu z dotychczas budowanymi. Rys. 19 podaje zawór, a rys. 20 zasuwę, stosowane przez prof. Löfflera. Korpusy tych zamykadeł, wykonane z bloku kutego są silniejsze, ponieważ





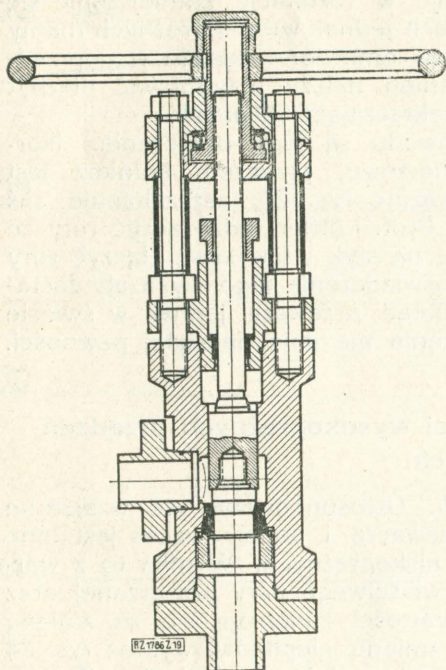
Rys. 17.



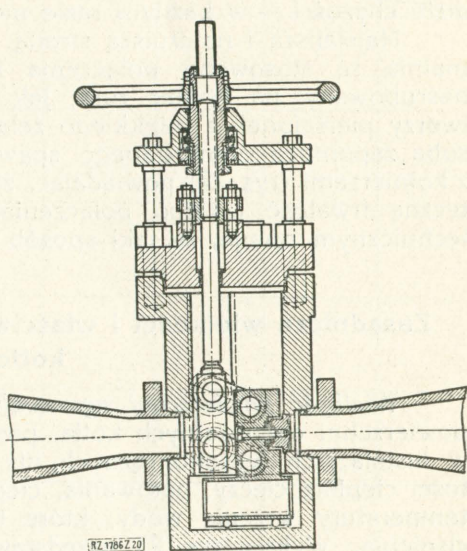
Rys. 18.



unikają się naprężenia wewnętrzne, powstałe w odlewie przy ostygnięciu, jak również zupełnie szczelne, gdy odlewy stalowe są często porowate.

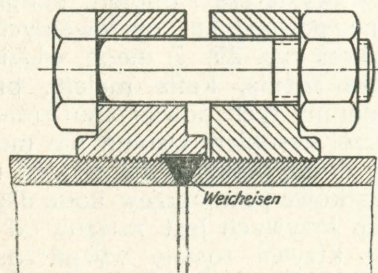


Rys. 19.

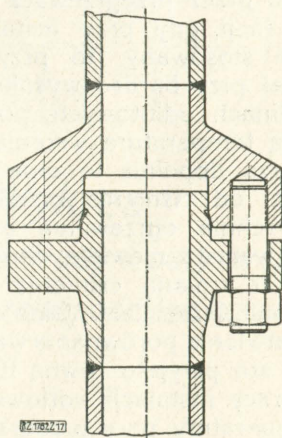


Rys. 20.

Zasuwa posiada konstrukcję, która ułatwia jej otwarcie. Wskutek odpowiednio skonstruowanego układu dźwigniowego, prowadzenia krążka za-



Rys. 21.



Rys. 22.

suwy i ciśnienia pary, działającego z pod spodu na krążek, przy otwieraniu usuwa się on najpierw wstecz, a następnie podnosi, przez co odpada potrzeba urządzeń odciążających i tarcie przy przesuwaniu krążka.



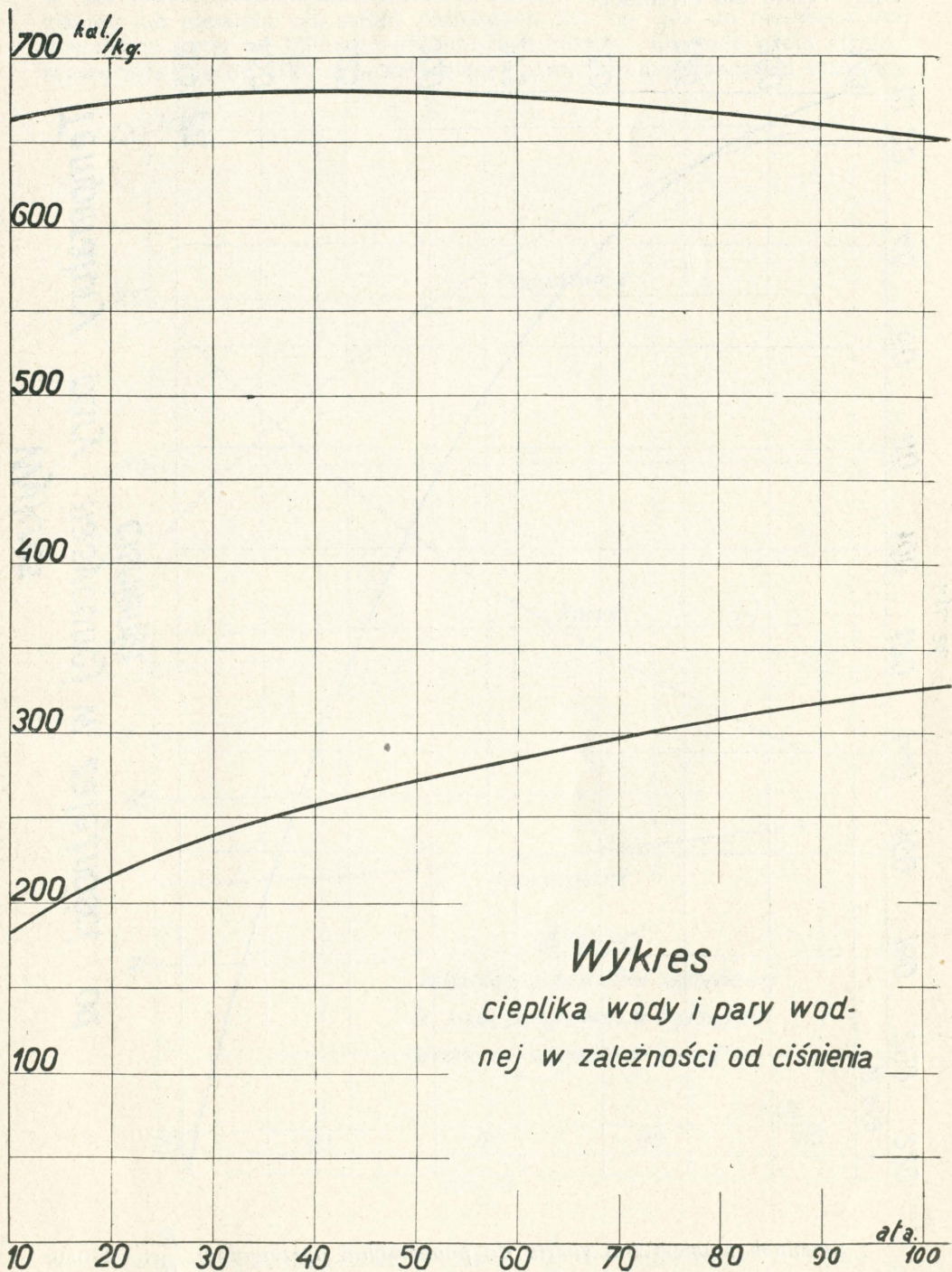
**Przewody rurowe.** Średnica przewodu parowego zmniejsza się przy stosowaniu wyższych ciśnień, wskutek zmniejszania się objętości właściwej ze wzrostem ciśnienia, co powoduje w rezultacie zmniejszenie się całkowitej objętości pary. Przy przewodach jednak wysokoprężnych mamy znacznie wyższy spadek ciśnienia, jak to omówione zostało w poprzednim ustępie. Dlatego dla wysokich ciśnień należy przyjmować niezbyt duże chyżości — w każdym razie nieprzekraczające  $30\text{ m/sek}$ .

Najłatwszą i najczulszą stroną przewodu są jego połączenia. Normalnie są stosowane połączenia kołnierzowe, przyczem kołnierz jest naśrubowany na koniec rury, jak wskazuje rys. 21, uszczelnienie zaś tworzy pierścioneł z miękkiego żelaza. Prof. Löffler radzi łączyć rury ze sobą zapomocą samorodnego spawania na styk i tak samo łączyć rury z kołnierzami (rys. 22) powiadając, że doświadczenia jego wykazały dostateczną trwałość takiego połączenia. Dotąd przeważa jednak w świecie technicznym opinia, że taki sposób łączenia nie daje należytej pewności.

### **Zasadnicze wielkości i właściwości wysokoprężnych urządzeń kotłowych.**

**Wielkość powierzchni ogrzewalnych.** Ustosunkowanie się wzajemne powierzchni ogrzewalnych kotła, przegrzewacza i podgrzewacza jest inne w instalacjach wysokoprężnych, niż w niskoprężnych. Wynika to z wartości ciepłika cieczy, parowania, ciepła właściwego pary przegrzanej oraz temperatury wrzenia wody, które to wartości zmieniają się ze zmianą ciśnienia. Wykres rys. 23 przedstawia zmianę ciepłików, wykres rys. 24 zmianę temperatury wrzenia wody w zależności od ciśnienia. Z tych wykresów widzimy, że ilość ciepła jaką może pobrać podgrzewacz (przy tej samej różnicy temperatury wrzenia i wody podgrzanej, wchodzącej do kotła) rośnie z ciśnieniem, ilość ciepła pozostała do pobrania przez kocioł, aby wytworzyć parę nasyconą, maleje, ilość zaś ciepła zużytkowanego przez przegrzewacz zmienia się także, lecz stosunkowo niewiele. Z tej racji, gdy przy instalacjach niskoprężnych podgrzewacz jest niezawsze stosowany, to przy wyższych ciśnieniach jest on nieodzowny a nawet przy bardzo wysokich ciśnieniach, aby wykorzystać zasób ciepła w spalinach odlotowych, podgrzewacz wody, którego wielkość jest ograniczoną temperaturą wrzenia wody, nie wystarcza i dopiero podgrzewacz powietrza dopełnia to zadanie. Zmianę powierzchni ogrzewalnych w zależności od ciśnienia przedstawia wykres rys. 25. Z niego widzimy, że powierzchnia ogrzewalna podgrzewacza rośnie, kotła maleje, przegrzewacza wzrasta niewiele. Stosunek wzajemny tych powierzchni zmienia się zatem ze zmianą ciśnienia i w obszarze wysokich ciśnień nie może być oceniany wartościami, jakie zdobyliśmy drogą praktyki dla ciśnień niskich. Dla ułatwienia porównania wartość początkowa pow. ogrzew. kotła dla ciśnienia 20 atn przyjęto równą 100. Przebieg krzywych jest zależny od warunków pracy instalacji kotłowej. Podane krzywe zostały wyznaczone dla: a) temperatury pary przegrzanej =  $400^{\circ}\text{C}$ ., b) temperatury spalin wchodzących na przegrzewacz =  $850^{\circ}\text{C}$ ., c) temperatury wody wychodzącej z podgrzewacza niższej o  $80^{\circ}\text{C}$ . od temperatury wrzenia, d) temperatury wody wchodzącej do podgrzewacza =  $35^{\circ}\text{C}$ ., e) wielkość rusztu i jego natężenie pozostało to samo, f) sprawność instalacji pozostała również ta sama. Przy innych założeniach przebieg krzywych ulegnie pewnej zmianie, zatem bezwzględne wartości, odczytane z podanego wykresu,





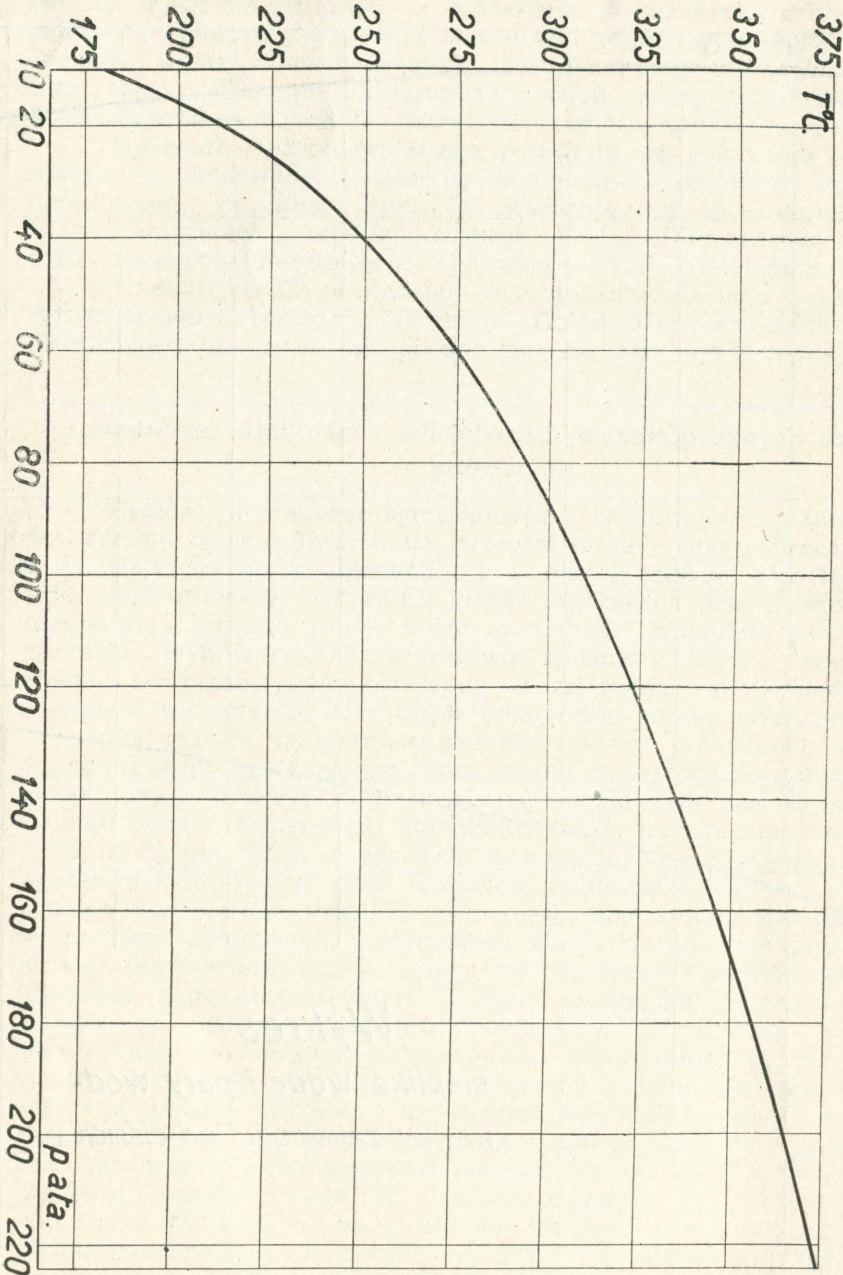
Wykres  
ciepłota wody i pary wod-  
nej w zależności od ciśnienia

Rys. 23.



mogą być tylko odniesione do takich samych warunków, poza tem mogą służyć tylko dla orjentacji.

# Wykres Temperatury pary nasyconej w zależności od ciśnienia

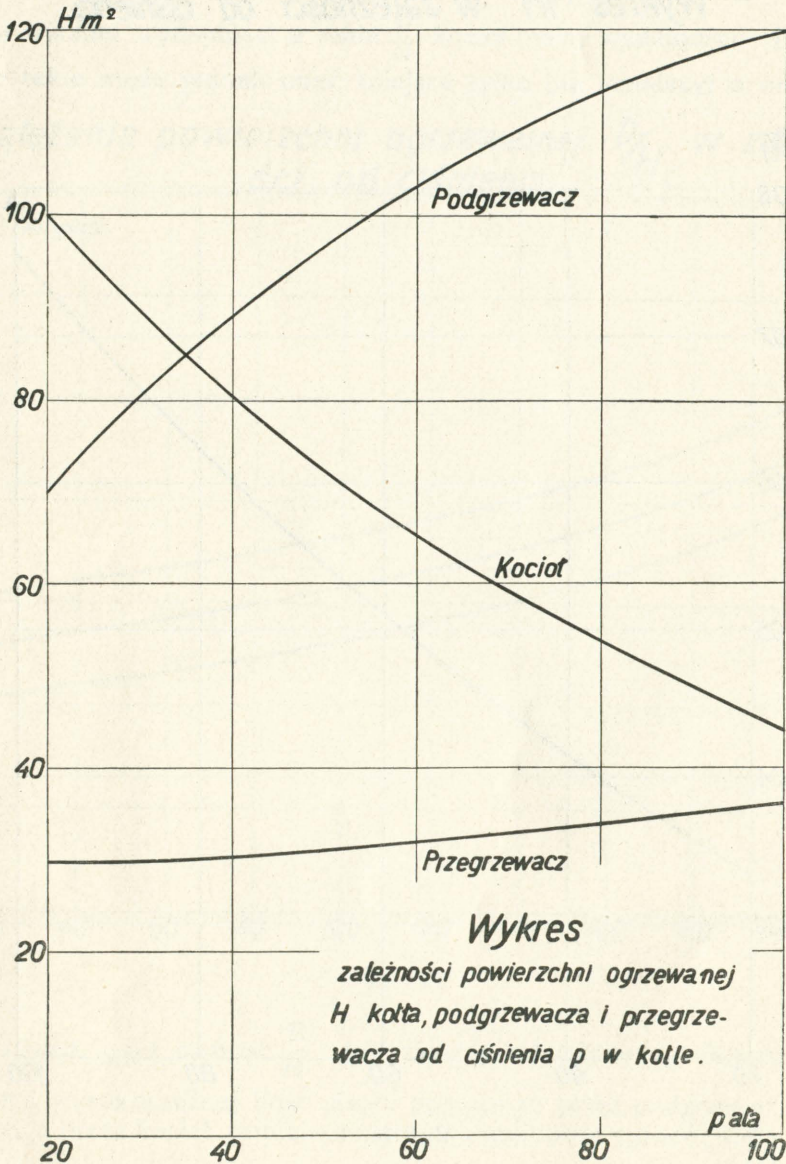


Rys. 24.

Stosunek powierzchni rusztu do powierzchni ogrzewalnej  $\frac{R}{H}$ . Stosunek ten służył nam dotychczas dla oceny instalacji kotłowej: duże  $\frac{R}{H}$



przy tym samym opale oznaczał dużą wydajność kotła i odwrotnie. W ten sposób porównywać jednak możemy kotły tylko dla tych samych ciśnień lub niewiele od siebie różniących się, np. gdy do niedawna budowaliśmy kotły od kilku do kilkunastu atmosfer. Obecnie skala ciśnień rozszerzyła się do 100, a nawet więcej atm. i dla porównania instalacji

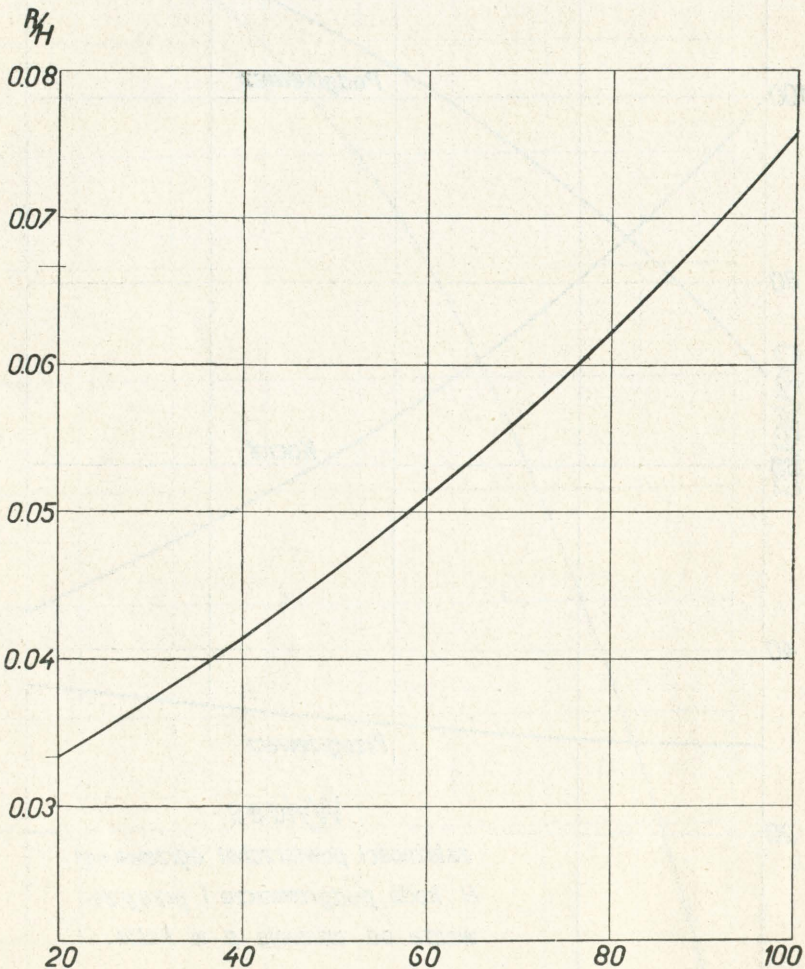


Rys. 25.

o znacznie różnych ciśnieniach stosunek  $\frac{R}{H}$  nie może być użyty, gdyż  $\frac{R}{H}$  zmienia się, a mianowicie wzrasta z ciśnieniem, jak to wskazuje wykres rys. 26. Wynika to z poprzednio podanego wykresu rys. 25, który był

wykonany przy założeniu, że pow. rusztu pozostała niezmienną; ponieważ  $R$  jest stałe a  $H$  maleje, stosunek  $\frac{R}{H}$  będzie wzrastał przy rosną-

*Wykres  $\frac{R}{H}$  w zależności od ciśnienia*



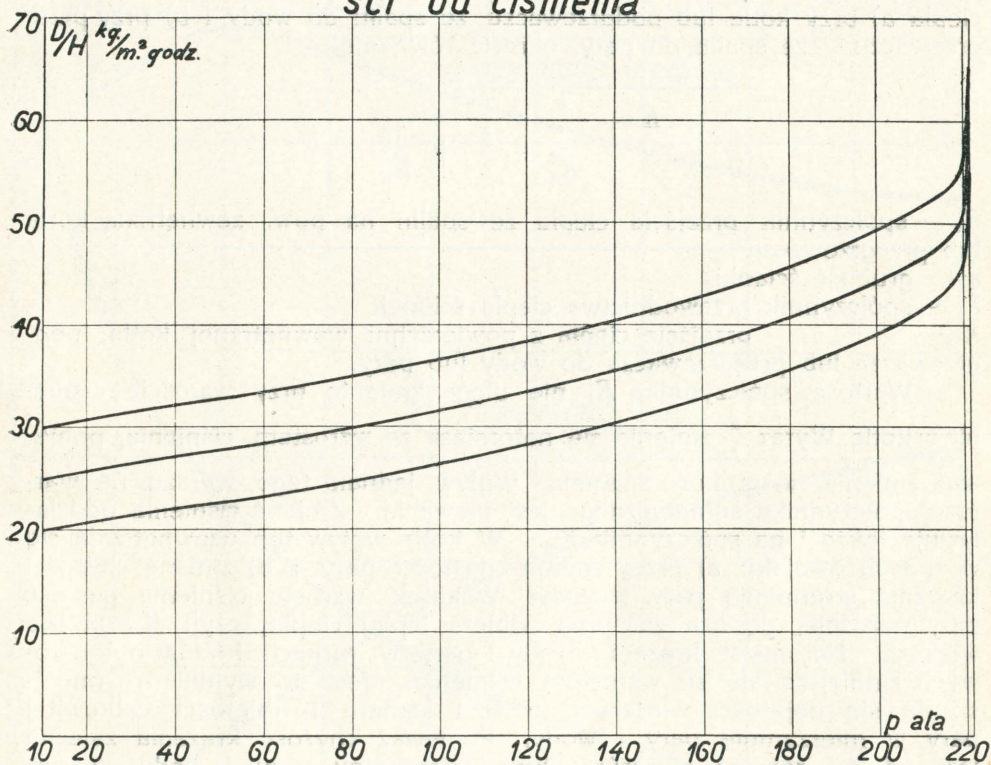
Rys. 26.

cem ciśnieniu, np. z wykresu 26 czytamy, że dla 20 atm.  $\frac{R}{H} = \frac{1}{30}$  a dla 100 atm.  $\frac{R}{H} = \frac{1}{13,5}$  pomimo że wydajność obu kotłów przy uczynionych założeniach niewiele zmieniła się.



Natężenie powierzchni ogrzewalnej kotła  $\frac{D}{H}$ . Tą nazwą zwykliśmy określać ilość pary w  $\text{kg}$  wytworzonej z  $\text{m}^2$  pow. ogrzew. kotła w godzinie i charakteryzować tem także daną instalację kotłową: duże  $\frac{D}{H}$  oznacza kocioł wielkiej wydajności a małe  $\frac{D}{H}$  kocioł małej wydajności. Porównywanie takie może jednak mieć miejsce tylko dla instalacji o małej róż-

### Natężenie powierzchni ogrzewalnej $\frac{D}{H}$ w zależności od ciśnienia



Rys. 27.

nicy ciśnień, gdyż wartość  $\frac{D}{H}$  jest zależna od ciśnienia. Ponieważ przy instalacji wysokoprężnej ilość ciepła pobranego przez podgrzewacz zwiększa się, a przez kocioł zmniejsza i wskutek tego pow. ogrzew. kotła maleje, natomiast produkcja pary niewiele zmniejsza się, wobec tego  $\frac{D}{H}$  będzie wzrastać ze wzrostem ciśnienia w stosunku odwrotnym do zmniejszenia się pow. ogrzew. Porównywanie  $\frac{D}{H}$  kotła wysokoprężnego z niskoprężnym nie może być zatem miarą porównawczą ustrojów konstrukcyjnych

kotłów. Tak samo nie jest miarą intensywności przenoszenia się ciepła. Jeżeli bowiem założymy, że ilość ciepła przechodząca przez  $1 m^2$  pow. ogrzew. w godzinie pozostanie niezmienną, to wartość  $\frac{D}{H}$  będzie również wzrastać z ciśnieniem, jak pokazuje wykres rys. 27. Jak widzimy więc z tego stosunek  $\frac{D}{H}$  jest niesłusznie nazwany natężeniem pow. ogrzew. i byłoby właściwszem, aby obecnie, gdy zaczynamy stosować tak różne ciśnienia, mianem „natężenie pow. ogrzew.“ określać ilość kaloryj przechodzących przez  $1 m^2$  pow. ogrzew. w godzinie.

**Spółczynnik przenoszenia się ciepła.** Spółczynnik przenoszenia się ciepła a) przy kotle lub podgrzewaczu ze spalin do wody i b) przy przegrzewaczu — ze spalin do pary, określa równanie

$$K = \frac{1}{\frac{1}{K_z} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{K_w}}$$

$K_z$  — spółczynnik przejścia ciepła ze spalin na pow. zewnętrzną kotła lub przegrzewacza

$s$  — grubość ścianki

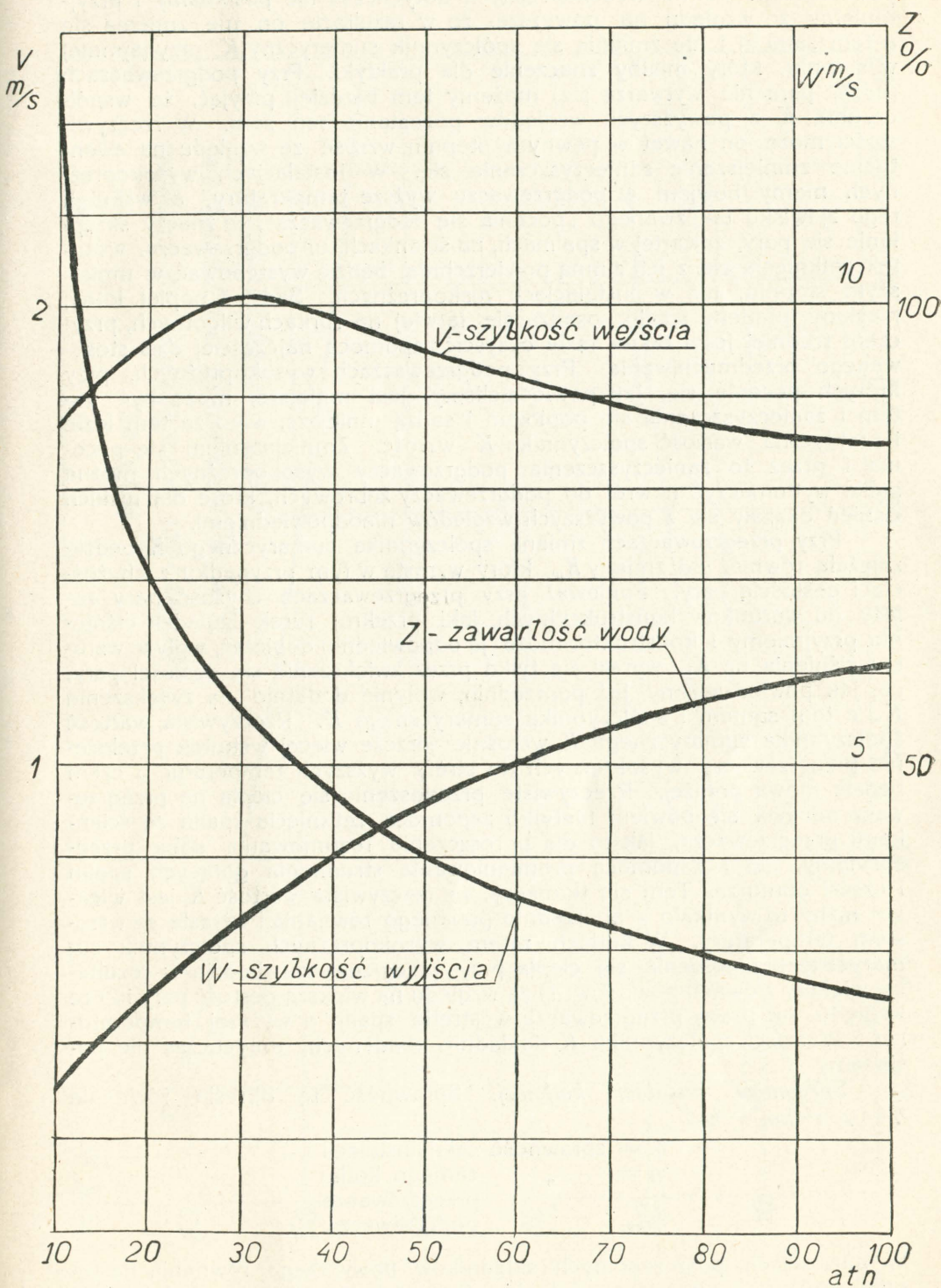
$\lambda$  — spółczynnik przewodnictwa ciepła ścianek

$K_w$  — „ „ „ przejście ciepła z powierzchni wewnętrznej kotła, podgrzewacza lub przegrzewacza do wody lub pary.

Wartość spółczynnika  $K_z$  nie ulega zmianie przy wzroście ciśnienia w kotle. Wyraz  $\frac{s}{\lambda}$  zmienia się natomiast ze wzrostem ciśnienia, ponie-

waż zmienia się grubość ścianek. Wpływ jednak tego wyrazu na wartość spółczynnika sumarycznego jest niewielki. Zmiana ciśnienia oddziałuje także i na spółczynnik  $K_w$ . W kotle wpływ ten uzewnętrznia się w sposób dwójaki: a) przez zmianę gęstości pary i b) zmianę chyżości krążenia strumienia pary i wody. Wskutek wzrostu ciśnienia gęstość pary wzrośnie, gęstsza zaś para odbiera lepiej ciepło, czyli  $K_w$  będzie większe. Natomiast krążenie wody i pary w rurkach kotłów opłomkowych zmniejsza się ze wzrostem ciśnienia. Jest to wynikiem zmniejszenia się objętości właściwej, a tem samem i objętości całkowitej pary w mieszaninie pary i wody. Ponieważ chyżość krążenia zależna jest od różnicy ciężarów słupa mieszaniny pary i wody, w rurkach silniej ogrzewanych i w rurkach mniej ogrzewanych, to ze względu na zmniejszającą się objętość pary a wzrastającą objętość wody różnica ciężarów przy wzroście ciśnienia będzie maleć a tem samem zmniejszać się chyżość krążenia wody. Münzinger badał wpływ ciśnienia na chyżość krążenia i wyniki te podał w wykresie rys. 28. Chyżość krążenia, jak wiemy, oddziałuje na wymianę ciepła między ściankami a wodą. Wzrost chyżości krążenia powoduje szybsze usuwanie się pęcherzyków pary z powierzchni ogrzewalnej, energiczniejsze chłodzenie jej wodą a tem samem polepsza wymianę ciepła i odwrotnie. Zmniejszenie się zatem chyżości krążenia ze wzrostem ciśnienia w kotłach, w których krążenie polega na różnicy ciężarów zawartości rurek w rozmaitych miejscach kanałów spalinowych, zmniejsza wartość spółczynnika  $K_w$ . Mamy zatem z jednej strony impuls do zwiększania się a z drugiej do zmniejszania się  $K_w$ . Dokładnych badań nad wartością spółczynnika  $K_w$  dla





Rys. 28.

pow. ogrzew. kotłów wysokopiętnych dotychczas nie posiadamy i przyjmujemy ze względu na powyższe, że w rezultacie on nie zmienia się a tem samem i nie zmienia się współczynnik sumaryczny  $K$ , przynajmniej w stopniu, który miałby znaczenie dla praktyki. Przy podgrzewaczach (gdzie para nie wytwarza się) możemy tem bardziej przyjąć, że współczynnik  $K$  z powyższych względów pozostanie ten sam. W rzeczywistości może on nawet w pewnym stopniu wzrosnąć ze względu na ewentualne zmniejszenie zanieczyszczania się. W instalacjach wysokopiętnych mamy bowiem w podgrzewaczu wyższe temperatury, a wskutek tego zjawisko tak zwanego „pocenia się podgrzewacza“, to znaczy skraplanie się pary, zawartej w spalinach, na ściankach rur podgrzewacza, wskutek zetknięcia się z ich zimną powierzchnią, będzie występować w mniejszym stopniu, niż w instalacjach niskopiętnych. Sadza i popiół lotny, niesiony prądem spalin, osadza się łatwiej na rurkach wilgotnych, przyczem trudniej je w takim razie oczyścić zapomocą najczęściej dziś stosowanego przedmuchiwania. Przy podgrzewaczach wysokopiętnych, przy których pocenie się, jak powiedzieliśmy, jest mniejsze, może być zatem i zanieczyszczenie się popiołem i sadzą mniejsze, a co za tem idzie i praktyczna wartość współczynnika  $K$  wzrosnąć. Zmniejszeniem się pocenia i przez to zanieczyszczenia podgrzewaczy wysokopiętnych można sobie wytłumaczyć nawrót do podgrzewaczy żebrowych, które dla niskich ciśnień okazały się z powyższych względów nieodpowiedniami.

Przy przegrzewaczach zmiana współczynnika sumarycznego  $K$  będzie zależała również od zmiany  $K_w$ , który wzrasta w tym przypadku z chylnością i gęstością pary. Ponieważ przy przegrzewaczach chylność pary zależy od warunków konstrukcyjnych, jaki przekrój rurek i spadek ciśnienia przyjmujemy i konstruktor może ją odpowiednio dobrać, wpływ wzrostu ciśnienia na  $K_w$  wyrazi się tylko przez zwiększenie się gęstości pary, co, jak powiedzieliśmy już poprzednio, wpłynie dodatnio na zwiększenie  $K_w$  a tem samem i współczynnika sumarycznego  $K$ . Rzeczywista wartość współczynnika sumarycznego  $K$  wzrośnie jeszcze więcej wskutek przełożenia przegrzewaczy wysokopiętnych do strefy wyższych temperatur o czem będzie mowa poniżej. Rzeczywiste przenoszenie się ciepła na przegrzewacz odbywa się bowiem nie tylko zapomocą zetknięcia spalin ze ściankami przegrzewacza, jak to dla uproszczenia rozumowania sobie przedstawiamy, ale i zapomocą promieniowania strumienia gorących spalin i części obmurza. Tem się tłumaczy, że rzeczywista wartość  $K$  jest większa niżby to wynikało z poprzednio podanego równania i wzrasta ze wzrostem temperatury. W kotłach zatem wysokopiętnych współczynnik sumaryczny przenoszenia się ciepła przy przegrzewaczu będzie w rezultacie większy z dwóch powodów: 1) ze względu na większą gęstość pary i 2) ze względu na pracę przegrzewacza w strefie spalin o wyższej temperaturze. Wartości współczynnika  $K$  dokładnie zbadanych, dotychczas nie posiadamy.

**Sprawność instalacji kotłowej.** Sprawność tę określa równanie

$$\eta = \eta_k + \eta_{prz.} + \eta_{pod.}$$

$\eta$  = sprawność całej instalacji

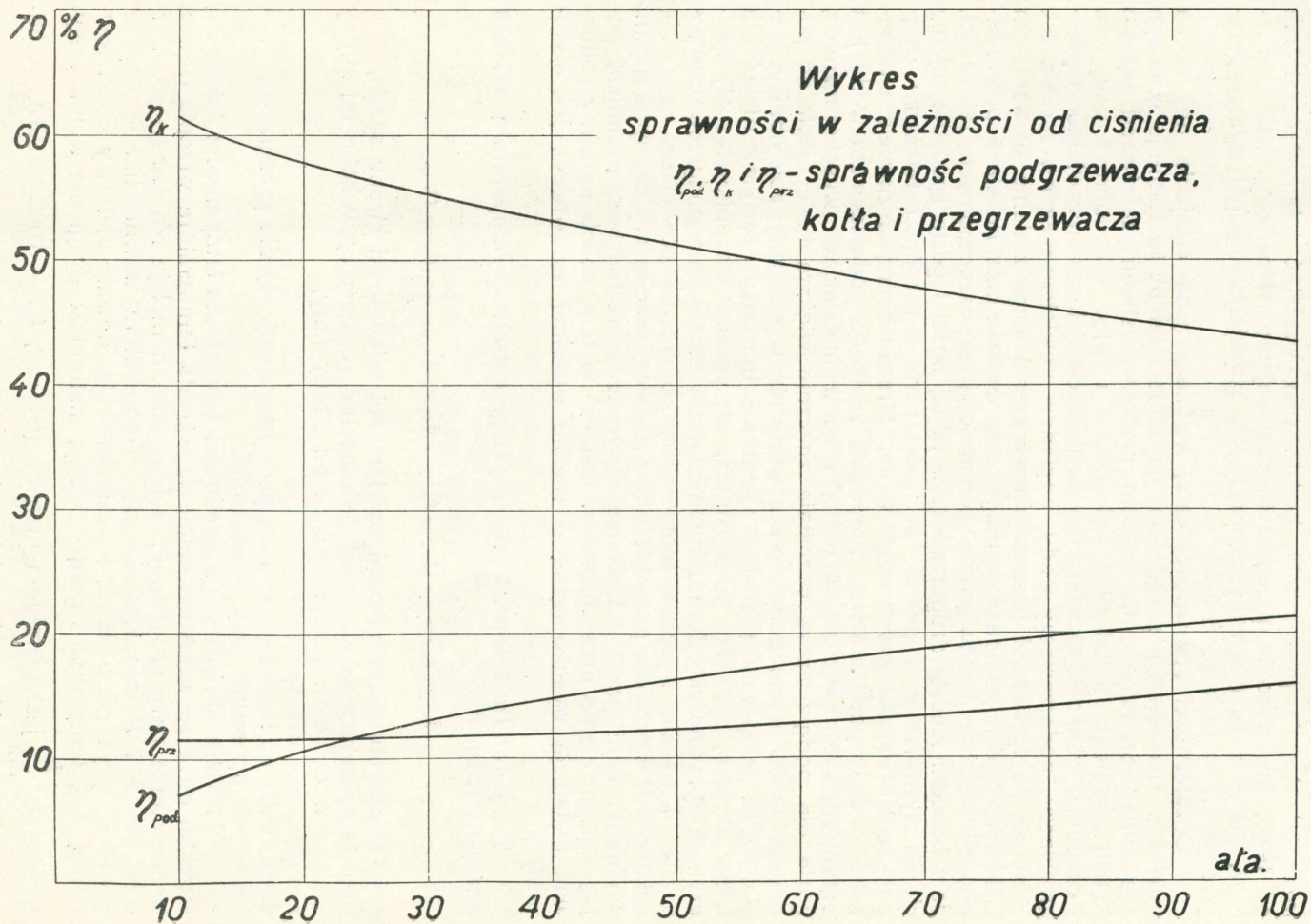
$\eta_k$  = „ samego kotła

$\eta_{prz.}$  „ przegrzewacza

$\eta_{pod.}$  „ podgrzewacza.

W wartościach poszczególnych składników powyższego równania następują zmiany ze wzrostem ciśnienia. Powiedzieliśmy już poprzednio, przy





Rys. 29,

omawianiu ustosunkowania się powierzchni ogrzewalnych, że ilość ciepła pobranego przez podgrzewacz wzrasta a przez kocioł maleje. Wynika z tego, że  $\eta_{pod}$  będzie wzrastać, natomiast  $\eta_k$  maleć (rys. 29).  $\eta_{prz}$  jest zależne od stopnia przegrzania, będzie więc wzrastać lub maleć zależnie od tego, jak wysokie przegrzanie zastosujemy. Można tu tylko zaznaczyć, że w instalacjach wysokoprężnych stosujemy naogół wyższe przegrzanie niż w niskoprężnych.

O zależności sprawności całej instalacji  $\eta$  od ciśnienia nie można mówić w znaczeniu poprzednim, gdyż nie miałoby to żadnego realnego znaczenia. Sprawność ta bowiem przedewszystkiem zależy od ustroju konstrukcyjnego instalacji i wykonania a więc od dobroci paleniska i obmurza, wielkości powierzchni bezpośredniej kotła oraz wielkości przegrzewaczy, podgrzewaczy wody, względnie powietrza oraz ich sprawności. Pomimo, że sprawność poszczególnych części ulega zmianie ze wzrostem ciśnienia, można osiągnąć wymaganą sprawność całej instalacji przez odpowiedni dobór i rozwiązanie konstrukcyjne poszczególnych jej części. Jest bowiem rzeczą drugorzędną, w jakiej ilości i gdzie spożytkowujemy ciepło wytworzone z paliwa, a chodzi nam o rezultat ostateczny: osiągnięcie jak najmniejszych strat ciepła. Stratę kominową zmniejsza odpowiednio duży podgrzewacz. Ponieważ wielkość podgrzewacza wody jest ograniczona temperaturą wrzenia, więc w instalacjach wysokoprężnych, gdzie dla podgrzewacza pozostaje znacznie większa ilość ciepła do pobrania, może przeto podgrzewacz wody nie wystarczyć, aby obniżyć dostatecznie temperaturę spalin. Tem się tłumaczy, że przy niektórych konstrukcjach, np. przy kotle Atmos, otrzymano stosunkowo mały współczynnik sprawności. Zaradzić temu może stosowanie podgrzewaczy powietrza i to dla wysokiej temperatury podgrzania powietrza, co da się uskutecznić tylko dla palenisk dla pyłu węglowego, chłodzonych rurami wodnymi, czyli przez stosowanie dużych powierzchni bezpośrednich, pobierających ciepło przez promieniowanie. W ten sposób możemy zbudować instalację wysokoprężną o równie wysokiej sprawności, jak niskoprężną.

*Temperatura ścianek kotła i przegrzewacza.* Temperaturę ścianek określają równania

$$\delta_z = t_s - \frac{k}{k_z} (t_s - t); \quad \delta_w = t' + \frac{k}{k_w} (t_s - t).$$

$\delta_z$  — temperatura zewnętrznej powierzchni ścianek od strony spalin,

$\delta_w$  — temperatura wewnętrznej powierzchni ścianek: *a*) w kotle od strony wody, *b*) w przegrzewaczu od strony pary,

$t_s$  — temperatura spalin,

$t$  — *a*) dla kotła — temperatura pary nasyconej, *b*) dla przegrzewacza — temperatura pary przegrzanej.

Dla kotła obmywanego spalinami zewnętrzna temperatura ścianek  $\delta_z$  wzrasta, gdyż ze wzrostem ciśnienia wzrasta temperatura wrzenia (równa temperaturze pary nasyconej), a tem samem maleje różnica  $t_s - t$ , wartość zaś  $k$  i  $k_z$  nie zmienia się. Temperatura wewnętrzna  $\delta_w$  wzrasta również, gdyż na wielkość jej oddziałuje głównie pierwszy człon równania, t. j. temperatura gorącej wody, natomiast drugi ma wpływ mały,

ponieważ  $\frac{k}{k_w}$  jest ułamkiem małym. ( $k \sim 22$ ,  $k_w — 4000 \div 5000$ ). Z powyższych względów walczaki kotłów wysokoprężnych pracowałyby w gorszych warunkach niż w instalacjach niskoprężnych i dlatego przy wyższych



ciśnieniach (poczynając od  $\sim 25$  atm.) chronimy je przed działaniem spalin zapomocą odpowiednio wykonanej izolacji; lub usuwając je zupełnie poza obręb obmurza.

Inaczej rzecz się ma przy przegrzewaczu. Zakładając dla porównania tę samą temperaturę spalin wchodzących na przegrzewacz i tę samą temperaturę pary przegrzanej, otrzymamy, ze względu na wzrost współczynnika  $k$  przy wzroście ciśnienia, zewnętrzną temperaturę ścianek niższą. Na wewnętrznej powierzchni ścianek temperatura również będzie niższą, a to ze względu na zmniejszenie się drugiego członu równania, spowodowane szybszym wzrostem współczynnika  $k_w$  niż  $k$  przy rosnącym ciśnieniu. Przy kotle zatem wysokoprężnym, przy tej samej temperaturze spalin i pary, przegrzewacz pracuje w warunkach korzystniejszych niż w instalacji niskoprężnej.

**Praca przegrzewacza i jego umieszczenie.** Zmniejszająca się temperatura ścianek przegrzewacza, albo, jak wyrażamy się potocznie, lepsze ich chłodzenie przy wzroście ciśnienia, pozwala nam na stosowanie większych przegrzań i przesunięcie przegrzewacza do strefy spalin o wyższej temperaturze. Wysokość przegrzania jest bardziej ograniczona budową silnika, niemniej jednak i trwałość przegrzewacza zakreśla tu granice. Przy niskich ciśnieniach dochodzimy z temperaturą pary do  $350^{\circ}\text{C}$ ., natomiast przy wysokich do  $450^{\circ}\text{C}$ ., a Löffler stosuje nawet w swoim kotle do  $550^{\circ}\text{C}$ .

Równocześnie dla uzyskania wyższego przegrzania, względnie celem zmniejszenia powierzchni ogrzewalnej przegrzewacza, przesuwamy go bliżej do paleniska, wskutek czego obmywają go spaliny o wyższej temperaturze. Gdy poprzednio dla niskich ciśnień umieszczaliśmy przegrzewacz tak, aby spaliny wchodzące nie miały wyższej temperatury niż  $600\div 750^{\circ}\text{C}$ ., gdyż przy wyższych temperaturach przegrzewacz prędko spalał się, to dla kotłów o wyższym ciśnieniu tę granicę podwyższamy do  $850\div 900^{\circ}\text{C}$  i nawet wyżej, aż wreszcie dochodzimy do konstrukcji przegrzewaczy opromieniowanych, pobierających ciepło z paleniska zapomocą promieniowania. Przesunięcia przegrzewacza do strefy wyższych temperatur można konstrukcyjnie skutecznieść bądź przez umieszczenie przed przegrzewaczem mniejszej ilości rurek kotłowych, jak to np. wskazuje rys. 3, gdzie przegrzewacz umieszczono między pękiem rurek kotłowych, a nie nad nim, jak wykonywano poprzednie, bądź też wsuwając rurki przegrzewacza między rurki kotłowe.

Przykład przegrzewacza opromieniowanego widzimy w kotle Löfflera (rys. 10), gdzie część przegrzewacza leży w samej przestrzeni paleniskowej. Nadmienić tu przytem należy, że przegrzewacz ten jest zrobiony ze zwykłych rur gładkich i nie posiada żadnych osłon, jak to spotykamy przy niektórych konstrukcjach amerykańskich w zastosowaniu dla średnich ciśnień. Dostateczną trwałość przegrzewacza zabezpiecza tu tylko wystarczające chłodzenie rurek samą parą, w czem obok powyżej wymienionych czynników odgrywa też poważną rolę odpowiednia chyżość pary.

W podgrzewaczach wysokoprężnych mamy większy spadek ciśnienia, który obliczamy z poprzednio podanego równania.

$$z = \beta \gamma \cdot \frac{l}{d} w^2.$$

Ze wzrostem ciśnienia wzrasta ciężar właściwy pary, jak to wskazuje wykres rys. 16, spadek zaś ciśnienia będzie wzrastać proporcjonalnie do ciężaru właściwego, co uwidocznia równanie. Przyjęta dotychczas re-



guła, że spadek ciśnienia w przegrzewaczu nie może przekraczać  $\frac{1}{3}$  atm., nie daje się dla kotłów wysokoprężnych utrzymać. Spadki ciśnienia dochodzą nawet do paru atm., np. w kotle Löfflera wynosi przy maksymalnej chyżości aż 4 atm.

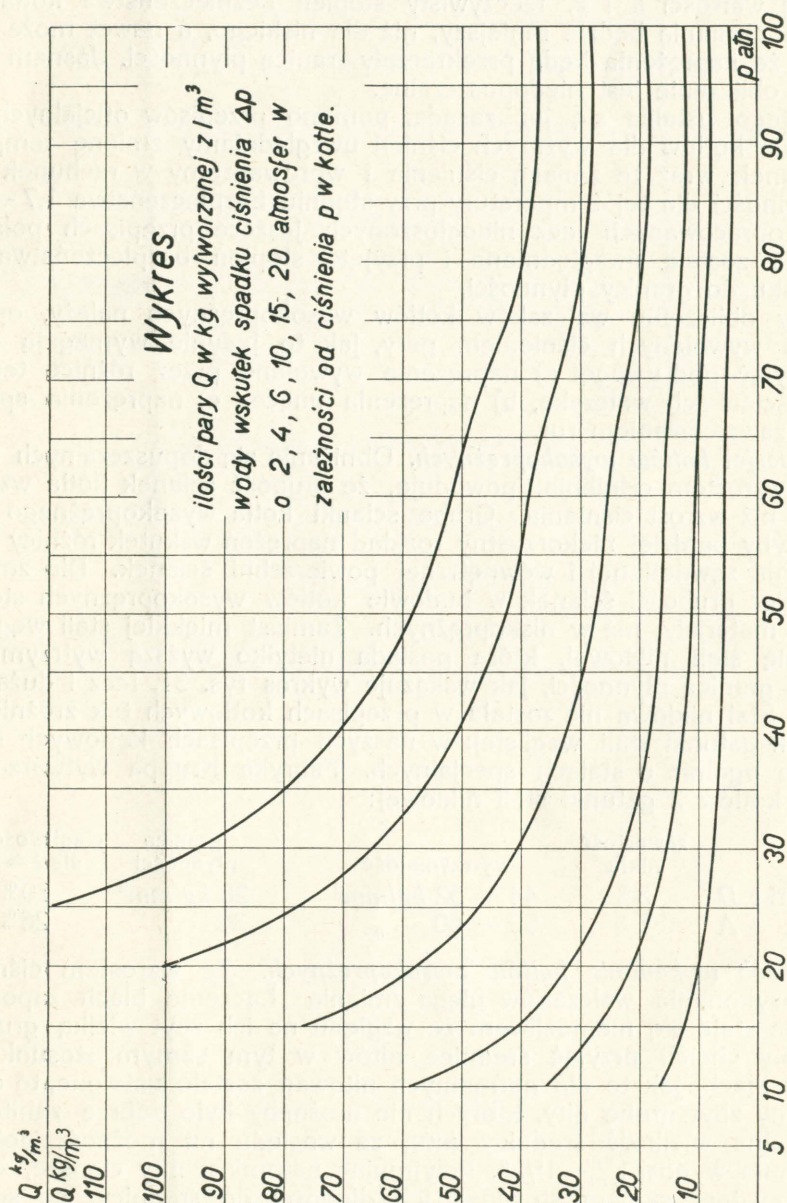
**Pojemność wodna.** Znaczenie pojemności wodnej kotła jest znane: im większa pojemność wodna kotła, tem mniejszym wahaniom ulega ciśnienie przy zmiennem zapotrzebowaniu pary. Jest to wynikiem zmiany ciepłika cieczy w zależności od ciśnienia (wykres rys. 23). Ponieważ przy spadającym ciśnieniu ciepłik cieczy zmniejsza się, oswobadza się przeto z wody pewna ilość ciepła i zużywa na produkcję pary. W okresie więc spadku ciśnienia tworzy się para nietylko wskutek dopływu ciepła z paleniska, ale i wskutek samego spadku ciśnienia i to tem więcej, im więcej wody znajduje się w kotle. Wzmozona w ten sposób produkcja pary pokrywa zwiększone zapotrzebowanie i wstrzymuje dalszy spadek ciśnienia. Konstruktor posiada nietylko wskazówkę, żeby dla warunków zmiennego zapotrzebowania pary budować kotły o większej pojemności wodnej, ale i możność jej obliczenia: gdy ma charakterystykę odbioru pary, czas, którego potrzebuje palenisko dla dostosowania się do zwiększonego zapotrzebowania pary, wówczas może obliczyć pojemność wodną kotła, potrzebną, aby spadek ciśnienia nie przekroczył założonej granicy, zanim wzmozżone działanie paleniska nie przejmie na siebie zadania dostarczenia całkowitej ilości pary. Zdolność pojemności wodnej wyrównywania ciśnień nie jest jednak wartością stałą, lecz zmienną, zależną od ciśnienia, jak wskazuje wykres rys. 30. Na osi odciętych tego wykresu odmierzone są ciśnienia, a na osi rzędnych ilości pary w *kg*, którą zdolny jest wytworzyć 1 *m*<sup>3</sup> wody zawartej w kotle, przy spadku ciśnienia o 2, 4, 6, 10, 15 i 20 atm., przedstawionym krzywemi. Z tego wykresu widzimy, że kocioł wysokoprężny ma znacznie mniejszą zdolność wyrównywania ciśnień, niż kocioł niskoprężny o tej samej pojemności wodnej. Ponieważ powiększenie jej jest związane z powiększeniem ilości walczaków, które są częścią najdroższą kotła wysokoprężnego, zatem zadanie wyrównywania ciśnień trzeba rozwiązać w sposób mniej kosztowny, a mianowicie przenieść na część niskoprężną instalacji, przez budowę zasobników pary lub kotłów niskoprężnych, zależnie od tego, czy chcemy pokryć tylko szczyty obciążeń lub opanowywać spadki ciśnienia w początkach wzrostu zapotrzebowania pary, zanim palenisko nie dostosuje się do zmienionych warunków, czy też zwiększone zapotrzebowanie pary pokryć całkowicie w części niskoprężnej, przy jednostajnej pracy części wysokoprężnej. W ten sposób ilość wody w kotle moglibyśmy sprowadzić do minimum, które, mojem zdaniem, zakreśla zasilanie, zależnie zresztą od sposobów regulacji zasilania, tak, aby wszelkie niedostosowania się zasilania do chwilowego obciążenia lub krótkie przerwy w zasilaniu nie spowodowały braku wody w kotle, a tem samem jego uszkodzenia.

### Wykonanie kotłów wysokoprężnych.

**Sposób obliczania grubości ścianek walczaków.** Przy przejściu do wyższych ciśnień dotychczasowy sposób obliczania grubości ścianek walczaków okazał się niewystarczającym. Dotychczas obowiązujące przepisy o budowie kotłów, nawet najnowsze niemieckie z r. 1926, podawały dla obliczenia jedynie wytrzymałość materiału „*K*” przy temperaturze normalnej oraz stopień bezpieczeństwa „*x*” odpowiednio do sposobu łączenia blach. W przepisach niemieckich spotykamy tylko krótką wzmiankę,



że gdyby temperatura ścianek przekraczała  $300^{\circ}\text{C}$ ., to należy uwzględnić to w rachunku. Wartości te ustalone dla ciśnień niskich i zachowane prawie zupełnie bez zmiany, były dobre wówczas, gdy budowaliśmy kotły



Rys. 30.

na niskie ciśnienia, mało od siebie różniące się. Gdy obecnie przeszliśmy do budowy kotłów o wyższym ciśnieniu, są one zupełnie nieodpowiadające, gdyż nie uwzględniają zmian wytrzymałości materiału i granicy płynności, wskutek wzrostu temperatury ścianek przy wzroście ciśnienia.



Wykres rys. 31 wskazuje, że wytrzymałość materiału wzrasta początkowo ze wzrostem temperatury, a później maleje. Granica zaś płynności stale maleje ze wzrostem temperatury. Jeżeli zatem obliczymy koszty dla różnych się znacznie ciśnień według obowiązujących przepisów, to jest dla stałej wartości  $K$  i  $x$ , rzeczywisty stopień bezpieczeństwa kotła dla wyższego ciśnienia będzie mniejszy, niż dla niskiego, a nawet może zdarzyć się, że naprężenia będą przekraczały granicę płynności. Jasnym jest, że takie obliczenie jest niedopuszczalne.

Dlatego ustaliła się już zasada, pomimo przepisów oficjalnych, że w budowie kotłów dla wyższych ciśnień uwzględniamy zmianę temperatury ścianek wraz ze zmianą ciśnienia i wprowadzamy w rachunek granicę płynności dla tej temperatury przy stopniu bezpieczeństwa 1,7 — 2,3.

W opracowanych lecz nieogłoszonych jeszcze przepisach polskich zasada ta została uwzględniona i przyjęto stopień bezpieczeństwa 1,9 w stosunku do granicy płynności.

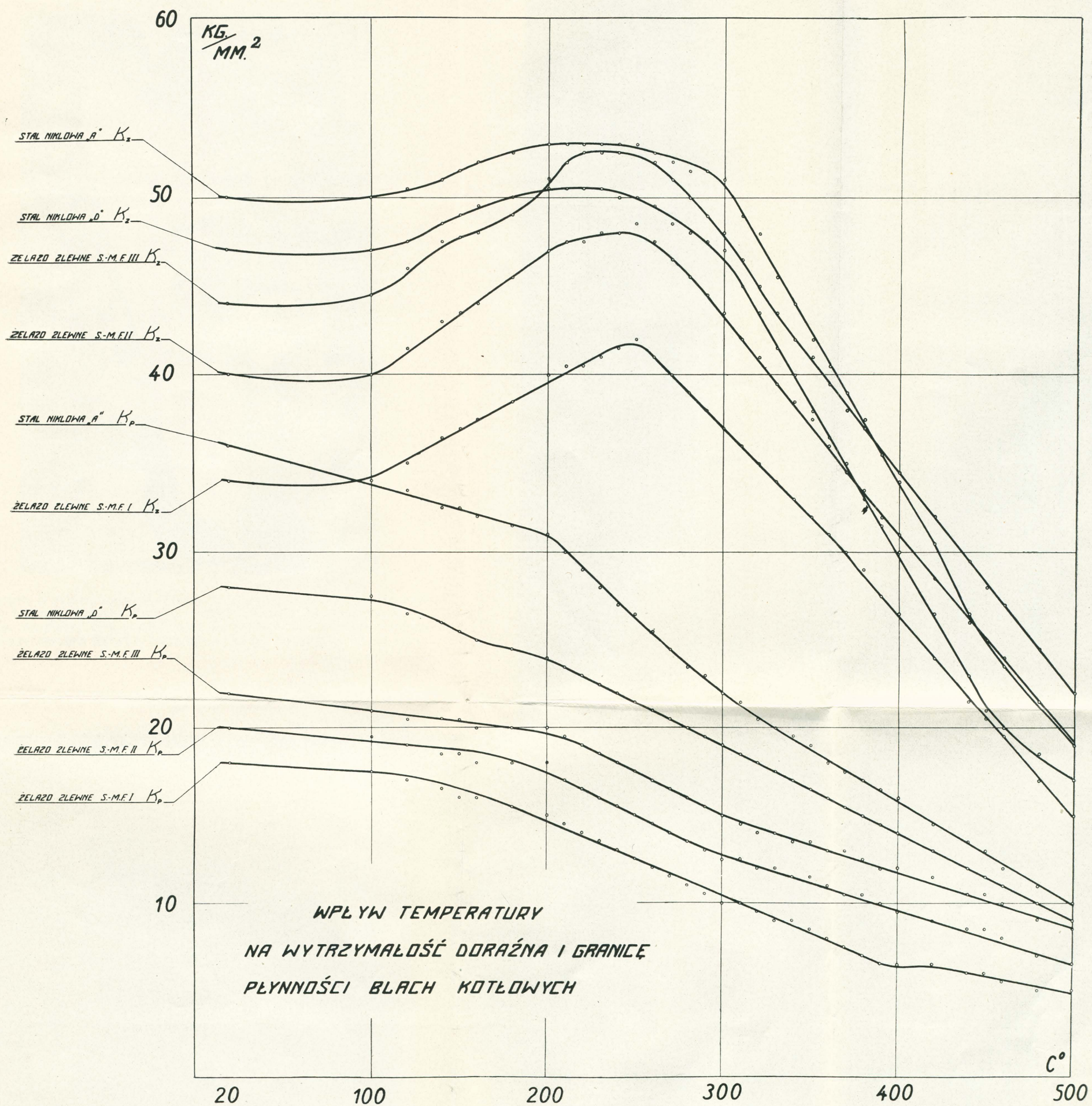
Przy obliczeniu walczaków kotłów wysokoprężnych należy, oprócz naprężeń wywołanych ciśnieniem pary, jak to jedynie wymagają przepisy, przyjąć pod uwagę: a) naprężenia wywołane przez różnicę temperatur w ściankach walczaka, b) naprężenia gnące, c) naprężenia spowodowane zawalcowaniem rur.

**Materiał kotłów wysokoprężnych.** Obniżanie się dopuszczalnych napięć ze wzrostem ciśnienia, powoduje, że grubość ścianek kotła wzrasta szybciej, niż wzrost ciśnienia. Grube ścianki kotła wysokoprężnego spowodowałyby bardziej niekorzystny rozkład naprężeń wskutek różnicy temperatur, na zewnętrznej i wewnętrznej powierzchni ścianek. Dla zmniejszenia więc grubości ścianek w budowie kotłów wysokoprężnych stosuje się inne materiały, niż w niskoprężnych. Zamiast miękkiej stali węglistej używa się stali niklowej, która posiada nie tylko wyższą wytrzymałość i wyższą granicę płynności, jak wskazuje wykres rys. 31, lecz i dużą ciągliwość. Stal niklowa nie została w przepisach kotłowych tak zróżnicowana, jak gatunki stali węglistej: w naszych przepisach kotłowych mówi się tylko ogólnie o stalach specjalnych. Fabryka Kruppa wytwarza dla budowy kotłów 2 gatunki stali niklowej:

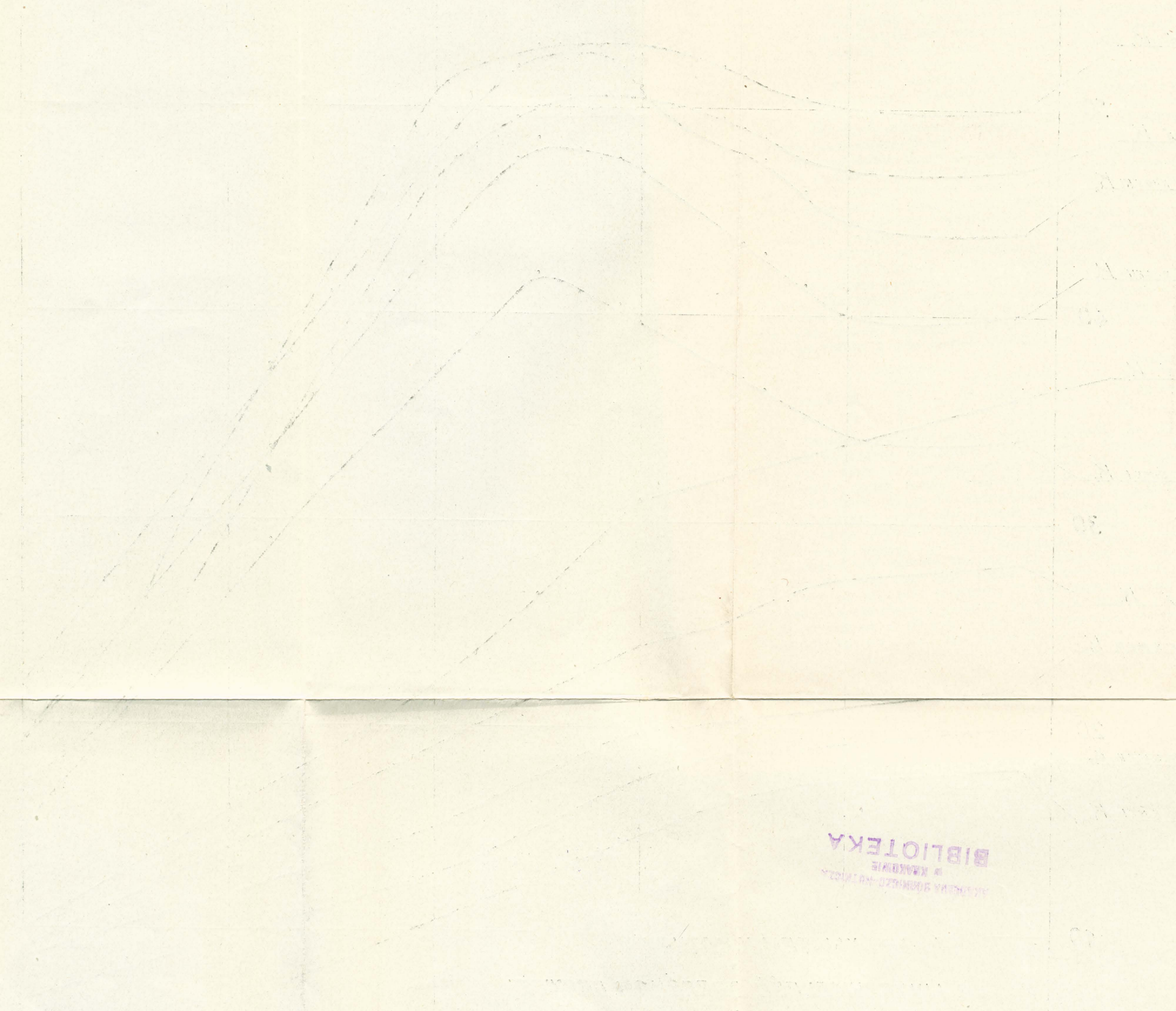
|           | zawartość<br>niklu | wytrzymałość      | granica<br>płynności | ciągliwość w %<br>dla $l = 5 d$ |
|-----------|--------------------|-------------------|----------------------|---------------------------------|
| marki $D$ | 3 %                | 44 — 52 $kg/mm^2$ | 28 $kg/mm^2$         | 30 %                            |
| „ $A$     | 5 %                | 50 — 60 „         | 36 „                 | 26 %                            |

**Sposób wykonania kotłów wysokoprężnych.** Ze wzrostem ciśnienia sposób wykonania walczaków ulega zmianie. Łączenie blach zapomocą nitowania staje się niemożliwym ze względu na ich zbyt wielką grubość. Gdybyśmy chcieli przyjąć średnice nitów w tym samym stosunku do grubości blach, jak to dla normalnych nitowań zostało ustalone, to otrzymalibyśmy zbyt grube nity, których nie możnaby było dobrze zanitować. Maksymalna wielkość średnicy nitu, ze względu na możliwość dobrego zanitowania, wynosi  $1\frac{1}{2}$  —  $1\frac{3}{8}$  ". Przyjmując natomiast nity cięśnie, zwiększylibyśmy tem samem stosunek ich długości do średnicy, co spowodować mogłoby zbyt duży wzrost naprężeń osiowych, wywołanych kurczeniem się nitu przy ostyganiu. Z powyższych względów nitowanie jest stosowane dla blach o grubości do 35 mm. Blachy o większej grubości, aż do ciśnień  $\sim 40$  atm., łączy się zapomocą spawania na zakładkę, dokonanego na gazie. Dziś jednak dokonywane są spawania nawet takich walczaków, które można jeszcze zupełnie dobrze zanitować, np. niedawno





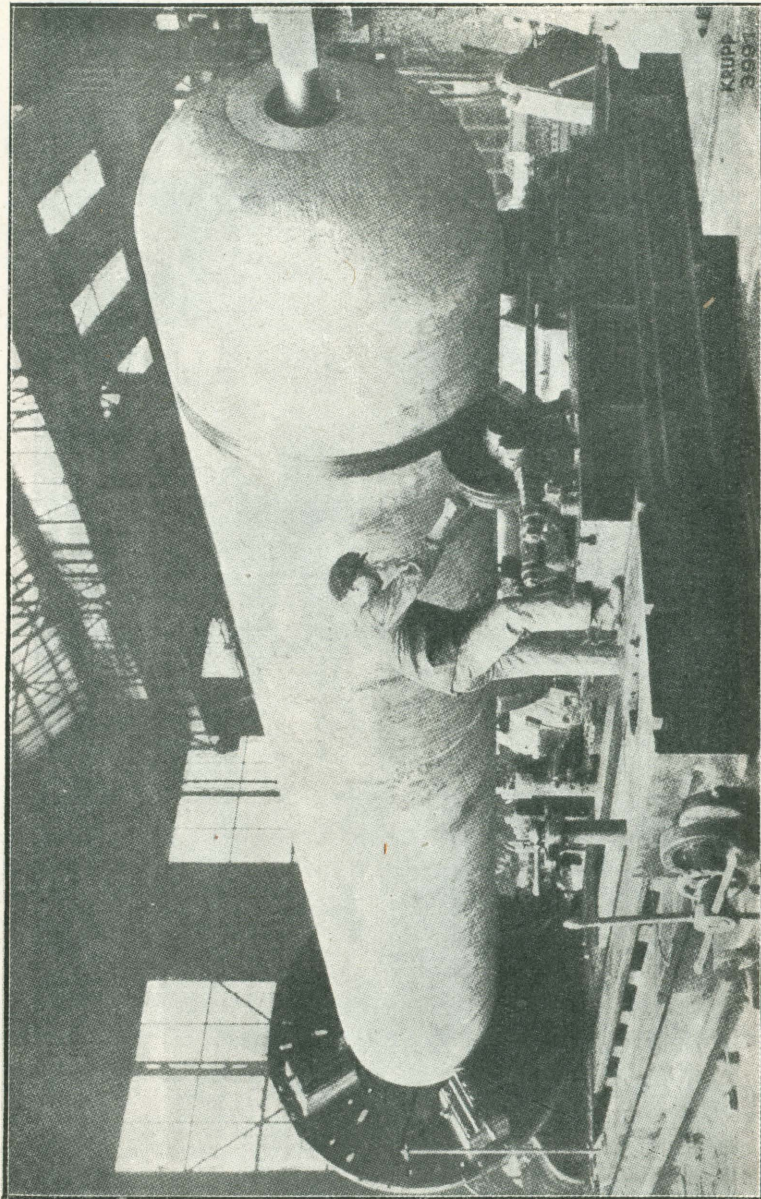




BIBLIOTEKA  
W KRAKOWIE  
W ODRZĘDZONYCH  
W ODRZĘDZONYCH



wykonano kocioł wodnorurkowy [dla 22 atm. o walczakach spawanych. Dla ciśnień od  $\sim 40$  atm. wżwyż wykonywuje się walczaki bez szwu. Podane granice ciśnień rozumiane są dla średnic 900—1500 mm, stosowanych normalnie dla kotłów wodnorurkowych. Dla kotłów wysoko-

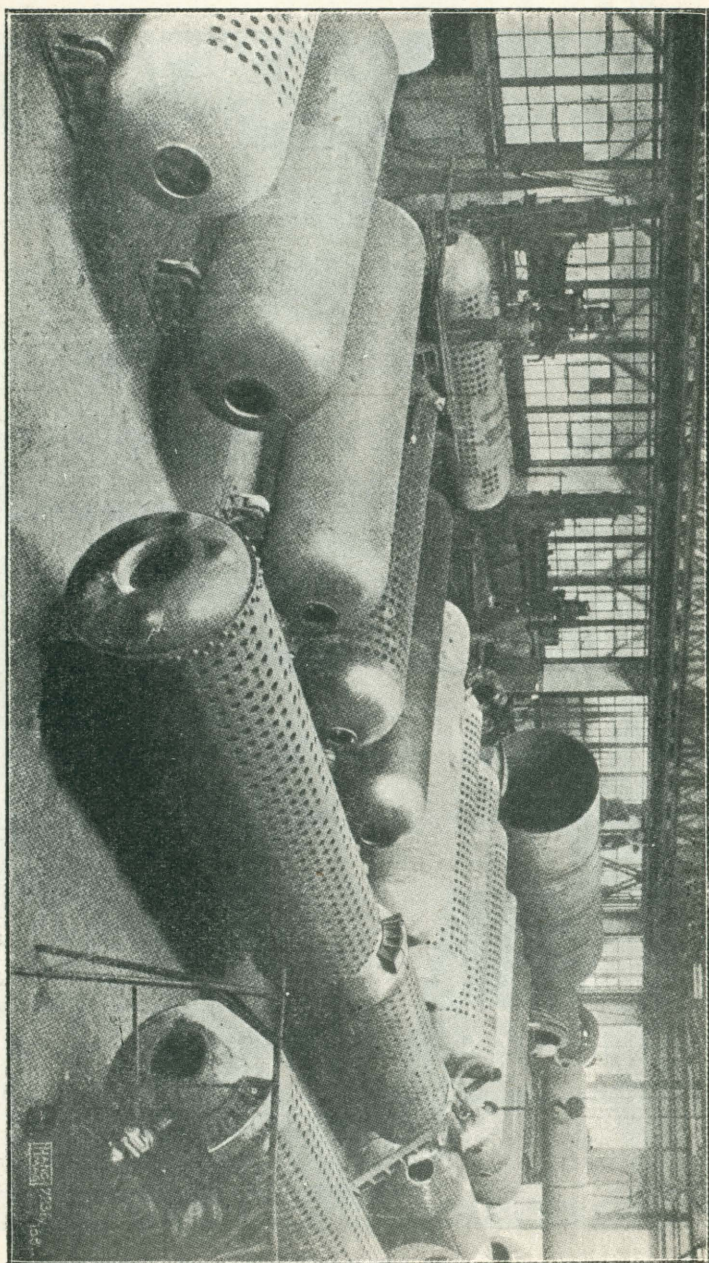


Rys. 32.

prężnych, w ścisłym tego słowa znaczeniu, stosuje się zatem tylko walczaki bez szwu. Fabryka Kruppą wykonywa te walczaki zapomocą wykuwania. Rozpalony blok przedziurawia się stemplem, a następnie osadza na drągu znacznej średnicy i wykuwa wałek odpowiedniej długości i śre-



dnicy, który w końcu zostaje obtoczony na żadaną grubość, jak to wskazuje rys. 32. Dna dla mniejszych ciśnień czasem są przynitowane (rys. 33), dla wysokich ciśnień formuje się je zapomocą zakuwania (przed obtacza-



Rys. 33.

niem) tak, że tworzą one jedną całość z płaszczem walczaka (rys. 32 i 33). Koniec powstały przy zakuwaniu den obcina się na tokarce, a pozostały otwór okrągły służy za właz i zostaje zamknięty grubościenną pokrywą płaską.

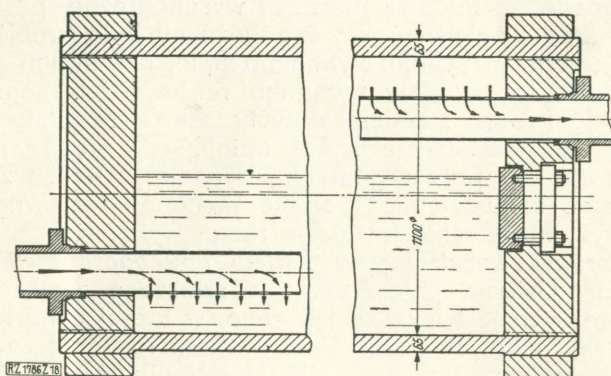


Walczaki kotła Löfflera są również bez szwu, niewykuwane, lecz ciągnione. Dna w kształcie grubościennych krążków płaskich są wśrubowane (rys. 34), a końce walczaków zabezpieczone obrczami.

Skrzynki sekcyjne kotłów sekcyjnych są bez szwu o zakutych końcach.

### Koszt i rentowność urządzeń kotłowych wysokoprężnych.

Kotły wysokoprężne są znacznie droższe niż niskoprężne. Zmiana ceny jest spowodowana: *a)* zmianą wielkości powierzchni ogrzewalnych poszczególnych części składowych, *b)* zwiększeniem się ilości materiału (zwiększenie się grubości ścianek), *c)* zmianą rodzaju materiału, *d)* zmianą sposobu wykonania. Analizując ceny poszczególnych części instalacji kotłowej stwierdzamy, że największemu wzrostowi ulegają ceny podgrzewacza i walczaków. Cena podgrzewacza wzrasta, ponieważ wzrasta znacznie jego powierzchnia ogrzewalna. Cena samego kotła wzrasta, pomimo, że jego powierzchnia ogrzewalna maleje,



Rys. 34.

ze względu na ogromny wzrost ceny walczaków o grubszych ściankach i wykonanych bez szwu ze stali niklowej. Przykład zilustruje tę różnicę cen. Tak np., walczak nitowany dla 15 atm., 1200  $\varnothing$  i 6000 mm długości kosztuje obecnie 6700 zł., gdy walczak dla 100 atm. tych samych wymiarów — 50700 zł. loco fabryka bez cła (gdyż takich walczaków w kraju nie wyrabiamy), czyli prawie 8 razy więcej.

Ogólna cena kotła 100 atm., starego kierunku konstrukcyjnego (kotły stromorurkowe i sekcyjne) ze wszystkimi urządzeniami, jednak bez kosztów budynku, urządzeń do transportu węgla i przewodów rurowych jest przy obecnym stanie wytwórczości 2—3 razy większą od kotła 15 atm., przy kotłach sekcyjnych mniej, przy kotłach stromorurkowych więcej.

Cena kotłów nowego kierunku konstrukcyjnego jest niższa i wynosi 75—85% ceny kotłów poprzednio wymienionych.

**Rentowność instalacji wysokoprężnych.** Zastosowanie wysokich ciśnień, jak wyjaśniliśmy na wstępie, daje nam oszczędność na ilości pary użytej dla wytworzenia tej samej mocy, co ostatecznie wyraża się w zmniejszonych wydatkach na paliwo. Korzyściom jednak cieplnym przeciwstawia się zwiększony kapitał zakładowy, który powoduje większy wydatek na oprocentowanie i amortyzację. Dlatego poglądy na korzyść stosowa-



nia wysokich ciśnień są dotychczas podzielone. Na jednym z ostatnich zjazdów było wypowiedziane kategoryczne twierdzenie, że ciśnień wyższych niż 45 atm. nie opłaca się stosować. Z przykładu zaś zaczerpniętego ze źródeł amerykańskich wynika, że zwiększenie ciśnienia z 35 atm. na 100 atm. przy instalacjach złożonych z kotłów stromorurkowych, oprocentowanie i amortyzacja zwiększonego kapitału zakładowego podwyższyło cenę KW/h o 7—8%, natomiast oszczędność w wydatkach na paliwo obniżyła cenę KW/h o 12—15%. A więc wynikałoby stąd, że wysokie ciśnienia jest korzystnie stosować — odwrotnie do twierdzenia poprzednio przytoczonego. Mojem zdaniem takie przeciwne rezultaty są zupełnie możliwe. Za mało wogóle zbudowano dotąd instalacji wysokoprężnych, aby opinię taką lub inną można było skontrolować na większej ilości przykładów. Wnioski są zazwyczaj wysnuwane z rezultatów jednej instalacji. Jeżeli dla kotłów niskoprężnych, takich jakie wykonano już tysiące, oferty różnych fabryk na te same zupełnie urządzenia mogą się różnić od siebie do 30%, to cóż mówić o instalacjach wysokoprężnych, przy budowie których nie mamy doświadczenia: różnica ta będzie znacznie większą. Jeżeli wydano na budowę instalacji wysokoprężnej pewną sumę, to dziś bardzo trudno powiedzieć, czy nie możnaby było zrobić tego taniej. Jeżeli więc w jednym przypadku wykonano tanio, a w innym drogo, a różnica będzie duża, to rezultaty rachunku rentowności mogą być wręcz przeciwne. Mojem więc zdaniem dotychczasowe rezultaty są za mało miarodajne dla wypowiedzenia zgóry opinii, czy stosowanie wysokich ciśnień opłaca się. W poszczególnych przypadkach trzeba zatem to zadanie rozstrzygać samodzielnie i zrobić rachunek rentowności na zasadzie ofert fabryk, które takie instalacje mogą wykonać.

*Który kierunek konstrukcyjny kotłów wysokoprężnych ma większe widoki rozwoju?* Główną przeszkodą dla szerszego zastosowania instalacji wysokoprężnych jest wysoka ich cena, w której cena kotłów odgrywa poważną rolę. Obniżenie ceny jest warunkiem koniecznym dla uczynienia ich bezspornie rentownymi. W odniesieniu do kotłów może być to, mojem zdaniem, prędzej uczynione w kotłach nowego kierunku konstrukcyjnego, niż starego. Te kotły są już dziś tańsze od kotłów wodnorurkowych. Jeżeli się przytem zważy, że i ich forma konstrukcyjna jest zupełnie nowa, nieraz nieustalona ostatecznie, zatem przy dalszem ich udoskonalaniu można będzie prędzej przeprowadzić szereg zmian w kierunku ich potaniania, niż przy ustalonych już dawno formach kotłów wodnorurkowych. Budowa zatem instalacji wysokoprężnych jest, mojem zdaniem, ściśle związaną z rozwojem kotłów nowego kierunku konstrukcyjnego.

BIBLIOTEKA  
NAUKOWEGO KOŁA METALURGÓW A. G.  
W KRAKOWIE



◆ ◆ ◆ ◆ ◆ ◆ ◆ ◆  
◆ Drukarnia ◆  
◆ Techniczn ◆  
◆ Sp. Akc. ◆  
◆ Warszawa, ◆  
◆ Czackiego 5-5. ◆  
◆ ◆ ◆ ◆ ◆ ◆ ◆ ◆





















14279

*Nie*  
wypożycza się  
**NZB 4381**