

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Jakim wzorem wytrzymałościowym należy obliczać wałki? nap. Dr. M. T. Huber, Profesor Politechniki Warszawskiej.
Elektrownia w Rummelsburgu (dok.), opr. Inż. St. Zieleniewski.
Szwyp podłużne walczaków kotłów parowych, wykonane w narzutkę lub przy pomocy jednostronnej łubki, nap. Inż. Z. Klębowski.
Listy do Redakcji.
Przeгляд pism technicznych.
Wiadomości Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.

SOMMAIRE:

Sur le calcul des arbres de transmission, par M. M. T. Huber, Dr. Professeur à l'École Polytechnique de Varsovie.
La centrale électrique de Rummelsburg (suite et fin), par M. St. Zieleniewski, Ingénieur.
Rivures longitudinales des chaudières à vapeur à simple recouvrement et à couvres-joint, par M. Z. Klębowski, Ingénieur.
Correspondance.
Revue documentaire.
Bulletin du Comité Polonais de Standardisation.

Jakim wzorem wytrzymałościowym należy obliczać wałki?

Napisał M. T. Huber.

Dyskusja nad wzorami do obliczeń wałków, wywołana odnośnym artykułem p. A. Tuczyńskiego w Nr. 17 Przegl. Techn., a zamieszczona w Nr. 22 (na str. 496), zachęciła mnie do zabrania raz jeszcze głosu w tej sprawie. Interes naszych nauk technicznych wymaga bowiem, ażeby zarówno Sz. Autor wymienionego cennego artykułu i odpowiedzi w dyskusji, jak i ogół techników polskich przekonał się o nieodzownej konieczności wyrugowania z podręczników raz na zawsze tradycyjnego wzoru do obliczenia „momentu sprowadzonego” (zastępczego):

$$1) \dots M_{spr} = 0,35 M_g + 0,65 \sqrt{M_g^2 + M_k^2},$$

zwanego często wzorem de Saint-Venant'a.

Argument, że wzór ten spełniał dotąd niezłe swoje zadanie, gdyż obliczone zeń wartości niezbyt odbiegają od wartości z wzorów nowszych, lepiej doświadczalnie uzasadnionych, tłumaczy tylko przyczynę, dlaczego tak długo nie dostrzeżono błędności jego podstawy, ale bynajmniej nie usprawiedliwia konserwowania wzoru w podręcznikach technicznych przez przeszło ćwierćwiecze po ukazaniu się prac badawczych Bauschinger'a i Mohr'a (1882), Guest'a (1900), Scoble'a (1906) i innych.

Podobnie nie może służyć za argument fakt, że w wielu podręcznikach zagranicznych wciąż jeszcze podają ów wzór na pierwszym miejscu. Praktyka techniczna bowiem mało się zwykle troszczy o naukowe podstawy wzoru obliczeniowego, jeżeli błąd, jaki w nim tkwi, nie doprowadza do żadnej katastrofy. Dopiero gdy się taki przypadek zdarzy, rozlega się głośnym echem opinia inżynierów-badaczy i następuje szybka likwidacja starego wzoru przy zastąpieniu go nowym, lepiej nau-

kowo ugruntowanym. Tak np. było z obliczeniem wytrzymałości na podłużne ściskanie prętów złożonych (kratowych i t. p.), aż do katastrofy zbiornika w Hamburgu i mostu pod Quebec. Ale takie wypadki są bardzo rzadkie dzięki wysokiemu współczynnikiowi bezpieczeństwa, jaki się przyjmuje przy wszelkich obliczeniach wytrzymałościowych. Błąd wzoru, nawet dochodzący 50% i jeszcze większy, nie wyjdzie w ten sposób na jaw w praktyce, lecz tylko przy techniczno-naukowych badaniach doświadczalnych. Badań takich nie było zupełnie za czasów wprowadzenia do podręczników wzoru de Saint-Venant'a, opartego na „hipotezie największego wydłużenia”. Rozpoczęto je dopiero po zgonie tego wielkiego inżyniera-badacza i od razu znalaziono duże odchylenia od wyników wzoru (przy badaniu żelaza walcowanego, stali i innych metali sprężysto-plastycznych). Dla ilustracji tych odchyżeń w związku z wzorem (1), przytoczę tylko to, że przy oznaczeniach:

σ_p = wartość naprężenia normalnego przy prostym rozciąganiu lub ściskaniu na granicy plastyczności.

τ_p = wartość naprężenia stycznego przy prostym ścinaniu lub skręcaniu na tejże granicy,

otrzymano z doświadczeń:

$$\tau_p \approx 0,53 \sigma_p \text{ do } 0,60 \sigma_p.$$

Skrajne wartości 0,53 i 0,60 dla stosunku $\tau_p : \sigma_p$ wypadają przytem z dat otrzymanych w różnych pracowniach, dla różnych materiałów i przy różnych metodach pomiaru. Nie mając pod ręką źródeł, cytuję je z pamięci, przyczem zaznaczam, że najdokładniejsze pomiary z lat ostatnich (Ross i Eichinger w Zurychu 1926, Lode w Getyn-

dze 1927) dają, z odchyłkami paru odsetek dla poszczególnych spostrzeżeń, średnio 0,57, co odpowiada również średniej z powyższych wartości skrajnych.

Tymczasem hipoteza największego wydłużenia, która prowadzi do wzoru (1), daje dla żelaza kowalnego (przy wartości liczby Poisson'a $m = \frac{10}{13}$):

$$\tau_p = 0,77 \sigma_p,$$

czyli o 35% więcej od danych doświadczalnych.

Nic więc dziwnego, że kiedy Mohr i Guest (1900), wznawiając dawną ideę Coulomb'a, wygłosili pogląd, że miarą wyężenia u metali plastycznych jest największa różnica naprężeń głównych, czyli, co na jedno wychodzi, największe naprężenie styczne, musiano uznać tę hipotezę za bez porównania lepszą od poprzedniej, gdyż z niej wynika

$$\tau_p = 0,50 \sigma_p,$$

co daje w porównaniu z wartością doświadczalną o 12% mniej. Według tej hipotezy, byłoby

$$2) \dots M_{spr} = \sqrt{M_g^2 + M_k^2}.$$

Atoli zanim rozpowszechniło się propagowane przez Guest'a w Anglii i A. Föppl'a w Niemczech stosowanie tego wzoru, ukazała się w r. 1904 modyfikacja dawnej hipotezy Beltrami'ego, wznawiona później przez kilku jeszcze autorów, pracujących niezależnie od siebie.

Według tej hipotezy, miarą wyężenia jest największa praca odkształcenia postaciowego. Prowadzi ona do związku

$$\tau_p = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_p, \text{ czyli } \tau_p \approx 0,58 \sigma_p,$$

co zgadza się, z błędem 3,5%, z wynikami najdokładniejszych badań doświadczalnych¹⁾. Odpowiadający temu wzór

$$3) \dots M_{spr} = \sqrt{M_g^2 + \frac{3}{4} M_k^2}$$

wypada przeto uważać za najdokładniejszy.

Czy wobec tego można mieć wrażenie, że wszystkie trzy wzory są dotąd jeszcze „w stadium polemiki”? Najoczywiście nie! Mogą polemizować ze sobą zwolennicy wzoru (2) i (3) wobec tego, że różnice wyników są, praktycznie biorąc, małe, a wzór (2), nieco mniej dokładny, jest zarazem nieco prostszy; obaj jednakże muszą wygrać sprawę ze zwolennikami wzoru (1), jeżeli tacy jeszcze się pojawiają.

Fakt, że w przytoczonych przez p. Tuczynskiego podręcznikach zagranicznych (P. T., str. 496) wciąż jeszcze pokutuje wzór (1), jest ze stanowiska techniczno-naukowego ubolewania godnym, ale bynajmniej nie odosobnionym. Podobna inercja w połączeniu ze ślepą wiarą we wszystkie sądy naukowe wybitnych badaczy daje się zauważyć i w innych naukach stosowanych. Któż np. ze starszych inżynierów nie pamięta uporów, z jakim obstawano przez wiele lat przy tradycyjnym wzorze New-

ton'a na opór aerodynamiczny, jakiego doznaje płaski element powierzchni ciała stałego, nachylony do kierunku ruchu postępowego pod kątem α , jakkolwiek ten wzór, ustalający proporcjonalność oporu od $\sin^2 \alpha$, niezależnie od reszty powierzchni ciała, okazał się zasadniczo błędnym oddawna. Literatura balistyczna zwłaszcza rola się od prac poświęconych obliczeniu t. zw. współczynnika postaciowego oporu pocisków na podstawie powyższego błędnego zapatrywania. Dopiero niedawno uznano, że wszystkie te obliczenia były bezwartościowe.

Wiedza techniczna, w każdej dziedzinie, opiera się na trzech głównych fundamentach, a mianowicie na teorii i doświadczeniu naukowym oraz na empirji, czyli doświadczeniu praktycznym („praktyce”). Dawniej, kiedy technika była daleka od dzisiejszego stopnia rozwoju i zróżnicowania, wielu tęgich inżynierów opanowywało teorię i pracowało doświadczalnie przy jednoczesnej obszernej praktyce. Dzisiaj okazuje się koniecznym podział pracy, i budowa wiedzy technicznej musi się odbywać wspólnym wysiłkiem inżynierów praktyków i inżynierów - badaczy o dwu typach: inżyniera - teoretyka i inżyniera - laboratoryjnego. Otóż główną przyczyną konserwowania balastu mało wartościowych prawideł i wzorów w podręcznikach technicznych jest brak wzajemnego porozumienia i skoordynowania pracy inżynierów wszystkich trzech typów. A ponieważ praktycy stanowią przygniatającą większość, więc — ufnij w trwałe zdobycze rutyny — uważają zwykle za zbyteczne zasięganie rady kolegów z mniejszości, którzy wskutek tego (z wielką nie-raz szkodą dla postępu techniki) muszą zbyt długo zadowalać się rolą „wołającego na puszczy”²⁾.

Zapewne, możnaby wiedzę techniczną oprzeć także wyłącznie na doświadczeniu praktycznym, jak to było w zaraniu naszej kultury, lecz znacznie gospodarcze naukowych podstaw dla techniki jest tak bijące w oczy i olbrzymie, że każdy praktyk sprzeciwiłby się najbardziej stanowczo myśli powrotu do czystej empirji. Tylko współpraca nauki z techniką daje rękojmię rozwoju wychodzącego istotnie na użytek i korzyść społeczeństw ludzkich, rozwoju techniki, dotrzymującego jako tako kroku przyrostowi i demokratyzacji ludności. Jednym z warunków należytej realizacji tej współpracy jest zasięgnięcie porady przedstawiciela nauki przez inżyniera praktycznego, ilekroć tenże nie czuje się powołanym do krytycznego wyboru między wzorami, ogłaszanymi w piśmiennictwie techniczno-naukowym.

Powracając po tej dygresji do kwestji wyra-

¹⁾ Por. np. w V. D. I. 1928, Nr. 22, str. 733, komunikat D-ra W. Lode'go i na str. 734 artykuł G. Sach's'a.

²⁾ Zdarzają się nawet niekiedy fakty zdolne do roz- weselenia obiektywnego czytelnika. Oto niedawno w zbiorowym dziele, opracowanym przez kilkadziesiąt specjalistów, teoretyków i praktyków, wyszedł z druku zeszyt, w którym teoretyk — nazwijmy go A — podaje dla praktyków uproszczone wzory obliczeniowe, do których doszedł właśnie po wieloletniej pracy; pomija przytem oczywiście swoje własne wzory dawniejsze, otrzymane z pierwszych prób przybliżonego rozwiązania zadania, jako mniej wartościowe i już zbędne. Atoli w tymże samym podręczniku ukazuje się po paru miesiącach inny zeszyt, opracowany przez „praktyka” B, który przytacza właśnie wyniki autora A, pominięte przezeń, a zupełnie przemilcza jego nowe wzory, już wydrukowane w jednym z zeszytów poprzednich.

zonej w tytule i powyżej rozstrząsniętej, muszę zaznaczyć, że w moich wykładach nauki o wytrzymałości, rozpoczętych w r. 1907 w Politechnice Lwowskiej, zalecałem zrazu studentom stosowanie raczej wzoru (2), ponieważ ówczesne dane doświadczalne zdawały się lepiej zgadzać z tym wzorem, aniżeli z wzorem (3), zaproponowanym w r. 1904. Skoro jednakże okazało się, że w dawniejszych badaniach używano z oszczędności kilkakrotnie tych samych próbek, wskutek czego wyniki zostały silnie zmacone zjawiskami twardnienia, a nowsze doświadczenia Ros'a i Lo de'go, wykluczające te wpływy zamącające, potwierdziły bez porównania lepiej hipotezę, prowadzącą do wzoru (3), to oczywiście wypadło uznać wyższość wzoru (3) — ponad (2), co było niespodziewanym tryumfem dawnej myśli z r. 1904.

Atoli studjum innych przypadków wytrzymałości złożonej dowodzi, że różnice wyników hipotezy największego naprężenia stycznego i hipotezy największej pracy odkształcenia postaciowego są zawsze niewielkie, i dlatego w praktyce można używać, stosownie do przypadku, jednej lub drugiej, zależnie od tego, która daje wzór prostszy. W każdym razie należy odrzucić stanowczo hipotezę największego wydłużenia, a z nią razem i wzór (1).

Nadmieniając jeszcze, że dla materiałów kruchych nie posiadamy dotąd żadnej ustalonej hipotezy wytrzymałościowej i w przypadkach złożonych musimy zasięgać rady bezpośredniego doświadczenia, odsyłam Sz. Czytelników, pragnących zaznajomić się gruntownie z istotą i historią miary wyteżenia, jako podstawowego zagadnienia wytrzymałościowego, do pracy doktorskiej inż. W. Burzyńskiego p. t. „Studjum nad hipotezami wyteżenia”, która zapewne wyjdzie z druku przed jesienią.

tezy największego naprężenia stycznego i hipotezy największej pracy odkształcenia postaciowego są zawsze niewielkie, i dlatego w praktyce można używać, stosownie do przypadku, jednej lub drugiej, zależnie od tego, która daje wzór prostszy. W każdym razie należy odrzucić stanowczo hipotezę największego wydłużenia, a z nią razem i wzór (1).

Elektrownia w Rummelsburgu.^{*)}

Opracował Inż. St. Zieleniewski.

Instalacje maszynowe.

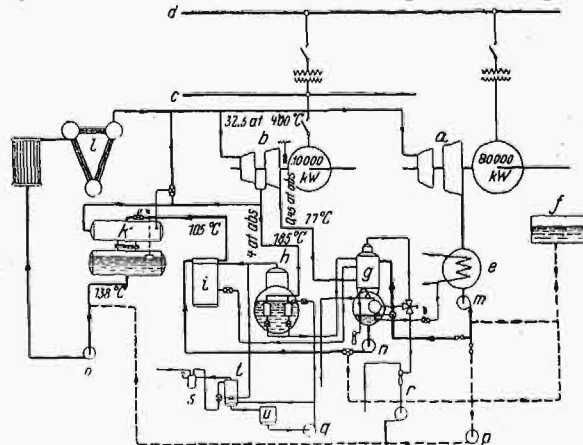
Wytyczne, na jakich zbudowano instalacje maszynowe, są następujące. Wiadomo, że sprawność turbin kondensacyjnych rośnie wydatnie wraz z przegrzaniem pary i, w mniejszym stopniu, wraz ze wzrostem ciśnienia dolotowego, przyczem korzyści z przegrzania pary są tem większe, im wyższe jest ciśnienie dolotowe. Ze względu więc na sprawność samej turbiny, należałoby stosować temperaturę jak najwyższą. Zastosowano temperaturę 400° C, t. j. najwyższą, jaką wytrzymują materiały używane dzisiaj w budowie turbin. Z przegrzewania międzystopniowego zrezygnowano, ze względu na związane z tem duże komplikacje budowy turbiny. Ponieważ wilgotność pary w części niskoprężnej turbiny wzrasta wraz ze wzrostem ciśnienia dolotowego, przeto nie można ciśnienia tego posunąć za wysoko, lecz należy je dobrać odpowiednio do zastosowanej temperatury przegrzania. Przy ustalonej temperaturze 400°, uznano za najwłaściwsze nie przekraczać 33,5 at abs. przy wlocie do turbiny, co zdecydowało, że kotły muszą wytwarzać parę o 35 at abs. ciśnienia i 410° C przegrzania.

Obliczono, że dla tego stanu pary dolotowej podgrzewanie kondensatu, zasilającego kotły, przez parę pobieraną między stopniami turbin, podniesie ogólną sprawność termiczną urządzenia o 8—9%, co przy 40%-wym średnim obciążeniu rocznym dałoby dla jednej grupy maszynowej powyżej 200 000 mk. oszczędności rocznych na węglu. Stąd wynika, że koszty poniesione na urządzenia regeneracyjne zamortyzują się w czasie b. krótkim.

Ponieważ, niezależnie od kwestji podgrzewania kondensatu, zakład musiał posiadać i tak dwa rodzaje turbin do wytwarzania prądu, mianowicie turbiny zasadnicze, pracujące na sieć obsługującą odbiorców, oraz turbiny pomocnicze, bez po-

równania mniejsze, zaspakajające własne zapotrzebowanie prądu, przeto — aby nie komplikować ruchu i budowy wielkich turbin zasadniczych przez pobieranie z nich pary, — zdecydowano, że para potrzebna do podgrzewania skroplin, zasilających kotły, ma być pobierana z turbin pomocniczych.

Sprawność instalacji z regeneracją rośnie teoretycznie wraz z ilością stopni pobierania pary,

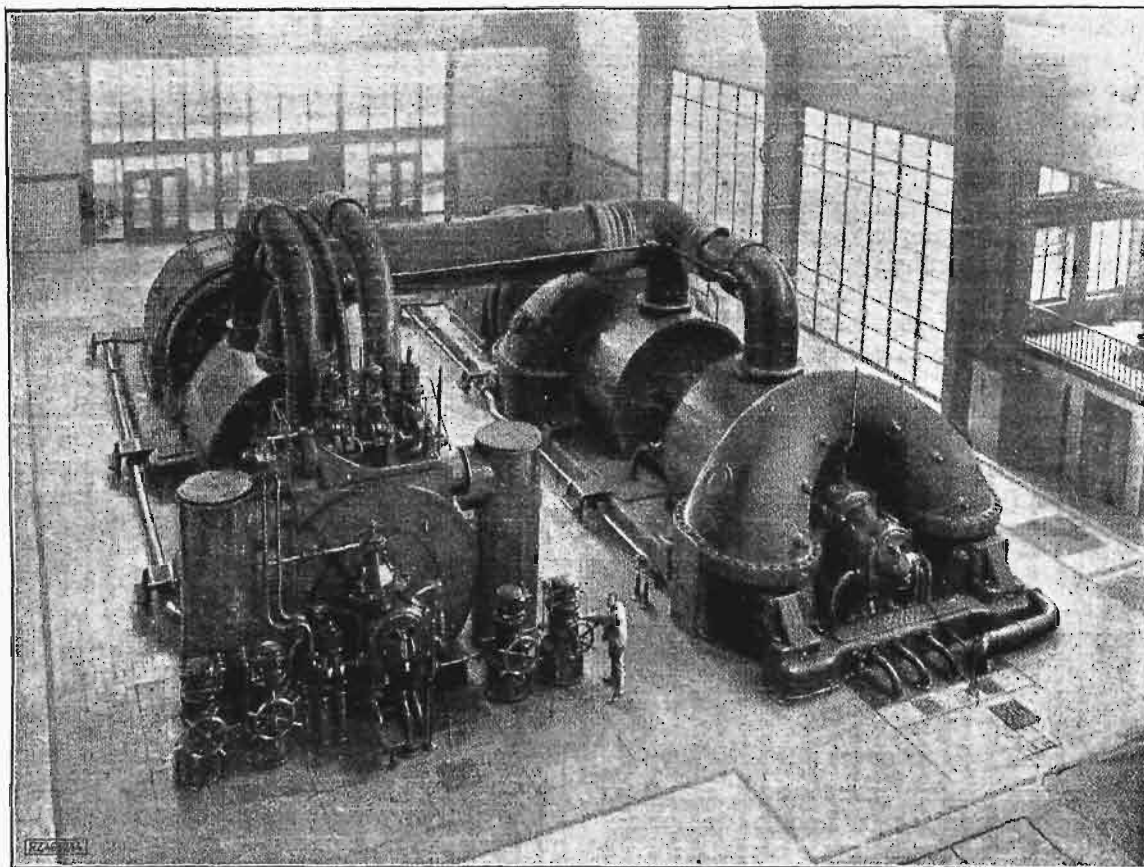


Rys. 22. Schemat instalacji do podgrzewania skroplin zasilających kotły.

a — turbina główna; b — turbina regeneracyjna; c — szyny zbiorcze 6 kV; d — szyny zbiorcze 30 kV; e — skraplacz; f — zbiornik wyrównawczy; g — podgrzewacz ogrzewany parą odlotową; h — parownik; i — skraplacz oparów; k — podgrzewacz ogrzewany parą międzystopniową; l — kotłownia; m — pompa do skroplin; n — pompa; o — pompa zasilająca kotły; p — pompa rezerwowa; q — pompa zasilająca parownik; r — smoczek wodny; s — odpowietrzacz; t — podgrzewacz wody dodatkowej; u — filtr.

jednak przyrost ten wraz z powiększeniem ilości stopni pobierania pary jest coraz łagodniejszy i prędko zbliża się do wartości granicznej. Np., jeśli byśmy w pewnej instalacji z regeneracją zamienili jednostopniowe pobieranie pary na dwustopniowe, to podnieśliśmy sprawność urządzenia o 25%, zaś wprowadzając trójstopniowe pobieranie, poprawilibyśmy sprawność już o 37%. W praktyce, powiększanie ilości stopni pobierania komplikuje ogromnie budowę i eksploatację tur-

^{*)} Dokończenie do str. 530 w Nr. 24 r. b.



Rys. 23. Turbina główna.

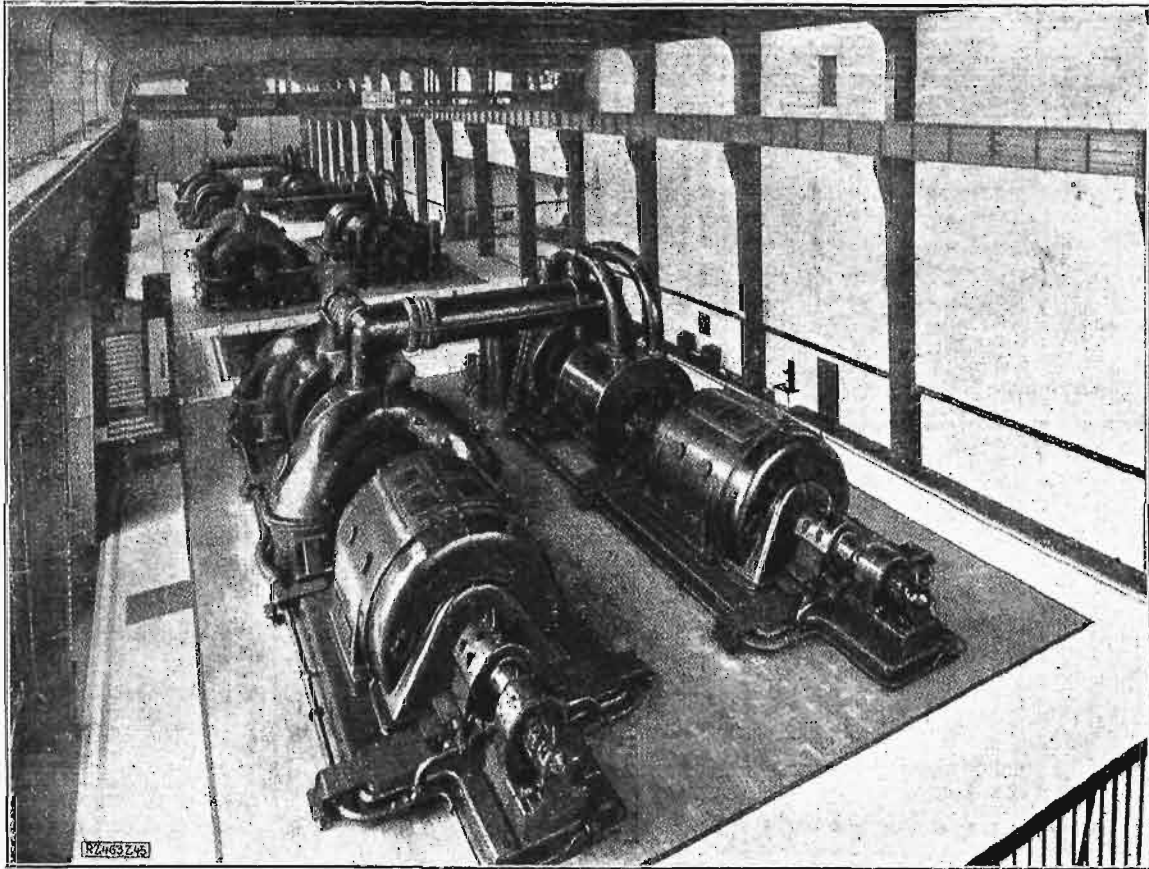
biny, z drugiej zaś strony zmusza do podniesienia temperatury podgrzewania skroplin. Np., jeśli najlepsza temperatura podgrzewania przy dwustopniowej instalacji wynosi 140° , to przy trójstopniowej wyniosłaby 170° . Przynależne do tych temperatur ciśnienia nasycenia 4 i $10,5 \text{ at}$ abs. wskazują, jak powiększenie liczby stopni pobierania odbija się na konstrukcji podgrzewaczy.

Po wielostronnych studjach zagadnienia regeneracji, zdecydowano się na instalację turbin pomocniczych z jednostopniowym pobieraniem pary i pracą z przeciwcieniem.

Każda turbina regeneracyjna jest, ze względu na swój dwoisty rodzaj pracy, wyposażona do datkowo w skraplacz, który włącza się automatycznie przy zatrzymaniu turbiny głównej, — a więc wtedy, gdy potrzeba pobierania pary do podgrzewania skroplin ustanie. W tym wypadku, turbina, pracująca normalnie z przeciwcieniem, pracuje niezależnie od turbiny głównej, jako zwykła kondensacyjna. W wypadku, gdy turbina regeneracyjna musi być zatrzymana, podgrzewanie skroplin zostaje automatycznie przejęte przez zdławioną parę świeżą, której ilość, w zależności od ciśnienia w podgrzewaczu, reguluje się również automatycznie. Ponieważ, jak wspomniano, układ kablowy 30 kV (zasilany przez turbiny główne) oraz 6 kV (zasilany przez turbiny regeneracyjne) mają połączenie transformatorowe, przeto, zależnie od okoliczności, oba te układy mogą się wzajemnie dosilać.

W normalnych warunkach pracy, turbina głów-

na i regeneracyjna tworzą ściśle związaną całość, gdyż skropliny turbiny głównej grają rolę wody chłodzącej do skraplania pary odlotowej z turbiny regeneracyjnej. Schemat instalacji do podgrzewania skroplin, zasilających kotły, pokazany na rys. 22, obrazuje zarazem związek między obiema turbinami. Skropliny turbiny *a* są tłoczone przez pompkę *m* do podgrzewacza *g*, gdzie para wylotowa z turbiny regeneracyjnej *b* podgrzewa go do temperatury 75° . Między pompą *m* i podgrzewaczem *g* jest włączony zbiornik *f*, wyrównujący różnicę pomiędzy zapotrzebowaniem wody przez kocioł i ilością skroplin dostarczanych przez pompę *m*. Z podgrzewacza *g* skropliny są pompowane przez pompę *n* do podgrzewacza *k*, w którym para międzystopniowa z turbiny regeneracyjnej ogrzewa je do temperatury 140° C . Po między obydwoma podgrzewaczami włączony jest skraplacz powierzchniowy oparów *i*, służący do wprowadzania wody dodatkowej. Dodatek wody, po oczyszczeniu w osobnym urządzeniu, włączany jest przez pompę *q* do parownika *k*, gdzie zostaje odparowany przy pomocy pary międzystopniowej. Z parownika *h* dostaje się następnie do skraplacza oparów *i* i tam skrapla się, jako dystrylat o temperaturze 75° . Skropliny wody dodanej ze skraplacza oparów *i* oraz pary międzystopniowej z parownika *h* dostają się do podgrzewacza *g*, gdzie łącznie ze skroplinami z turbiny głównej zostają odpowietrzone. Na wypadek uszkodzenia instalacji do podgrzewania skroplin, przewidziane jest połączenie bezpośrednie między skraplaczem turbiny głównej a pompą *o*, która pozwala zaopatry-



Rys. 24. Hala maszyn.

wać kocioł w skropliny niepodgrzewane. W podgrzewacz *g* jest wbudowany skraplacz, który — jak wspomniano — umożliwi pracę turbinie regeneracyjnej nawet przy postoju turbiny głównej. W tym wypadku, wody chłodzącej dostarcza — jak widać z rysunku — ta sama pompa, która pracuje normalnie dla skraplacza turbiny głównej, próżnię zaś wytwarza specjalnie do tego przeznaczony smoczek wodny *r*.

Niemiecka opinia fachowa podkreśla szereg pierwszorzędnych zalet przeprowadzonego podziału instalacji maszynowej na wielkie turbiny kondensacyjne i na pomocnicze, znacznie mniejsze, z regeneracją, przewidując, że podział ten będzie naśladowany przy rozwiązywaniu podobnych zagadnień w przyszłości. Zalety tego podziału można ująć następująco:

1) Zwiększenie korzyści termodynamicznych regeneracji, dzięki precyzyjnej regulacji temperatur w podgrzewaczach, niemożliwej przy pobieraniu pary z turbin głównych, w których — wskutek zmian obciążenia — wahania ciśnień między stopniami są bardzo znaczne.

2) Wydatne zwiększenie niezawodności ruchu i ułatwienie eksploatacji drogiej turbin głównych, dzięki osiągniętej prostocie ich konstrukcji (brak zawiłych przewodów i skomplikowanej regulacji — nieuniknionych przy pobieraniu pary ze stopni).

Instalacje turbinowe, wykonane całkowicie przez A. E. G., zasadniczo zachowują cechy typów, dotychczas przez tę firmę budowanych.

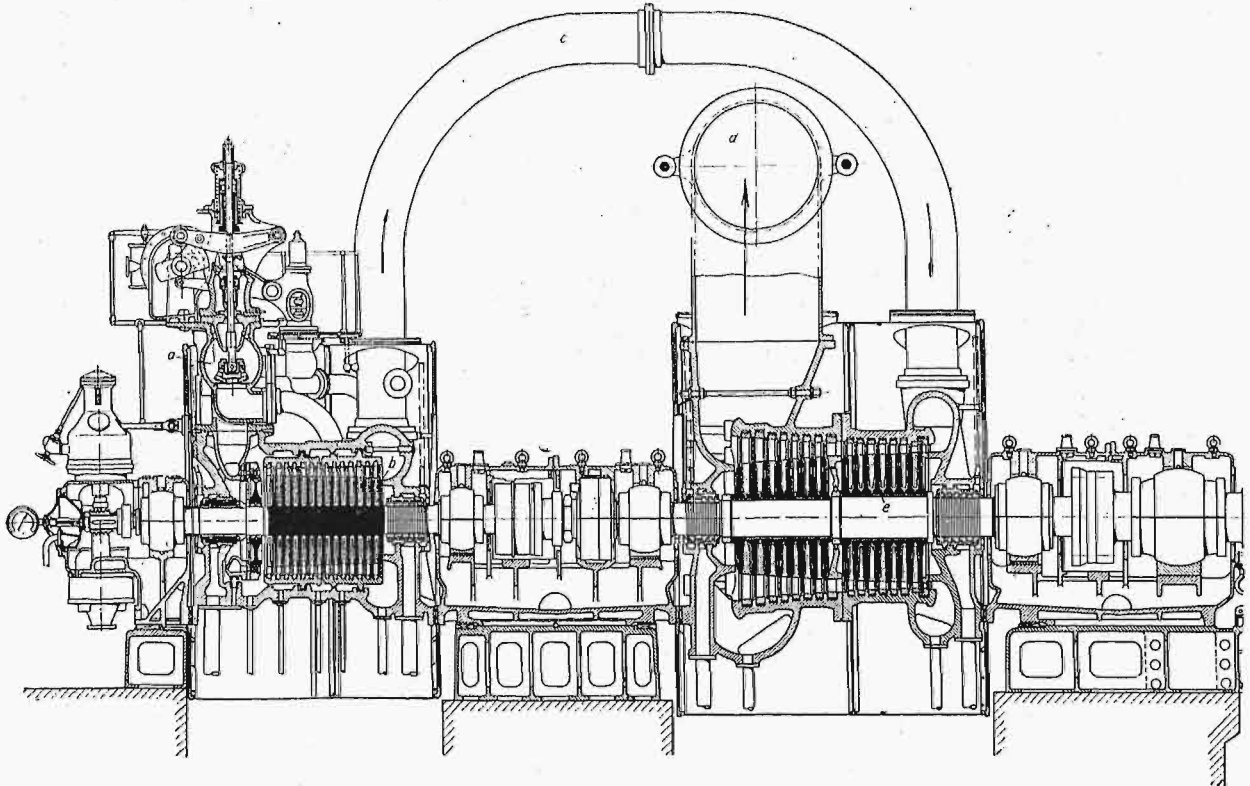
Turbiny główne.

Turbiny główne są 4-kadłubowe, przyczem kadłuby wysoko i średnioprężny pracują na jednym, a dwa kadłuby niskoprężne — na drugim wału. Każdy wał napędza prądnicę prądu zmiennego o mocy 40 000 kW przy napięciu na zaciskach 6 kV i 1500 obr./min (rys. 23, 24, 25). Część W. P. stanowią: dwustopniowe koło Curtisa o średnicy 1000 mm i 14 kół akcyjnych jednakowej średnicy zewnętrznej. Para dopływa o 33,5 at ciśnienia i 400°, a opuszcza część W. P. z ciśnieniem 14 at abs. Kadłub Śr. P. mieści 16 kół akcyjnych i wypuszcza parę do części N. P. przy ciśnieniu 2,3 at abs. Identyczne części N. P. stanowią bębny o 24 stopniach reakcyjnych. I-szy stopień ma średnicę 1360 mm, a ostatni 2900 mm. Ciśnienie w skraplaczu wynosi 96% próżni. Różnokierunkowy przepływ pary w kadłubach W. P. i Śr. P., jak i w częściach N. P., wyrównywa niemal całkowicie naciski osiowe na obu wałach. Aby możliwie zmniejszyć (przy wysokich ciśnieniach dotkliwie nawet w turbinach akcyjnych) straty, spowodowane uchodzeniem pary poza łopatkami wirników, koła kierownicze części W. P. są umocowane w dwóch cylindrach. Cylindry te są tak osadzone we właściwej osłonie turbiny, że para otacza je ze wszystkich stron, dzięki czemu temperatura i wydłużenia promieniowe nieruchomych cylindrów i ruchomych wirników są prawie jednakowe. Konstrukcja ta pozwala na małe szczeliny między ścianką cylindra i łopatkami wirnika bez obawy o zawadność ruchu. Osłona zewnętrzna, cylindry wewnętrzne i koła kierownicze są dzielone w płaszczyźnie

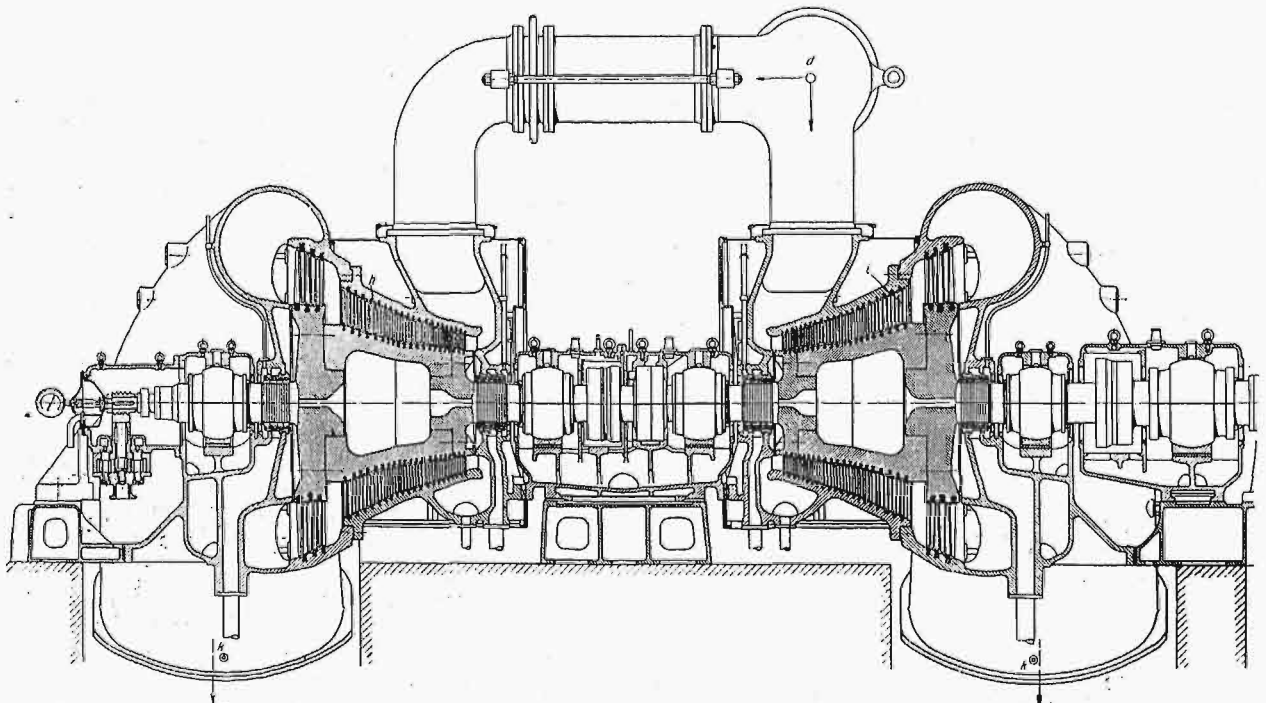
osiowej poziomej i wykonane ze stali lanej. Wirniki akcyjne części W. P. są odkute razem z wałem; połączenie takie jest mocne i niezawodne, a całość wypada krótsza. Koło Curtisa jest osadzone na wale przy pomocy tulei stalowej. Dostatecz-

całkowicie obrobionych, powkładanych w koła kierownicze, i łopatki wirników, w tej części turbiny, wykonane są ze specjalnej stali nierdzewiącej.

Kadłub Śr. P. składa się z dwóch części, dzielonych w płaszczyźnie osiowej. Część wlotowa,



Przekrój części wysokoprężnej i średnioprężnej.



Przekrój części niskoprężnej.

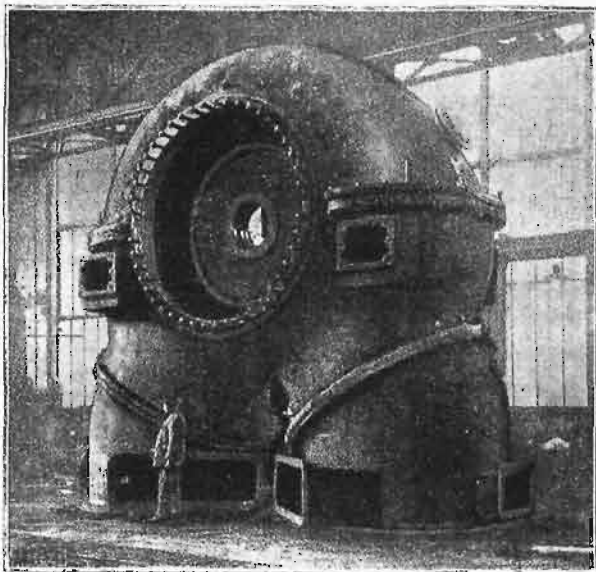
Rys. 25. Turbina główna.

na wielkość łopatek w części W. P., będąca jednym z warunków dobrej sprawności turbiny, osiągnięta została tutaj sama przez się, dzięki wielkim ilościom pary przełykanej przez maszynę. Kanały kierownicze, utworzone z poszczególnych części

gdzie panują wyższe temperatury i ciśnienia, jest stalowa, a część od strony wylotu żeliwna. Łopatki wirników i kierownic, w części dolotowej, gdzie para jest suchsza, są wykonane ze stali nierdzewiącej, a w części wylotowej, gdzie para jest

wilgotna, — ze stali niklowej. Dostyc duża wysokość łopatek kierowniczych pozwoliła wykonać je z blachy i pozalewać w żeliwnych kołach kierowniczych, osadzonych tutaj wprost w osłonie.

2 identyczne kadłuby N. P. są wykonane z żeliwa i dzielone w dwóch płaszczyznach: poziomej i pionowej.



Rys. 26. Dyfuzor.

Ze względu na możliwie dobre wyzyskanie cennej próżni w skraplaczu, konieczna łagodna zmiana przekrojów wylotowych turbiny doprowadziła do koncepcji dyfuzora dwuwylotowego (rys. 26), którego olbrzymie wymiary stanowiły niemałe trudności konstrukcyjne. 80 tonn wagi dyfuzora przy 6,5 metrowej szerokości (mierzonej w płaszczyźnie podziału), osiągnięto przy stosunkowo cienkich (około 60 mm przeciętnej grubości) ściankach, dzięki licznym ściągom i zębom usztywniającym, widocznym na rys. 27.

Bęben wirnikowy składa się z 3 części, odkutych ze stali siemens - martinowskiej. Wymiary łopatek, wykonanych w tej części turbiny ze stali niklowej i stopu Monela, widoczne są z rys. 28.

Na uszczelnienie dławnic kadłuba W. P. położono duży nacisk. Zastosowano uszczelnienie labiryntowe, przyczem przewidziano możliwość zmiany konstrukcji dławnic, gdyby praktyka wykazała złe wyniki.

Oba wały turbiny głównej pracują z szybkością niższą od krytycznej. Łożysko oporowe i dwa szybkowe, umieszczone między dwoma kadłubami każdego wału, spoczywają w jednym stojaku, który, prócz wymienionych łożysk, zawiera jeszcze sprzęgło. Również w jednym stojaku mieszczą się łożyska i sprzęgło między prądnicą i kadłubem Śr. P. Konsolle dla łożysk zewnętrznych obu części N. P. stanowią całość z osłoną turbiny, tak że stojak łożyskowy między częścią W. P. i generatorem zawiera tylko sprzęgło i jedno łożysko prądnicy. Konstrukcja łożysk oporowego i szybkowego należy do typowych, ogólnie przez A. E. G. używanych.

Osobliwość turbiny stanowią: przyrząd, pozwalający odczytywać w czasie ruchu turbiny prze-

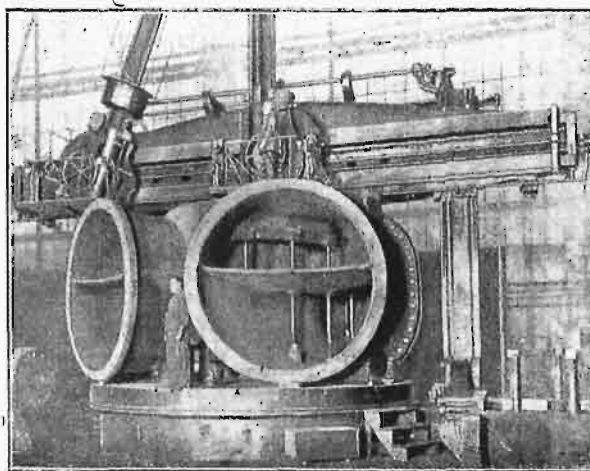
suniecie osiowe wału, następujące wskutek zużycia powierzchni pracujących w łożysku oporowym — a tem samem dający możliwość kontrolowania w każdej chwili odległości osiowej pomiędzy ruchomymi i nieruchomymi częściami turbiny, oraz inny przyrząd, który alarmuje gdy nastąpi przesunięcie wału, niedopuszczalne ze względu na możliwość uszkodzenia turbiny.

Ponieważ sprzężenie obu wałów maszyny jest całkowite, przeto można było zastosować dla całego zespołu wspólną regulację, oddziaływującą na dopływ świeżej pary do części W. P.

Przy normalnym stanie pary dolotowej i normalnym obciążeniu, spadek ciepła jest dla obydwu wałów jednakowy, a stąd i moc też jednakowa.

Turbina posiada typową regulację kombinowaną. Dysze, zasilające pierwsze koło Curtisa, na całym obwodzie są podzielone na 3 grupy pomieszczone w osobnych odcinkach dyszowych (rys. 29). Do każdego odcinka wpuszcza parę 1 zawór. Przy otwartym 1 zaworze, turbina może dać 50%, przy dwóch — 75%, a przy otwartych trzech zaworach — 100% mocy normalnej. Dla pracy z przeciążeniem, przewidziane są dwa osobne zawory, z których I-szy wpuszcza świeżą parę do specjalnej dyszy i zasila 8 stopień ciśnienia, II wpuszcza odpowiednio zdławioną parę z kotła do przewodu prowadzącego z części W. P. do Śr. P. Należy tu zauważyć, że głównym celem 2-ch dodatkowych zaworów, jest nie tyle osiągnięcie maximum mocy przy normalnym stanie pary dolotowej, ile zapewnienie mocy normalnej nawet wtedy, gdy z jakichkolwiek powodów spadnie ciśnienie dolotowe lub popsuje się próżnia w kondensatorze.

3 zasadnicze zawory regulacyjne są umieszczone obok siebie na skrzyni dwuwylotowej, w przedniej części kadłuba, dodatkowe — ułożone są za nimi.



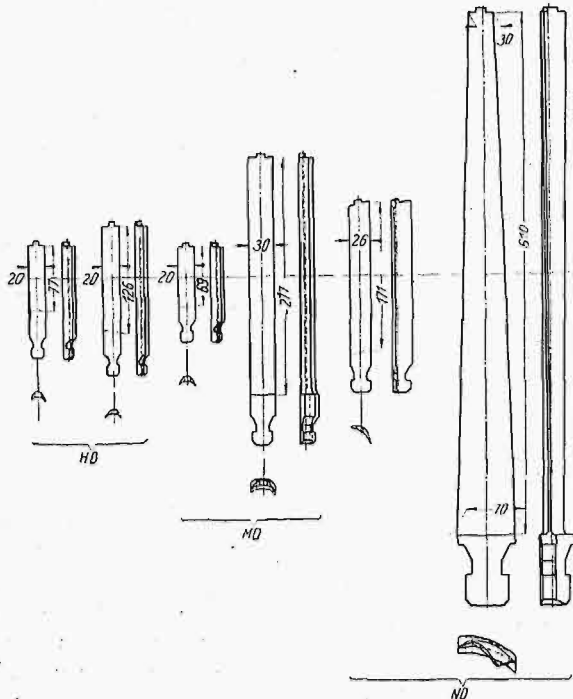
Rys. 27. Obróbka dyfuzora.

I-szy, największy zawór regulacyjny posiada odciążoną część sterującą, złożoną z dwóch zaworów talerzowych, jeden wewnątrz drugiego, jak wskazuje rys. 30.

Pozostałych dwóch nie potrzeba odciążać, bo są mniejsze, a ciśnienie pod nimi, gdy zaczynają działać, jest wyższe niż wtedy, gdy zaczyna się podnosić I zawór, gdyż ze wzrastającym obciąże-

niem ciśnienie w pierwszym stopniu turbiny też wzrasta.

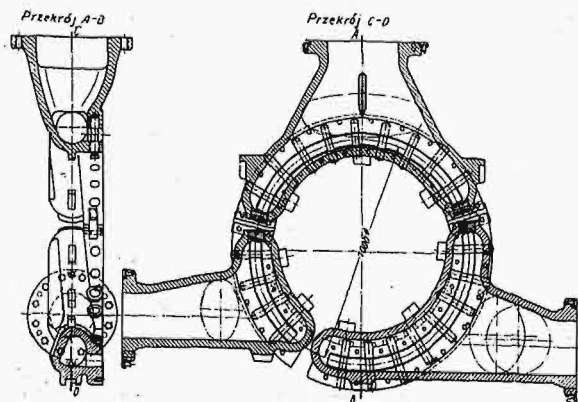
Wszystkie zawory regulacyjne (zasadnicze i dodatkowe) są podnoszone przy pomocy dźwigni przez kułaki wspólnego wału sterowego, poruszanego przez oliwny silnik pomocniczy, sterowany przez regulator ilości obrotów.



Rys. 28. Pierwsza i ostatnia łopatką wirnikowa w każdym kadłubie.

HD — część wysokoprężna; MD — średnioprężna; ND — niskoprężna.

Zabezpieczenie od rozbiegania jest, jak zwykle, dwójakie: po pierwsze, regulator ilości obrotów zamyka wszystkie zawory regulacyjne, po drugie obydwa wały są zaopatrzone w regulatory bez-

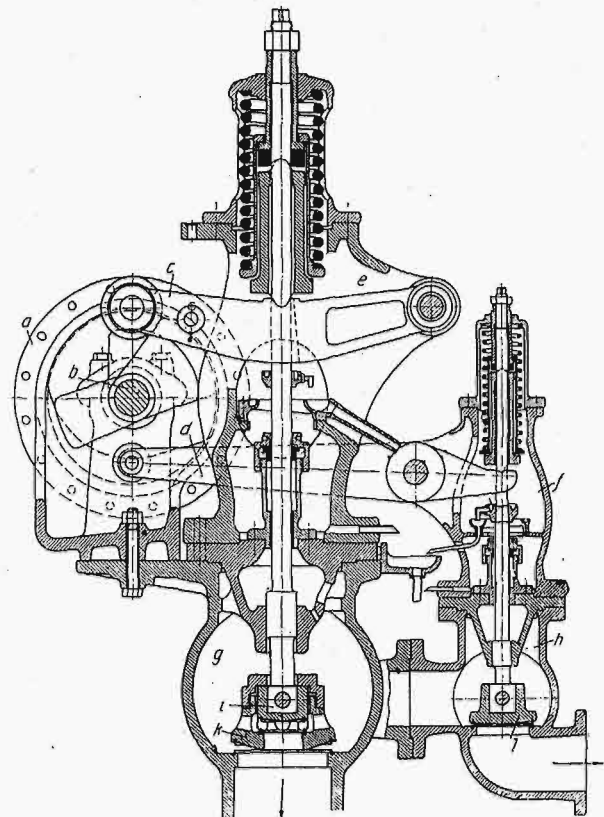


Rys. 29. Odcinki dyszowe.

pieczeństwa, z których każdy zamyka główne zawory odcinające (jest ich tu kilka, nie jeden), gdy wał przekroczy dopuszczalną ilość obrotów.

Turbina posiada jeszcze zabezpieczenie na wypadek, gdy zawiedzie kondensacja. Gdyby z jakichkolwiek powodów wzrosło ciśnienie w skraplaczu, wówczas podniosłyby się równocześnie temperatura i ciśnienie nie tylko w skraplaczu, ale i w

części N. P. W związku z tem turbina jest zaopatrzona: 1) w regulatory ciśnienia na kadłubach niskoprężnych, które — oddziaływując bezpośrednio



Rys. 30. Zawory regulacyjne, zawór główny i przeciążeniowy.

k — zawór zasadniczy; i — zawór odcinający; l — zawór przeciążeniowy.

nie na serwomotor zaworów regulacyjnych — przynikają w razie potrzeby dopływ świeżej pary do maszyny, oraz 2) w samoczynne zawory, umieszczone na rurach wylotowych, które otwierają się pod nadwyżką ciśnienia i chronią skraplacz, wypuszczając parę na zewnątrz.

Całkowite zapotrzebowanie oliwy do regulacji i smarowania pokrywają 4 pompki trybikowe, umieszczone parami w przednich stojakach łożyskowych części W. P. i N. P. 3 pompki tłoczą pod nadciśnieniem 5 at oliwę do suwaka serwomotoru, a 1 tłoczy oliwę do łożysk pod nadciśnieniem 0,5 at.

Oliwa odpływająca z serwomotorów dostaje się również do łożysk.

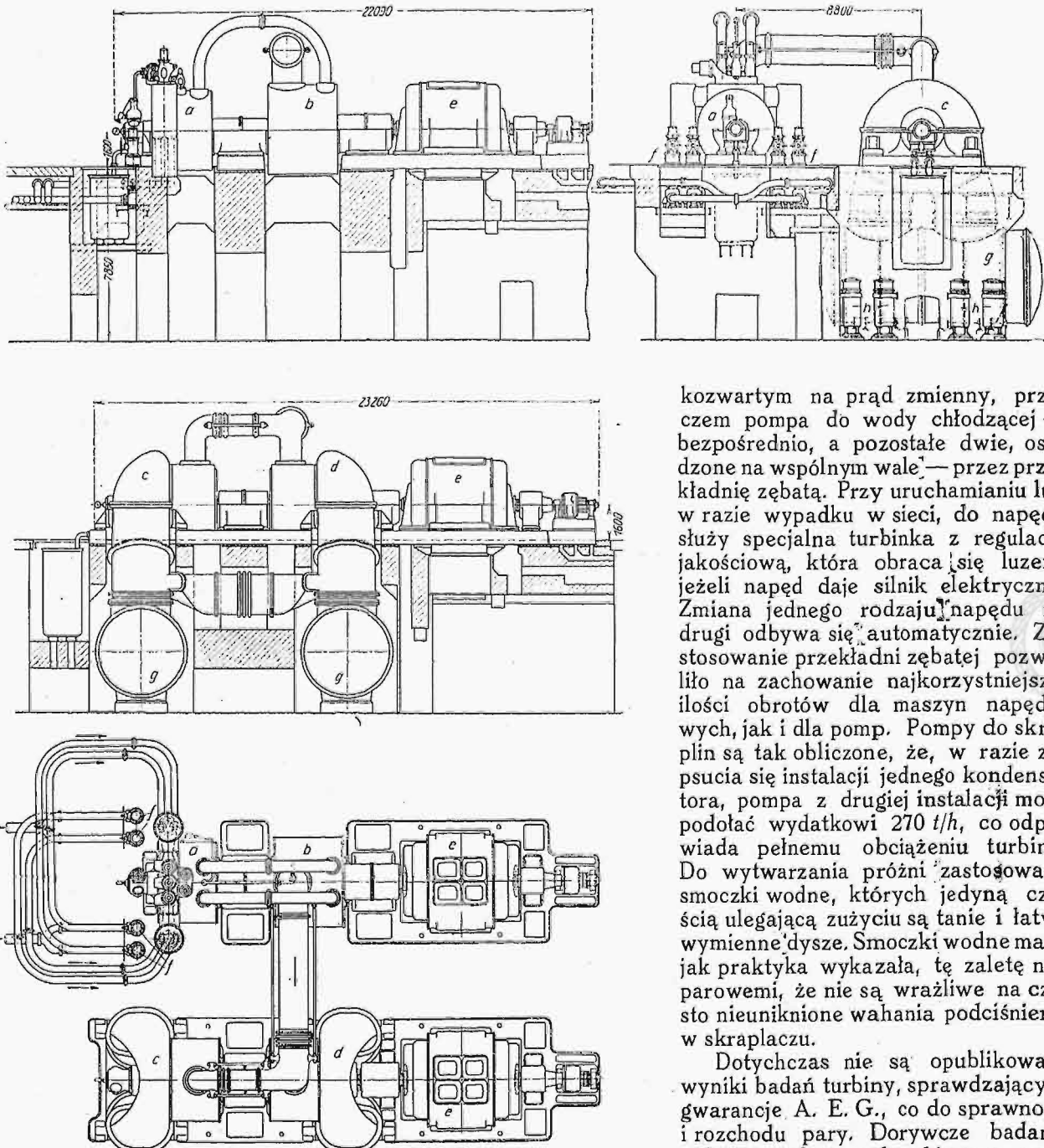
Dla rozruchu i zatrzymywania turbiny, jest przewidziana osobna rozruchowa pompka oliwna, również trybikowa, napędzana przez turbinkę parową, którą uruchamia się automatycznie wraz z otwarciem zaworu, odcinającego turbinę główną. Z chwilą gdy pompki oliwne osiągną normalny swój wydatek, turbinka pompki rozruchowej wyłącza się automatycznie. Przy zatrzymywaniu turbiny działa również rozruchowa pompka oliwna, przyczem jej włączanie i wyłączenie odbywa się znów automatycznie.

Skrzynki 4 zaworów odcinających parę dolotową są zakotwione w fundamencie i oddzielone od kadłuba, aby zapobiec ewentualnemu działaniu i.a kadłub się, pochodzących z wydłużeń cieplnych długich przewodów ze świeżą parą. Skrzynki te

są zgrupowane parami z przodu części W. P. Każda para skrzynek zaworów odcinających jest połączona dwiema rurami elastycznymi, ułożonymi pod podłogą, z jednym z dwu sit, umieszczonych po obu stronach kadłuba, na wlotach dwuzaworowej skrzyni z zaworami regulacyjnymi (patrz rys. 31).

zupełnie niezależne od siebie instalacje pomp odśrodkowych.

Instalacja pomp (rys.32) składa się z: 1) pompy do wody chłodzącej, 2) pompy do skroplin, 3) pompy dostarczającej wodę dla smoczka, wysysającego mokre powietrze ze skraplacza. Z reguły cała instalacja jest napędzana silnikiem krótko-



Rys. 31. Dopływ pary do turbiny głównej.

a — część W. P.; b — część Śr. P.; c — część N. P.; d — część N. P.; e — prądnica; f — zawory odcinające; g — skraplacze; h — chłodnice oliwy.

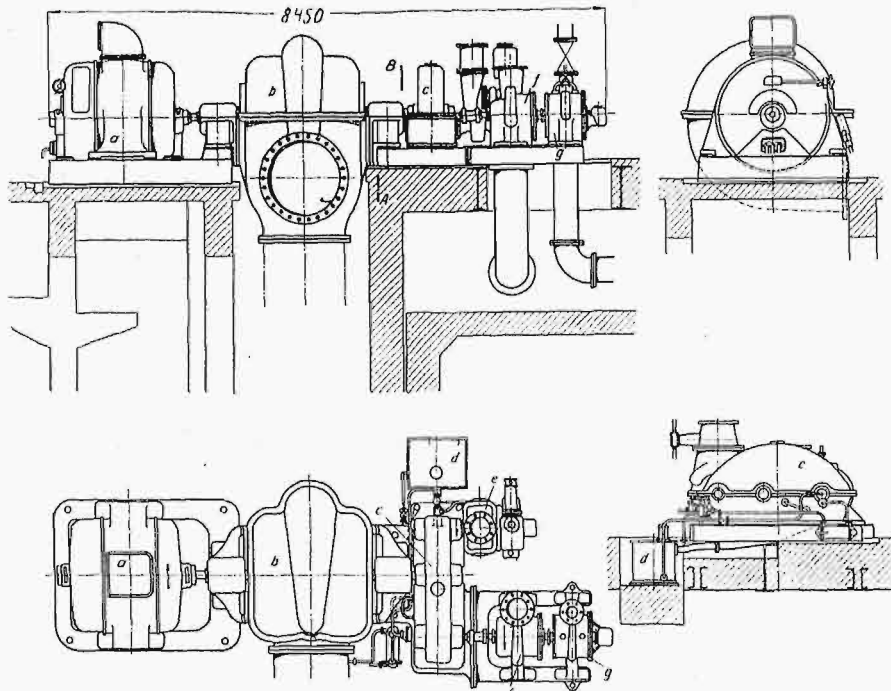
Rury wylotowe są połączone ze skraplaczami zapomocą dławnic i uszczelnieniem wodnym; własności tego połączenia, polegające na przejmowaniu przesunięć, są znane. Między sobą rury wylotowe są połączone w ten sposób, aby w razie naprawy jednego ze skraplaczy, turbina mogła pracować z pozostałym. Skraplacze powierzchniowe, po 3300 m² powierzchni chłodzącej każdy, posiadają

koźwartym na prąd zmienny, przy czym pompa do wody chłodzącej — bezpośrednio, a pozostałe dwie, osadzone na wspólnym wale — przez przekładnię zębatą. Przy uruchamianiu lub w razie wypadku w sieci, do napędu służy specjalna turbinka z regulacją jakościową, która obraca się luzem, jeżeli napęd daje silnik elektryczny. Zmiana jednego rodzaju napędu na drugi odbywa się automatycznie. Zastosowanie przekładni zębatej pozwoliło na zachowanie najkorzystniejszej ilości obrotów dla maszyn napędowych, jak i dla pomp. Pompy do skroplin są tak obliczone, że, w razie zepsucia się instalacji jednego kondensatora, pompa z drugiej instalacji może podać wydatkowi 270 t/h, co odpowiada pełnemu obciążeniu turbiny. Do wytwarzania próżni zastosowano smoczki wodne, których jedyną częścią ulegającą zużyciu są tanie i łatwo wymienne dysze. Smoczki wodne mają, jak praktyka wykazała, tę zaletę nad parowymi, że nie są wrażliwe na często nieuniknione wahania podciśnienia w skraplaczu.

Dotychczas nie są opublikowane wyniki badań turbiny, sprawdzających gwarancje A. E. G., co do sprawności i rozchodu pary. Dorywcze badania jednego turbozespołu głównego przy obciążeniach częściowych, przedstawiają się, jak następuje:

Stan pary przed zaworem odcinającym 33 at abs. i 400°C. Próżnia w skraplaczu odpowiada 15° temperatury wody chłodzącej i wydatkowi 17 000 m³/h.

Moc na zaciskach prądnicy, kW	61 987	36 450	18 087
Stopień obciążenia %	68,8	40,5	20,1
Rozchód pary, kg/kWh	3,82	3,91	4,21
Sprawność w odniesieniu do mocy na zaciskach, %	81,15	78,25	72,65
do mocy na sprzęgle, %	85	83,3	80,4



Rys. 32. Instalacja pomp kondensacyjnych.

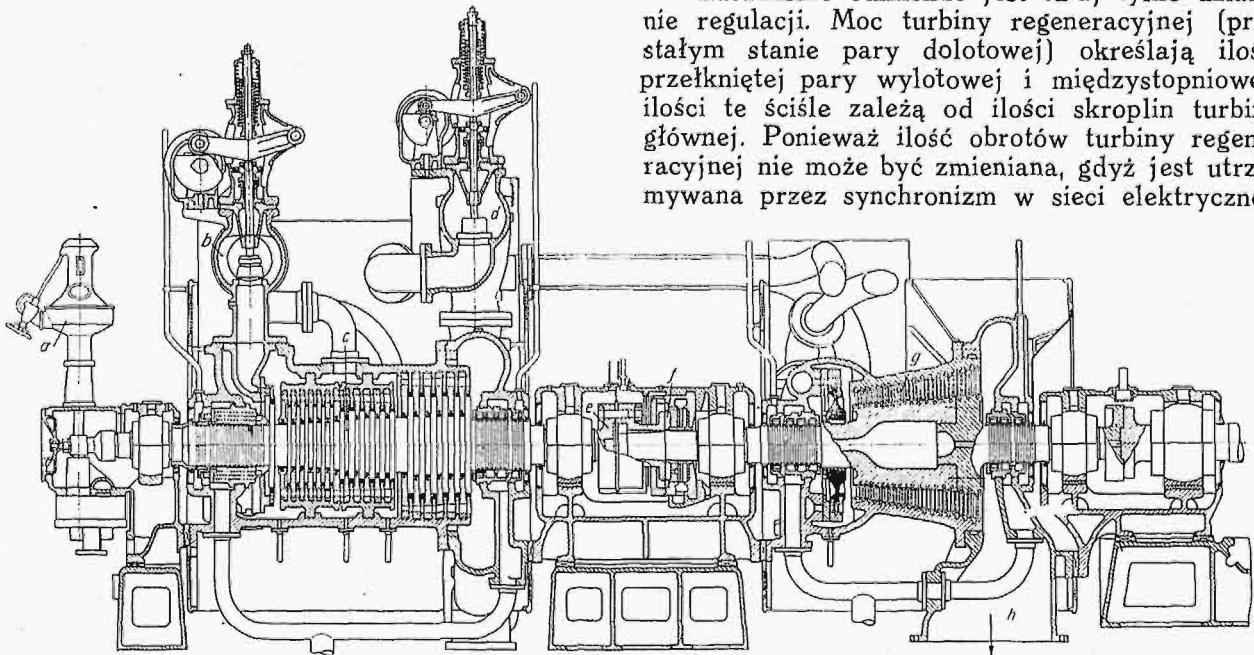
a — silnik $n = 500$ obr./min; b — pompa do wody chłodzącej $n = 500$ obr./min; c — przekładnia zębata; d — zbiornik oliwy; e — turbina $n = 500$ obr./min; f — pompa dostarczająca wodę do smoczka; g — pompa do skroplin.

obr./min. Stan pary dolotowej jest taki sam, jak dla turbin głównych, przeciwciśnienie 0,45 at abs. Para jest pobierana na wylocie z części W. P., przy ciśnieniu 4 at abs., a maksymalna ilość pobieranej pary może wynosić 65 000 kg/h.

Czysto akcyjna część W. P. zawiera 19 kół Zoelly'ego, odkutych razem z wałem. Pierwsze koło, zasilane częściowo, jest większe niż następne, z których 12 pierwszych ma średnicę 600 mm, a 6 ostatnich — 800 mm. Koła kierownicze są umieszczone — podobnie jak w turbinie głównej — nie bezpośrednio w osłonie, lecz w 2-ch cylindrach. Skrzynie z tarczami są również wstawione oddzielnie w osłonę.

Część N. P. stanowi dwustopniowe koło Curtisa i bęben reakcyjny o średniej średnicy 100 mm. Komora wlotowa jest tu odlana jako całość z osłoną.

Zasadniczo odmienne jest tutaj tylko działanie regulacji. Moc turbiny regeneracyjnej (przy stałym stanie pary dolotowej) określa ilość przepiętej pary wylotowej i międzystopniowej; ilości te ściśle zależą od ilości skroplin turbiny głównej. Ponieważ ilość obrotów turbiny regeneracyjnej nie może być zmieniana, gdyż jest utrzymywana przez synchronizm w sieci elektrycznej,



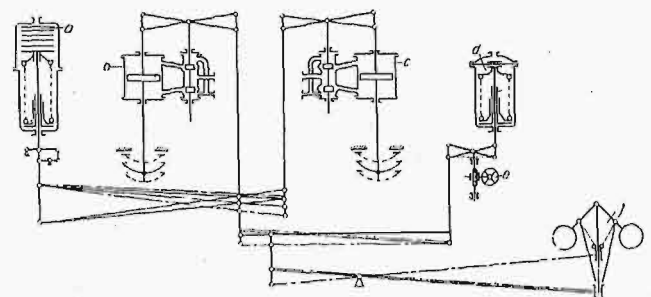
Rys. 33. Turbina regeneracyjna.

a — regulator; b — wlot pary świeżej; c — część W. P.; d — regulacja pobierania międzystopniowego; e — sprzęgło; f — łożysko oporowe; h — wylot.

Znana własność turbin, których pierwsze stopnie ciśnienia opanowują duże spadki ciepła (np. turbin, mających na pierwszych stopniach koła Curtisa), pozwalała wprawdzie i tu oczekiwać względnie wysokiej sprawności przy małych obciążeniach. Zadziwiająco jednak mały spadek sprawności przy silnie spadającej mocy maszyny był niespodzianką nawet dla firmy dostarczającej turbinę.

Turbiny pomocnicze (regeneracyjne).

Turbina regeneracyjna (rys. 33) jest dwukadłubowa; oba kadłuby pracują na wspólnym wale, rozwijając moc normalną 10 000 kW przy 3000



Rys. 34. Schemat regulacji turbiny regeneracyjnej.

a — regulator ciśnienia pary pobieranej między stopniami; b — serwowator regulacji międzystopniowej; c — serwowator regulacji dopływu pary do turbiny; d — regulator ciśnienia pary odlotowej; e — urządzenie do wylączania; f — regulator obrotów.

przeło moc jej jest ściśle zależna od mocy turbiny głównej. Zadaniem regulacji turbiny regeneracyjnej jest dostosowywanie ilości pary pobieranej i wylotowej do zapotrzebowania podgrzewaczy.

Schemat regulacji, polegającej na współdziałaniu regulatora ilości obrotów z regulatorami ciśnienia pary wylotowej i pobieranej, przedstawia rys. 34.

Szwy podłużne walczków kotłów parowych, wykonane w narzutkę lub przy pomocy jednostronnej łubki.

Napisal Inż. Z. Klękowski, Kielce.

Normy Hamburskie, wydane w 1905 r., przyjmując w obydwu konstrukcjach, wymienionych w nagłówku, jednakowy współczynnik x zależny od konstrukcji podłużnego szwa, kwalifikują obydwie te konstrukcje jako wytrzymałościowo równoważne¹⁾.

W obydwu wypadkach, rys. 1 i rys. 2, przyczyną wywołującą dodatkowe naprężenia, które przy obliczeniu powinien uwzględniać współczynnik x , jest istnienie pary sił, spowodowane odstępem s_1 pomiędzy siłami P i $(-P)$, rozciągającymi blachę. Moment tej pary, odpowiadający długości walczaka równej 1 cm, oznaczmy przez M i określmy w przybliżeniu równaniem

$$M = P \cdot s_1 \cdot z^2).$$

Różnica, zachodząca w tych dwu wypadkach, polega, na pierwszy rzut oka, jedynie na tem, że co obserwujemy w połączeniu blach w narzutkę (rys. 1) w jednym miejscu, to w połączeniu blach zapomocą jednostronnej łubki — mamy w dwóch miejscach, a mianowicie symetrycznie położonych względem osi $A - A$ (rys. 2).

Wydawałoby się więc, że obydwu wypadki wykonania szwu podłużnego są wytrzymałościowo równoważne, gdyż najbardziej obciążone miejsca w obydwóch konstrukcjach są obciążone w jednakowo wysokim stopniu, z tą tylko różnicą, iż ilość takich miejsc jest w konstrukcji rys. 2 dwa razy większa, niż w konstrukcji rys. 1.

1) Grundsätze für die Berechnung der Materialdicken neuer Dampfkessel (Hamburger Normen 1905) na str. 9 w rozdz. VII podają, iż grubość ścianki s w mm powinna zadość równaniu:

$$s = D \frac{p x}{200 K z} + 1, \text{ w którym oznacza:}$$

D — najw. średnicę wewn. płaszczka kotła w mm.

p — najw. ciśnienie robocze w at.

K — doraźną wytrzymałość blachy na rozerwanie w kg/mm^2 .

z — stosunek najmniejszej wytrzymałości szwu do wytrzymałości blachy pełnej,

x — współczynnik zależny od konstrukcji szwu i sposobu wykonania nitowania, który należy przyjmować w wypadku łączenia blach w narzutkę lub zapomocą jednostronnej łubki $x = 4,75$ przy ręcznym wykonaniu nitowania, lub $x = 4,5$ — przy maszynowym.

2) Wartość momentu M jest tylko w przybliżeniu równa $P s_1$, gdyż na parę sił składa się nie układ całkowitych sił P i $(-P)$, mających kierunki zgodne ze stycznymi do powierzchni walca, lecz ich odpowiednie rzuty P_1 i $(-P_1)$ na kierunki równoległe między sobą i przechodzące przez punkty przyłożenia sił P i $(-P)$.

Czy rozumowanie takie jest prawidłowe i czy nie dopuszczamy w niem zasadniczego błędu, mogą nam odpowiedzieć wyniki obserwacji nad zachowaniem się kotłów tej i tamtej konstrukcji po przepracowaniu dostatecznie długiego okresu czasu.

Na skutek wielokrotnych wypadków pęknięcia pojedynczych łubek zewnętrznych, notowanych zarówno podczas próby wodnej, jak i podczas pracy, Komisja Stow. Doz. Kotłów w Warszawie badała³⁾ w przemyśle łódzkim (na przełomie 1923 i 1924 r.) kotły pracujące od dwudziestu kilku lat, które miały szwy podłużne walczków wykonane zapomocą pojedynczych zewnętrznych łubek tej samej grubości, co blacha płaszczka, łączone z płaszczem z każdej strony dwoma rzędami nitów, rozmieszczonych w szachownicę.

Wyniki pracy tej komisji, w zestawieniu z obserwowanym zachowaniem się spotykanego często wykonania szwu podłużnego w narzutkę, mogą nam dać wskazówki do ustalenia, czy obydwie omawiane konstrukcje mogą być uważane za wytrzymałościowo równoważne, czy też nie.

Komisja badała łubki kotłów nie tylko pękniętych, lecz i takich, które jeszcze nie zdradzały żadnych uszkodzeń.

Łubki znajdowano w mniejszym lub większym stopniu nadpęknięte, zawsze od wewnętrznej strony, najczęściej pośrodku, w pełnej blasze, rzadziej zaś stwierdzano tendencję pęknięcia wzdłuż otworów nitowych. Taki charakter pęknięcia w rozpatrywanym wypadku wskazuje, iż powodem uszkodzenia jest nie rozciąganie, lecz zginanie.

Stałe odkształcenie łubki stwierdzono w każdym wypadku zdjęcia z kotła łubki (spłaszczenie łubki pierwotnie walcowo zgiętej przez wygięcie się jej według tworzącej).

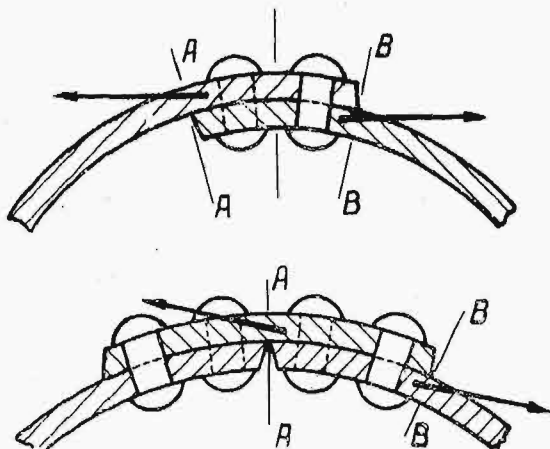
Nie stwierdzono w żadnym wypadku uszkodzeń blachy płaszczka w pobliżu łubki jednostronnej, aczkolwiek ta ostatnia była pęknięta wzdłuż wymiaru długości nieraz prawie na całej grubości.

Ten ostatni wynik, łącznie z okolicznością, iż prawie niespotykane są uszkodzenia szwów w narzutkę dla normalnie dotychczas używanych średnic i ciśnień, prócz wypadków pęknięć wzdłuż otworów dla nitów, powstałych już podczas wykonania — nie pozwala uważać konstrukcji rys. 1 i rys. 2 za równoważne wytrzymałościowo.

Członkowie komisji, na zasadzie wyników swych badań, uznali wykonanie szwu podłużnego zapomocą jednostronnej łubki jako zasadniczo wadliwe i niedopuszczalne w przyszłości w nowych

3) Patrz Techn. Cieplna 1924 r., Nr. 4 i 5.

kotłach, gdy natomiast o szwie podłużnym w narzutkę nie zmieniono opinii, jako o konstrukcji dobrze się zachowującej przy używanych w tych wypadkach średnicach i ciśnieniach.



Rys. 1 i 2.

Echem, do pewnego stopnia, takiego poglądu była w 1924 r. notatka w „Technice Ciepłej”, zatytułowana: „Niektóre przepisy „Hamburskich Norm Kotłowych”, a wytrzymałość materiałów⁴⁾. Bodźcem do powrócenia do tego tematu jest okoliczność, iż w nowych przepisach kotłowych niemieckich nie usunięto w tej sprawie niedomagań Norm Hamburskich, kwalifikując obydwie konstrukcje rys. 1 i rys. 2 nadal jako wytrzymałościowo równoważące⁵⁾. Tutaj nasuwa się przypuszczenie, iż pomimo braku zakazu nie budowano w Niemczech kotłów o szwie podłużnym z jednostronną łubką i dzięki temu niema prawdopodobnie w Niemczech danych z obserwacji zachowania się szwów podłużnych, po dłuższym okresie pracy, w ten sposób wykonanych.

Co jest przyczyną, że mniemanie dawnych i nowych niemieckich przepisów co do względnej wytrzymałości szwów podłużnych obydwu konstrukcji rys. 1 i rys. 2 jest tak niezgodne z doświadczeniem?

Rozpoczniemy od rozważań ogólnych.

Jeżeli w szwie rys. 1 działa dodatkowo moment M , to aby walczak był w spoczynku (rozpatrujemy część walczaka tylko o długości równej jednostki), musi również istnieć układ sił równoważący moment M . Można sobie wyobrazić wiele takich układów sił, które czynią zadość warunkowi równowagi momentu M , gdyż układy te muszą się jedynie dać sprowadzić do par sił o łącznej sumie momentów $(-M)$.

W celu uproszczenia rozumowania założymy, iż układ momentów $M + (-M)$, jest symetryczny względem środka szwu rys. 1 (co nie jest ani ściśle, ani konieczne, ani oczywiste). Wówczas mamy:

⁴⁾ Techn. Ciepła 1924 r., Nr. 4 z kwietnia i Nr. 5 z maja.

⁵⁾ „Werkstoff- und Bauvorschriften für Landdampfkessel“, Oktober 1926, strona 14, oraz „Richtlinien für die Anforderungen an den Werkstoff und Bau Hochleistungsdampfkesseln“, April 1927, str. 48.

W szwie parę sił o momencie M , z lewej strony szwu układ sił, działający na lewą blachę i sprowadzający się do pary sił o momencie $-\frac{M}{2}$, i układ sił, działający na prawą blachę, sprowadzający się do pary sił również o momencie $-\frac{M}{2}$.

Sprawa ta, napozór zupełnie prosta, była tłem do popełniania, doniedawna, systematycznych omyłek. Omyłkę tę popełnił również, i — zdaje się — zapoczątkował Bach (Maschinenelemente, wyd. XI, str. 190), na co w polskiej literaturze zwracał uwagę Prof. E. Hauswald („Wykłady z zakresu Kotłów Parowych”, Lwów 1926 r., str. 60 w referacie „Teoria działania połączeń nitowych”).

Omyłki takie powstają zawsze, gdy szablonowo, bez wnikięcia w istotę zagadnienia, stosuje się wzory, wyprowadzone dla najprostszyc wypadków.

Tak więc wzór $\frac{M}{W} = \sigma_{max}$ służy do określenia w danym punkcie największego naprężenia σ_{max} , mającego miejsce w skrajnym włóknie pręta, jeżeli w badanym przekroju tego pręta działają linijowo rozłożone naprężenia, sprowadzające się do pary sił o momencie M .

Naprężenia gnące w danym przekroju zawsze sprowadzają się do pary sił o momencie M , ile razy ostateczna wartość momentu zewnętrznego układu sił równa jest w danym przekroju M .

Na układ zewnętrzny sił składa się jednak nie tylko obciążenie dane, lecz również i reakcje, niezbędne do utrzymania obciążonego układu w równowadze.

Na tem właśnie polegała omyłka, że przy obliczaniu naprężeń, panujących w blasze obok szwu, brano pod uwagę tylko parę sił o momencie M , pomijając momenty reakcyjne.

Wobec czego otrzymywano: naprężenie pochodzące od siły rozciągającej P i w przybliżeniu równomiernie rozłożone, równe $\sigma_1 = \frac{P}{s}$, gdzie s jest grubością blachy w cm .

Największe zaś naprężenie, według tego błędnego rozumowania, od momentu $M = P \cdot s$ równa się:

$$\sigma_2 = \frac{P \cdot s}{s^2 \cdot 1} = \frac{6P}{s}$$

Wyniki te odnosiłyby się zarówno do konstrukcji rys. 1, jak i do konstrukcji rys. 2.

Suma tych naprężeń byłaby

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{P}{s} + \frac{6P}{s} = \frac{7P}{s},$$

gdzie $P = \frac{p \cdot D}{200}$.

Jeżeliby, przy obliczeniu naprężeń w blasze obok szwu, wziąć pod uwagę nie moment M , lecz reakcję działającą na każdą z blach⁶⁾ i równą

⁶⁾ Co jest w tym wypadku równoznaczne z uwzględnieniem działania całokształtu zewnętrznego układu sił.

(w założeniu, że momenty reakcyjne są jednakowe) co do wielkości bezwzględnej $\frac{M}{2}$, to byłibyśmy bliżej prawdy, niż poprzednio, i otrzymalibyśmy:

$$\sigma_2 = \frac{3P}{s}$$

oraz

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{4P}{s}.$$

Wyniki te odnosiłyby się również do konstrukcji rys. 1 i konstrukcji rys. 2.

Wyniki doświadczeń nie potwierdzają naogół liczbowo słuszności tego rozumowania, dając naprężenia pochodzące od zginania w blasze w pobliżu szwu mniej więcej dwa razy mniejsze, t. j.

$$\sigma_2 \approx \frac{1,5P}{s}; \text{ a zatem } \sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{2,5P}{s};$$

stąd Dr. E. Deiber (V. D. I. 1913 r., zes. 11) otrzymuje dla dwurzędowego szwu w narzutkę naprężenie rozciągające $\sigma_2 = 1,4\sigma_1$. Profesor E. Hauswald podaje w cytowanej już pracy, iż w kotle o średnicy 1600 mm, grubości blachy 14,5 mm i trójrzędowym nitowaniu na zakładkę, moment zginający wywołał razem ze zwykłym rozciąganiem naprężenia 2,6 razy wyższe, niż obliczone według zwykłych wzorów (a więc $\sigma_2 = 1,6\sigma_1$).

Coś zostało nieuwzględnione w naszym rozumowaniu i to spowodowało taką rozbieżność wniosków, do których nas doprowadziło, na pierwszy rzut oka, prawidłowe rozumowanie z jednej strony i wyniki doświadczeń — z drugiej strony.

Rozbieżność ta wynika prawdopodobnie dzięki nieuwzględnieniu dwóch okoliczności, które omówimy.

Rozważania nasze sprowadzać się będą do wyjaśnienia:

A) dlaczego naprężenia gnące blach w pobliżu szwu w narzutkę są znacznie mniejsze od wielkości $\frac{3P}{s}$ i

B) dlaczego w pojedynczej łubce działają naprężenia znacznie większe, niż w blasze w pobliżu szwu, wykonanego w narzutkę, względnie, niż w blachach płaszczą w pobliżu szwu, wykonanego przy pomocy jednostronnej łubki?

A. 1) W miarę tego jak siły P i $(-P)$ będą wzrastały pod wpływem wzrastającego ciśnienia w kotle, aby osiągnąć swą ostateczną wielkość, szybki nitów zaczął się odkształcać, a tarcie stykających się blach znacznie się jaskrawo zaznaczać, co jest równoważne zmniejszeniu się początkowego ramienia pary sił, równego początkowo w przybliżeniu grubości blachy. Innymi słowy siły P i $(-P)$, które początkowo były przyłożone mniej więcej w środku grubości odpowiednich blach, zaczną w miarę ich wzrostu przybliżać się do powierzchni styku blach, zmniejszając odpowiednio ramię momentu⁷⁾.

⁷⁾ Takie oddalenie się siły P od środka grubości blachy w kierunku styku blach składa się, łącznie z wpływem blach oddalonych od szwu, na wywołanie momentu reakcyjnego $\approx -\frac{M}{2}$.

Ta okoliczność powoduje, że o ile przy początkowym P moment M równy jest $P \cdot s$, to przy końcowym P moment M , aczkolwiek zwiększył się, dzięki zwiększeniu się siły P , to jednak pozostanie znacznie mniejszy od wielkości $P \cdot s$, a co za tem idzie i momenty reakcyjne $-\frac{M}{2}$ będą odpowiednio mniejsze.

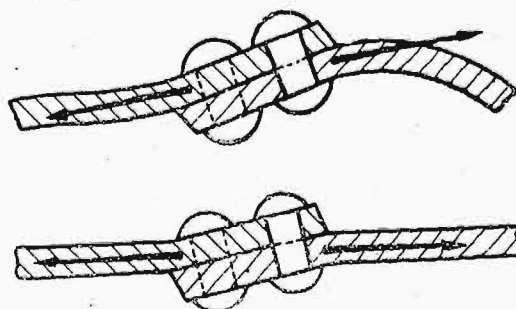
2) Punkty przyłożenia sił P i $(-P)$, warunkujących istnienie pary sił, nie znajdują się w środku szwu, lecz w pobliżu skrajnych nitów⁸⁾, jak to wskazano na rysunku 1.

Pod wpływem działania momentu, blachy szwu (konstrukcja rys. 1) wyginają się w podobny sposób, jak to przesadnie przedstawiono na rysunku 3. Strzałki na rysunkach 1, 2 i 3 przedstawiają nie całkowite siły P i $(-P)$, lecz tylko ich składowe, które łącznie powodują istnienie pary sił i dlatego kierunki strzałek są równoległe, a nie idą według stycznych walczaka.

Taki układ blach po obydwu stronach szwu powoduje, że ramię pary sił zmniejsza się, chociażby nawet nie uwzględniać okoliczności wymienionej w punkcie 1) i przypuszczać, iż punkty przyłożenia sił P i $(-P)$ leżą na linjach środków wymiaru grubości blach. Powyższe jaskrawo ilustruje rys. 4.

W taki sposób można sobie wytłumaczyć, dlaczego naprężenia zginające w blachach, w sąsiedztwie szwu wedł. rys. 1, równe są około półtora-krotnemu naprężeniu rozciągającemu ($\sigma_1 = \frac{1,5P}{s}$), a nie — jak to wynikałoby już, z dość jakoby poprawnego rozumowania — trzykrotnemu ($\sigma_1 = \frac{3P}{s}$).

B. Gdzie leży przyczyna, iż w łubce wedł. rys. 2 w przekroju $A - A$ panują większe naprężenia, niż w samych blachach w pobliżu łubki konstrukcji rys. 2, lub w blachach w pobliżu szwu w konstrukcji rys. 1, postaramy się zdać sobie sprawę w sposób następujący.



Rys. 3 i 4.

Rozpatrujemy z początku wpływ jedynie prawej połowy łubki, rys. 2, na wyginanie blach walczaka. Abstrahować działanie prawego połączenia łubki można, wyobrażając sobie, iż łubka jest do-

⁸⁾ Samo połączenie bowiem dwóch blach można do pewnego stopnia rozpatrywać jako sztywną część konstrukcji. Sztywność ta raptownie zmniejsza się tam, gdzie połączenie po obydwu stronach przechodzi w blachę pojedynczą. W pobliżu więc tych miejsc znajdują się punkty zaczepienia sił P i $(-P)$, co nie jest obojętne przy rozpatrywaniu odkształcenia połączenia.

statecznie szeroka, a przez to samo lewe połączenie łubki z blachą jest dostatecznie oddalone od prawego. Przy takim założeniu, wpływ lewego połączenia łubki rys. 2 na wyginanie blach z jednej i drugiej strony prawego połączenia łubki będzie nieznaczny, wobec czego blachy te wygną się, jak w konstrukcji rys. 1, to jest według rys. 3. Jeżeli teraz przypuścimy, iż lewe połączenie łubki z blachą będzie się zbliżało do prawego, to będzie wzrastał wpływ lewego połączenia na wyginanie blach z obydwu stron prawego połączenia.

W końcu, jeżeli lewe połączenie łubki zbliży się do prawego połączenia, jak na rys. 2, to ostateczne wygięcie blach i łubki będzie symetryczne względem osi A — A (rys. 2), co może być osiągnięte tylko drogą zwiększenia wygięcia w przekroju AA, to jest w łubce, i zmniejszenia wygięcia w przekroju BB, to jest w blasze walczaka, w po-

równaniu z tem wygięciem, jakie pokazano na rys. 3. Powyższe rozumowanie pozwala wnioskować, iż blacha kotłowa w pobliżu jednostronnej łubki (przekrój BB rys. 2) jest przy tych samych pozostałych warunkach mniej wyginana, niż blacha kotłowa w pobliżu szwu w narzutkę (rys. 3), natomiast łubka pojedyncza jest w przekroju AA (rys. 2) więcej wyginana, niż blacha przy połączeniu w narzutkę (przekrój A—A rys. 1 i rys. 3). Słuszność tego ostatniego wniosku została przez praktykę stwierdzona.

W taki sposób przedstawiam sobie różnicę w zjawiskach, zachodzących w pobliżu połączenia jednostronnej łubki z blachą walczaka i w pobliżu połączenia blach w narzutkę. Różnica ta, jak mi się wydaje, nie jest dostatecznie wyraźna i zrozumiała dla ogółu konstruktorów, co też było powodem popełniania szeregu błędów konstrukcyjnych.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

BUDOWNICTWO.

Ograniczenie domieszki piasku stosowanego do betonu.

Domieszki torfu i ziemi roślinnej w kruszywie działają bardzo szkodliwie na twardnienie i wytrzymałość zaprawy i betonu.

Część zawartości humusu neutralizuje się przez alkaliczną wodę zaprawy, natomiast pozostała część otacza ziarnka piasku.

Dopiero po długim czasie powłoka taka może być rozpuszczona w wodzie zaprawy i wtedy dopiero cement zaczyna się łączyć z piaskiem.

Pierwsze doświadczenia z humusem robione były w Laboratorium Politechniki Norweskiej (Teknisk Ukeblad 1915 Nr. 33) i wykazały, co następuje:

a) Stosowanie piasku z domieszkami, zawierającymi humus, powoduje obniżenie wytrzymałości, w porównaniu z czystym piaskiem, tem większe, im chudsza i młodsza jest zaprawa lub beton.

b) Złe właściwości tego rodzaju piasku można usunąć przez pozostawienie go w suchym stanie na świeżem powietrzu, przez co zanikają domieszki szkodliwe; po upływie 1/2 roku takiego leżenia piasku, zawartość kwasów humusowych spadła z 0,78% do 0,34%.

c) Zwykle płókanie nie jest celowe, gdyż kwasy humusowe są trudno rozpuszczalne i bardzo mocno oklejają piasek.

d) Dobrze jest mycie mlekiem wapiennym, neutralizującym kwasy.

e) Podobnie działa dodanie do zaprawy wapna (zastąpienie 5% cementu przez wapno).

f) Wytrzymałość po krótkim czasie (7 dni) najlepiej świadczy o jakości piasku. Jeżeli wytrzymałości są duże, to kwasów humusowych niema lub jest niewiele.

g) Beton z piaskiem humusowym musi być długo pozostawiony w stanie wilgotnym, ponieważ twardnienie jest bardzo zwolnione.

Prof. S u e n s o n z Politechniki w Kopenhadze (Deutsche Bauzeitung, Zementbeilage, 1923 r.) wykonywał również próby z zastosowaniem piasku, zawierającego humus. Suenson twierdzi, na podstawie wielu doświadczeń, że już niewielka domieszka kwasu humusowego (1% wag.) czyni piasek niezdatnym do użycia. Szkodliwy wpływ tej domieszki najbardziej się uwydatnia przy chudych betonach i w betonie świeżym.

Prof. D u f f A. A b r a m s z Lewis Institute w Chicago opracował następujący prosty sposób badania humusu. Cylinder szklany, z podziałkami o objętości 350 cm³, napełnia się do wysokości 130 cm badanym piaskiem lub żwirem, a następnie nalewa się do niego 3% ługu sodowego (NaOH) do wysokości 200 cm.

Po starannem skłóceniu, pozostawia się naczynie w spokoju przez 24 godziny.

Zabarwienie cieczy ponad piaskiem lub żwirem daje wystarczające świadectwo o możliwości użycia kruszywa, co wyjaśnia następująca tablica.*)

Próba	K o l o r	Stosowalność	Zmniejszenie się wytrzymałości
A	przezroczysty biały lub jasno-żółty	piasek zdatny do dobrego betonu	0
B	żółty	zdatny do użytku	10 — 20%
C	żółto-czerwony	zdatny do użytku w robotach drugorzędnych	15 — 30%
D	cynobrowy	nie do użycia	25 — 50%
E	ciemno brunatno-czerwony	"	50 — 100%

W amerykańskich normach betonu**) przyjęto sposób podany przez Abramsa, jako metodę określającą w przybliżeniu obecność szkodliwych związków w piaskach naturalnych; metodę tę traktują normy amerykańskie, jako dającą ostrzeżenie, że dalsze próby piasku są niezbędne, o ile ma on być stosowany do celów praktycznych. Dla porównania kolorów cieczy ponad piaskiem, wprowadzają powyższe normy t. zw. barwę porównawczą, otrzymaną w następujący sposób: 2,5 cm³ dwuprocentowego roztworu kwasu garbnikowego w dziesięcioprocentowym alkoholu dodaje się do 97,5 cm³ trzyprocentowego ługu sodowego; mieszaninę umieszcza się w butelce o objętości 12 uncji (ok. 350 cm³), którą po za-

*) Kolorowe tablice zabarwień roztworów podane są przez Kleinlogel'a w „Einflüsse auf Beton“ z 1925 r. oraz w książce „Beton i jego przyrządzenie“, wydanej przez Związek polskich fabryk cementu.

**) Standard Method of Test z 1927 r., str. 123.

korkowaniu silnie potrząsa się i pozostawia w spokoju przez 24 godziny. Po upływie tego czasu, porównywa się kolor roztworu ponad piaskiem, spreparowanego z 3% ługu sodowego, w sposób podany poprzednio, z barwą porównawczą.

O ile roztwór ponad piaskiem ma kolor ciemniejszy, znaczy to, że piasek zawiera szkodliwe domieszki.

Sposób opisany przez Abramsa jest niezmiernie prosty i daje się zastosować na każdej budowie. Niestety jednak nie wszystkim jest znany, skoro niektóre wielkie budowle w Warszawie używają żwirów, dających zabarwienie C według przytoczonej poprzednio tablicy.

Badania Instytutu Inżynierji M. S. Wojsk. stwierdziły, że niektóre żwiry rzeczne z rzek błotnistych, np. z Narwi, zawierają znaczne zanieczyszczenia humusowe, chociaż na oko nie da się to zauważyć. W. Ż.

METALOZNAWSTWO.

O umocnieniu stali węglistych podczas odkształceń, w zależności od temperatury, czasu i struktury.

Odształcenie „na gorąco” charakteryzuje fakt, że nie wywołuje ono umocnienia materiału, a przy sprzyjających warunkach towarzyszy mu krystalizacja już podczas samego procesu płynięcia. Natomiast dla odkształcenia „na zimno” charakterystyczne jest umocnienie, a krystalizacja podczas samego procesu nie występuje. Z tych określeń wynika, że granica pomiędzy odkształceniami „na zimno” i „na gorąco” dla tego samego materiału nie jest stała, i ze wzrostem szybkości odkształcenie przesuwa się w stronę wyższych temperatur. Zwykła temperatura rekrystalizacji nie jest praktyczną granicą pomiędzy odkształceniem „na zimno” i „na gorąco”. Z powodu wpływu szybkości odkształcenia, leży ta temperatura graniczna raczej wyżej.

Poprzednie badania F. Sauerwalda i jego współpracowników wykazały, że dla miękkiego żelaza, w wypadku szybkiego odkształcenia, całkowity obszar istnienia odmiany α należy uważać za odkształcenie „na zimno”, ponieważ nawet odkształcenia w temperaturach tuż poniżej przemiany $\alpha \rightarrow \gamma$ wywołują pewne umocnienie, nie powodując same przez się rekrystalizacji.

W obecnych badaniach, F. Sauerwald zajmował się 2 stalami o zawartości węgla 0,93% i 1,71%. Prócz zakresu α badał on także wpływ odkształceń w zakresie γ . Stal 0,93% C badał w stanie perlitu pasemkowego i kulkowego.

Wyniki badań można streścić w sposób następujący:

Umocnienie osiąga maximum w zakresie temperatur niebieskiego nalotu, występuje jednak aż do samej przemiany $\alpha \rightarrow \gamma$ w wypadku odkształcenia dynamicznego, a wpływ jego jest widoczny nawet po powolnym ostudzeniu.

Ciekawy jest fakt, że stal 1,71% C nie wykazuje po odkształceniu w temperaturach pokojowych żadnego umocnienia. Zatem odkształcenie, obok umocnienia składnika podającego się płynięciu, wywiera pewnego rodzaju wpływ osłabiający na materiał, który prawdopodobnie, przy sprzyjających warunkach, mógłby okazać się silniejszym od umocnienia, tak że ogólny opór przeciwko odkształceniu mógłby się zmniejszyć. Należy przypuszczać, że zjawisko to polega na pokruszeniu pierwotnego (przedeutekoidalnego) cementytu. Natomiast spadek oporu przeciwko odkształceniu po deformacji w temperaturze 670° i powolnym studzeniu należy tłumaczyć koagulacją cementytu.

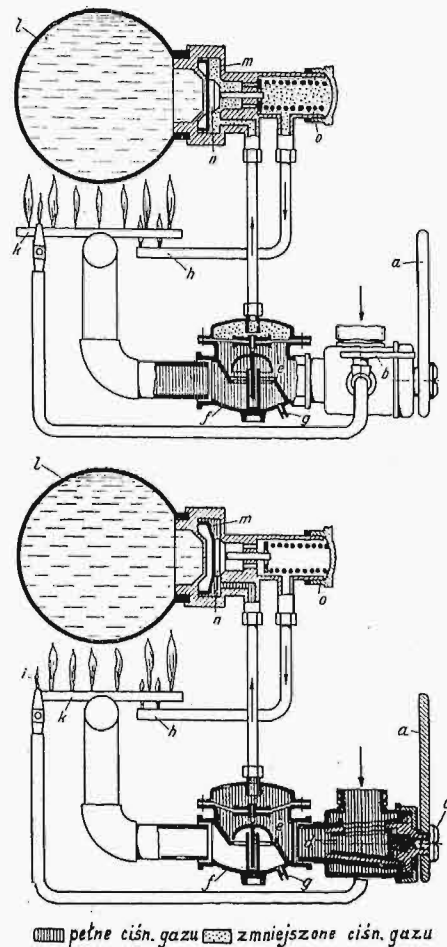
Wogóle wpływ powolnego studzenia po odkształceniu jest tego rodzaju, że ostateczne umocnienie jest mniejsze. W warunkach wielu procesów obróbczych w praktyce, należy oczekiwać umocnienia po odkształceniach w temperaturach aż do przemiany perlitycznej, jeżeli szybkość odkształ-

cenia jest dostateczna, a cały zakres α należy uważać za zakres obróbki „na zimno”. Co do odkształceń w temperaturach ponad przemianą perlityczną, zatem w zakresie γ , to badania Sauerwalda i jego współpracowników nie wykazały umocnienia, ani dla odkształceń statycznych, ani dynamicznych. (F. Sauerwald, Archiv. f. d. Eisenhüttenwesen, 1928, II. 717). T. M.

TECHNIKA CIEPLNA.

Samoczynne regulowanie temperatury w paleniskach gazowych.

Nawiązując do str. 902 Nr. 42 Przeglądu Technicznego z r. ub., gdzie wspomniano ogólnie o metodach, służących do samoczynnej regulacji temperatury, opiszemy obecnie niektóre z istniejących urządzeń w zastosowaniu do palenisk gazowych. Wielką zaletą tych palenisk jest możliwość łatwego przystosowania ich do każdorazowych potrzeb ruchu, w szczególności utrzymywanie niezmiennych, ściśle określonych temperatur, co w pewnych wypadkach jest sprawą wielkiego znaczenia. W paleniskach węglowych środkiem zaradczym na częściowe przynajmniej



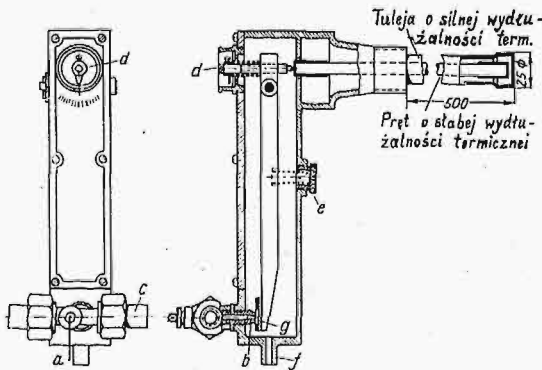
Rys. 1 i 2. Urządzenia Junkersa (przeponowe) do samoczynnej regulacji temperatury.

wyrównanie różnic temperatur, jest ogrzewanie wielkich mas obmurowania, które jest zasobnicą ciepła, pobierając je przy wyższych temperaturach i oddając przy niższych. Magazynowanie znacznych ilości ciepła w obmurowaniu palenisk pociąga za sobą straty ciepła, tem większe, gdy ruch odbywa się z przerwami, w każdym zaś wypadku zwiększa straty promieniowania. Ilość ciepła potrzebnego do uruchomienia zimnego kotła jest znacznie większa od ilości ciepła pochła-

nianego w czasie normalnej pracy; stosunek tych dwu wielkości zależy od rodzaju instalacji kotłowej, dla rzeźni np. wynosi 10 : 1, chcąc więc utrzymać stały poziom temperatur, winniśmy przy ruchu normalnym wytwarzać w palenisku tylko 10% ciepła rozruchowego. Przy regulacji palenisk gazowych należy wziąć pod uwagę, czy ma być ona zastosowana do płomienia świecącego, czy do palników Bunsena, czy wreszcie do palników, do których i gaz i powietrze doprowadzane są pod ciśnieniem. Najprościej przedstawia się regulacja płomienia świecącego, polegająca na tem, że czynnik, którego własności fizyczne zmieniają się wydatnie wraz ze zmianą temperatury, oddziałująca na membranę i za jej pośrednictwem silniej lub słabiej dławi ciśnienie gazu, dopływającego do palnika. Firma Junkers & Co stosuje w swem urządzeniu do regulacji temperatury ciecz łatwo wrzącą, zamkniętą pod sprężystym denkiem (rys. 1 i 2). Gdy temperatura w kotle wzrasta, zaworek *n*, połączony z denkiem sprężystym *m*, przymyka odpływ gazu, zwiększając jego ciśnienie na skórzaną membranę *e*, połączoną z głównym zaworem, dławiącym dopływ gazu do palnika. Regulacja powyższa znajduje głównie zastosowanie w domowych urządzeniach centralnego ogrzewania, kąpielowych i t. d.

Regulacja temperatury w palnikach Bunsena jest trudniejsza do wykonania, tutaj bowiem, po zbyt silnem zdławieniu gazu, może nastąpić powtórne zapalenie gazu w przewodzie mieszkankowym.

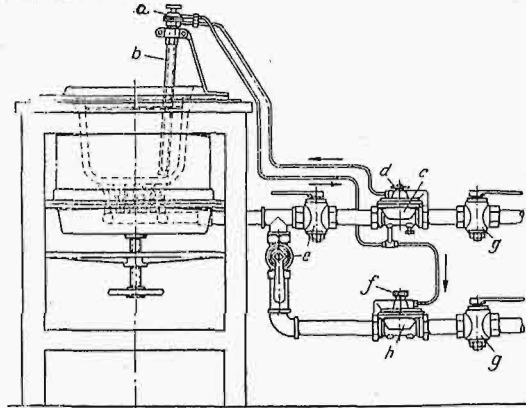
W zwykłych palnikach Bunsena zapalenie powrotne następuje po zdławieniu gazu do 1/3-ej normalnego przepływu, dla osiągnięcia więc prawidłowej regulacji, przy uruchamianiu instalacji kotłowej pracują wszystkie palniki, w czasie zaś ruchu normalnego część ich zostaje wyłączona ręcznie lub automatycznie, pozostała zaś część regulowana jest podobnie, jak to opisano wyżej. Niebezpieczeństwo powrotnego zapalenia zostało usunięte w ostatnich czasach przez zastosowanie palników Bunsena zbudowanych według zasady inżynektora. Palniki te zasysają zawsze taką ilość powietrza, jaka odpowiada prędkości wypływu gazu z dyszy, i regulacja odbywa się analogicznie, jak przy zastosowaniu płomienia świecącego. Automatyczne wyłączenie części palników, o którym wspomnieliśmy wyżej, odbywa się zapomocą specjalnego regulatora. Dla osiągnięcia zupełnego odcięcia do-



Rys. 3 i 4. Inne urządzenie do regulacji temperatury, oparte na różnicy wydłużalności cieplnej organów regulacyjnych.

pływu gazu do palników, zawór gazowy winien być dociskany z dość znaczną siłą, co można osiągnąć albo przez dużą masę czynnika regulującego, albo przez zwiększenie dopuszczalnych różnic temperatur, albo wreszcie przez zastosowanie silnika pomocniczego (serwomotoru). Urządzenie uwidocznione na rys. 3 i 4 składa się z pręta metalowego o małej wydłużalności termicznej, umieszczonego wewnątrz rury, wykonanej z innego metalu — o dużej wydłużalności termicznej, przy ogrzewaniu więc tuleja wydłuża się silnie, podczas gdy wymiary pręta wewnętrznego pozostają niemal bez

zmiany. Różnice wydłużeń tych dwóch części, zwiększone zapomocą przekładni dźwigniowej, powodują, po przekroczeniu dopuszczalnej temperatury, zamknięcie dyszy dla wody albo dla powietrza sprężonego od 1-ej do 2-ich *at*, powodując zwiększenie ciśnienia tych czynników w przestrzeni ponadzaworowej i zupełne odcięcie dopływu gazu do określonej grupy palników.



Rys. 5. Regulacja temperatury przy palnikach o powietrzu sprężonym przy ogrzewaniu tygła.

Przy stosowaniu palników, do których powietrze dopływa pod ciśnieniem, należy regulować tak dopływ gazu, jak i powietrza, a to w celu zachowania odpowiedniego składu mieszanki. Regulacja taka, zastosowana do ogrzewania tygła, przedstawiona jest na rys. 5. Podobnie jak w poprzednio rozpatrzonym przykładzie, pręt i tuleja o różnej wydłużalności termicznej powodują, stosownie do temperatury ciała ogrzewanego w tygłu, przymknięcie zaworu gazowego, umieszczonego w bocznym odgałęzieniu przewodu gazowego. Przymknięcie tego zaworu powoduje wzrost ciśnienia gazu w odgałęzieniu, a w następstwie — przymknięcie zaworów, regulujących dopływ gazu i powietrza do palników. Chcąc osiągnąć należyte utrzymywanie temperatur na określonym poziomie, należy dążyć do tego, ażeby czynnik regulujący (ciecz łatwo wrząca, pręty o różnej wydłużalności termicznej) pozostawał w jak najlepszej styczności z ciałem, którego temperaturę reguluje. (VDI, t. 71 (1927), zes. 34).

Listy do Redakcji.

W sprawie naszych projektów kanałowych.

W artykule „Nasze projekty kanałowe”, zamieszczonym w Przeglądzie Technicznym (Nr. 46, 49 i 52 z r. 1927 oraz Nr. 5, 6 i 14 z r. 1928), p. inż. Legun-Biliński podniósł zarzut co do ankiety, zwołanej w kwietniu 1919 przez Ministerstwo Robót Publicznych w sprawie dróg wodnych, że kwestionariusz narzucał członkom ankiety wyłącznie program dróg wodnych sztucznych, pomijając sprawę użegłownienia Wisły.

Zarzut powyższy polega na nieporozumieniu. Ówczesny Minister Robót Publicznych Pruchnik i ja, wówczas dyrektor dep. wodnego, nie mieliśmy najmniejszej wątpliwości co do konieczności regulacji Wisły dla żeglugi, i dlatego nie było potrzeby poddawania tej sprawy pod obrady ankiety. Roboty regulacyjne na Wiśle podjęto w r. 1919 na podstawie projektów lokalnych, nie wyczekując ukończenia projektu generalnego, który — jak wiadomo — zajął kilka lat czasu. Natomiast co do projektów sztucznych dróg wodnych były poważne wątpliwości, to też dla tych projektów zwołano w r. 1919 dwie ankiety, których protokoły są opublikowane w czasopiśmie „Roboty Publiczne” z r. 1919.

Jak wówczas, tak i dzisiaj, uważam, że nie należy stawiać kwestji alternatywnie: regulacja Wisły dla żeglugi lub budowa kanału węglowego, ale bezwzględnie — regulacja Wisły, a kanał węglowy, — jeżeli nasze stosunki gospodarcze będą przemawiały za budową także tej drogi wodnej.

Dr. inż. Adam Rożański
prof. Uniw. Jagiellońskiego.

POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO

BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE STANDARDISATION

T R E Ś Ć :

Warunki techniczne odbioru żelaza nitowego i nitów.
Nakrętki sześciokątne i czworokątne z gwintem Whitworth'a.

WARSZAWA

27 CZERWCA

1928 r.

S O M M A I R E :

Normes polonaises de la réception du fer à rivets et des rivets (projet).
Normes polonaises des écrous hexagonaux et rectangulaires à filets Whitworth (projet).

Termin zgłaszania sprzeciwów: 30 września 1928 r.

Warunki techniczne odbioru żelaza nitowego i nitów.

PN
G-1102
Projekt

I. Warunki techniczne odbioru żelaza nitowego.

§ 1. Warunki ogólne.

a. Materiał. Do wyrobu nitów używa się żelaza zlewne o wytrzymałości na rozciąganie 34—42 kg/mm² i przydłużeniu co najmniej 25% (przy wzorcach długich).

b. Wygląd zewnętrzny. Pręty żelazne na nity powinny mieć powierzchnię czystą, nie naruszoną, nieporowatą, bez rys, naderwań lub jakichkolwiek braków. Pręty powinny być na oko proste, o końcach obciętych i wolnych od śladów wygniecenia walców.

c. Wymiary i tolerancje.

Do wyrobu nitów należy używać następującego żelaza nitowego:

Średnica nita . . .	10	13	16	19	22	25	28	31	34	37
Średnica żel. walc. .	9,75	12,75	15,5	18,5	21,5	24,5	27,0	30,0	33,0	36,0
Tolerancje	± 0,25%				± 1,25%					
Ciężar 1 m b. w kg	0,556	0,963	1,481	2,110	2,850	3,701	4,495	5,549	6,714	7,990

Odbiorowi podlegają pręty o długości do 6 m.

§ 2. Wykonywanie prób.

Pobieranie próbek oraz wykonywanie prób odbywa się w obecności odbiorcy i wytwórcy.

a. Pobieranie próbek. Próbkę mogą być brane według spustów lub według ustalonych partyj.

Przy braniu próbek według spustów lub partyj wybiera się z każdego spustu lub partyj po 3 pręty o długościach walcowanych, przyczem powyżej 1 pręt na każde 20 prętów, lub na każde rozpoczęte 20 prętów.

Jeżeli umowa nie zastrzeżę brania próbek według spustów lub partyj, wówczas próbki wybiera się z grup, składających się z prętów tego samego rodzaju i o jednakowych wymiarach, w ilości: 5 prętów z pierwszych 100 prętów i 3 pręty z każdym następnym 100 prętów.

Wzorce do prób odcina się z końców każdego wybranego pręta, po 1 wzorcu dla prób na rozciąganie i zginanie.

Wszystkie odcięte w powyżej podanych ilościach końce prętów przeznacza się na wzorce do wykonania prób wytrzymałości na rozciąganie i określenie przydłużenia.

U w a g a. Wzorce z widocznymi wadami zewnętrznymi nie powinny być stosowane.

b. Próby na rozciąganie i określenie przydłużenia.

Do prób na rozciąganie i określenie przydłużenia wzorce powinny być przygotowane w stanie pierwotnym, gdy jednak maszyna probiercza na to nie pozwala, mogą być obtoczone na zimno, w celu zmniejszenia przekroju.

U w a g a 1. Wszelka obróbka termiczna jest niedopuszczalna.

U w a g a 2. Wzorce o średnicy poniżej 5 mm próbie na rozciąganie nie podlegają.

Próby winny być dokonywane w hutach na maszynach, których dokładność odbiorca może sprawdzić. Gdyby przy odbiorze nasuwały się wątpliwości, wynikające z niezupełnie wyraźnych wyników prób, odbiorca ma prawo żądać, aby odcinane próbki zostały przesłane do dokładnego zbadania jednemu z laboratoriów badawczych, uznanych przez władze państwowe.

Próby wykonywane są przy pomocy wzorców długich lub, jeśli maszyna na to pozwala, przy pomocy wzorców krótkich. Długość pomiarowa L (w mm) między znakami do określenia przydłużenia, ustala się dla wzorca długiego:

$$L = 10 d;$$

a dla wzorca krótkiego: $L = 5 d;$

d — średnica wzorca w mm.

Wyniki prób winny czynić zadość następującym wymaganiom:

Wytrzymałość na rozciąganie w kg/mm ²	Wydłużenie minimum w %									
	Przy wzorcach krótkich			Przy wzorcach długich						
	Średnica wzorca w mm									
	≥ 8	< 8	≥ 7	< 7	≥ 5	≥ 8	< 8	≥ 7	< 7	≥ 5
34 — 42	30	26	22	25	22	18				

c. Próba na zginanie.

Próby na zginanie wykonywa się przy pomocy wzorca odpowiedniej długości. Jeden koniec pręta przegina się, aż do równoległości obu ramion, przy czym odległość pomiędzy nimi nie powinna przekraczać $\frac{1}{5}$ średnicy wzorca. Na zewnętrznej stronie przegubu zgiętego wzorca nie powinny występować pęknięcia, rysy lub inne wadliwości w samym tworzywie.

d. Próba na osadzanie.

Dla przeprowadzenia próby na osadzanie odcina się dwa wzorce o długości równej podwójnej średnicy pręta. Obie próbki, ustawione możliwie najbardziej prostopadle, osadza się przy temperaturze nitowania do $\frac{1}{3}$ pierwotnej długości. W samym tworzywie nie powinny występować rysy ani pęknięcia.

§ 3. Odbiór.

Odbiór prętów nitowych polega na:

- ogłędzinach zewnętrznych (patrz § 1 p. b);
- sprawdzeniu wymiarów (patrz § 1 p. c);
- przeprowadzeniu prób mechanicznych (patrz § 2);
- cechowaniu;
- sporządzeniu protokołu odbiorczego.

Pręty wypróbowane, które wykażą przy próbach wyniki zadowalające, winny być ocechowane przez odbiorcę, który wybija swoje znaki obok znaku wytwórcy.

Na żądanie odbiorcy cechuje się wszystkie pręty. Protokół odbiorczy winien zawierać:

- nazwę wytwórni, ew. imię i nazwisko wytwórcy;
- rodzaj tworzywa zgłoszonego do odbioru (pręty nitowe) z podaniem wymiarów i ilości;
- nazwisko, ew. firmę nabywcy;
- imię i nazwisko upoważnionego odbiorcy i datę odbioru;
- uwagi dotyczące przebiegu odbioru;
- orzeczenie upoważnionego odbiorcy, czy tworzywo zostało przyjęte lub odrzucone w całości lub częściowo.

§ 4. Odrzucenie partji.

Jeżeli próby z danej partji, mimo właściwego wykonania wzorca i prawidłowego działania maszyny, dają wyniki niezadowalające, — partja podlega odrzuceniu.

II. Warunki techniczne odbioru nitów.

§ 1. Uwagi ogólne.

a. Obliczenia nitów należy przeprowadzić według otworu d_0 .

Średnica otworu nitowego równa się średnicy nominalnej nita + 1 mm.

b. Wyszczególnienia i zamówienia należy zestawiać według średnicy nominalnej nitów d_n .

c. Przy użyciu nitów z główką lub zakówką zagłębioną należy uważać, by grubość blachy była zawsze większa niż zagłębienie t przynajmniej o 0,5 mm. Unikać należy nitowania o grubości mniejszej niż $2(t + 0,5)$ mm. Nitowanie takie dopuszczalne jest jedynie przy różnej grubości blach, przyczem grubsza otrzymuje zagłębienie.

§ 2. Normalne wymiary nitów.

a. Normalne średnice nitów są następujące: 10; 13; 16; 19; 22; 25; 28; 31; 34; 37.

Średnicę nita mierzy się w odległości 5 mm od główki.

b. Normalne długości nitów są następujące: 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 38; 40; 42; 45; 47; 50; 52; 55; 58; 60; 62; 65; 68; 70; 72; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 115; 120; 125; 130; 135; 140; 145; 150; 155; 160; 165; 170; 175; 180; 185; 190; 195; 200.

Długość nita mostowego i kotłowego mierzy się od główki; długość nita zagłębionego mierzy się wraz z główką (od podstawy stożka).

Uwaga. Na specjalne zlecenia mogą być wykonywane nity o długości: 78; 82; 88; 92; 98 i 102.

Stożek trzpienia nitowego przy przejściu od średnicy nominalnej nita d_n do średnicy żelaza nitowego d_z może wynosić nie więcej niż 50 mm.

§ 3. Tolerancje.

a. Tolerancje średnic nitów są następujące:

dla średnic ≤ 20 mm	tolerancja	$\left\{ \begin{array}{l} +0,3 \\ -0,1 \end{array} \right.$
" "	" "	$\left\{ \begin{array}{l} +0,5 \\ -0,1 \end{array} \right.$

b. Tolerancje długości nitów są następujące:

dla średnic ≤ 20 mm	tolerancja	$\left\{ \begin{array}{l} +1 \\ -0 \end{array} \right.$
" "	" "	$\left\{ \begin{array}{l} +2 \\ -0 \end{array} \right.$

§ 4. Wykonywanie prób.

Pobieranie próbek i wykonywanie prób odbywa się w obecności odbiorcy i wytwórcy.

a. Pobieranie próbek. Nity przygotowane do odbioru powinny być podzielone na partje po 1000 sztuk. Z każdej partji wybiera się po 2 sztuki, przeznaczone do prób.

b. Próba na osadzanie.

Dla przeprowadzenia próby na osadzanie, trzon nita, o długości równej podwójnej średnicy, ustawia się możliwie prostopadle i osadza się przy temperaturze nitowania. Trzon powinien osadzić się conajmniej do $\frac{1}{3}$ pierwotnej swej długości, nie dając pęknięć ani rys.

Po zahartowaniu, trzon nitowy, którego długość = podwójnej średnicy, powinien osadzić się w temperaturze nitowania do $\frac{2}{3}$ długości pierwotnej, nie dając na powierzchni pęknięć ani rys.

c. Próba wytrzymałości główki.

Nity prasowane na zimno podlegają próbie wytrzymałości główki. Główkę nita poddaje się 3 silnym uderzeniom młotkiem wagi około 3 kg, przyczem główka nie powinna się zarysować ani odprysnąć.

§ 5. Odbiór.

Odbiór nitów polega na:

- sprawdzeniu wymiarów;
- przeprowadzeniu prób mechanicznych;
- sporządzeniu protokołu odbiorczego.

§ 6. Odrzucenie partji.

Jeżeli próby z danej partji, mimo właściwego ich wykonania, dają wyniki niezadowalające — partja podlega odrzuceniu.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 30 września 1928 r.

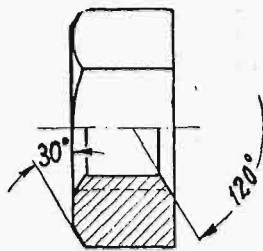
Polskie Normy

Nakrętki sześciokątne z gwintem Whitworth'a.

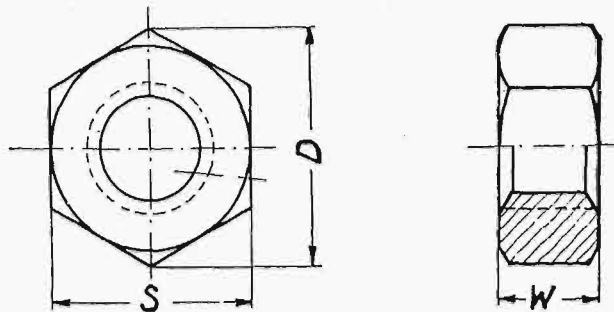
PN
G—924
Projekt

Oznaczenie		G a t u n e k
zaokrąglone jednostronnie	zaokrąglone dwustronnie	
s	s. z.	Surowe są nieobrobione.
p.s.	ps. z.	Półsurowe mają obrobioną jedną z powierzchni oporowych.
p.o.	po. z.	Półobrobione mają obrobione obie powierzchnie oporowe.
obr.	obr. z.	Obrobione są całkowicie obrobione.

Jednostronnie zaokrąglone.



Obustronnie zaokrąglone.



Przykład oznaczenia sześciokątnej nakrętki obrobionej i jednostronnie zaokrąglonej z gwintem, np. $\frac{1}{2}''$ z...¹⁾:

Nakrętka sześciokątna obr. $\frac{1}{2}''$ PNG — 924 z ...¹⁾

Gwint	W	S	D	Gwint	W	S	D
$\frac{3}{16}''$	4	9	10,4	$2\frac{1}{4}''$	45	85	98
$\frac{1}{4}''$	5,5	11	12,7	$2\frac{1}{2}''$	50	95	110
$\frac{5}{16}''$	6,5	14	16,2	$2\frac{3}{4}''$	55	105	121
$\frac{3}{8}''$	8	17	19,6	3''	60	110	127
$(\frac{7}{16}'')$	9	19	21,9	$3\frac{1}{4}''$	65	120	139
$\frac{1}{2}''$	11	22	25,4	$3\frac{1}{2}''$	70	130	150
$\frac{5}{8}''$	13	27	31,2	$3\frac{3}{4}''$	75	135	156
$\frac{3}{4}''$	16	32	36,9	4''	80	145	167
$\frac{7}{8}''$	18	36	41,6	$4\frac{1}{4}''$	85	155	179
1''	20	41	47,3	$4\frac{1}{2}''$	90	165	191
$(1\frac{1}{8}'')$	22	46	53,1	$4\frac{3}{4}''$	95	175	202
$1\frac{1}{4}''$	25	50	57,7	5''	100	180	208
$1\frac{3}{8}''$	28	55	63,5	$5\frac{1}{4}''$	105	190	219
$1\frac{1}{2}''$	30	60	69,3	$5\frac{1}{2}''$	110	200	231
$(1\frac{5}{8}'')$	32	65	75,0	$5\frac{3}{4}''$	115	210	242
$1\frac{3}{4}''$	35	70	80,8	6''	120	220	254
$(1\frac{7}{8}'')$	38	75	86,5				
2''	40	80	92,4				

¹⁾ Przy zamówieniu należy podać materiał.

Tolerancje szerokości nakrętki według PNG — 902.

Gwint Whitworth'a według PNG — 240 i 241.

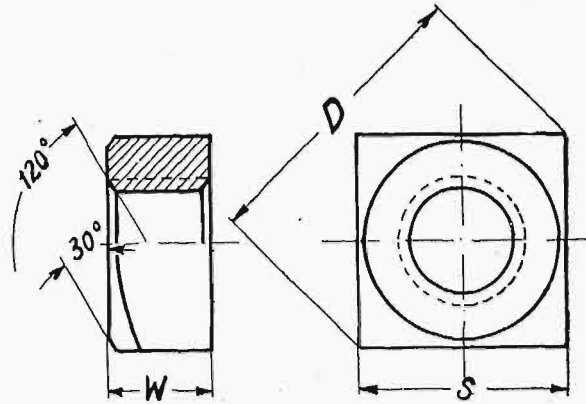
Wymiarów w nawiasach należy unikać.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 30 września 1928r.

Polskie Normy

Nakrętki czworokątne z gwintem Whitworth'a.

PN
G — 928
Projekt



Przykład oznaczenia czworokątnej nakrętki dla gwintu, np. $\frac{1}{2}''$ z ...¹⁾:

Nakrętka czworokątna $\frac{1}{2}''$ PNG 928 z...¹⁾.

Gwint	W	S	D
$\frac{1}{4}''$	5,5	11	15,5
$\frac{5}{16}''$	6,5	14	19,8
$\frac{3}{8}''$	8	17	24
($\frac{7}{16}''$)	9,5	19	26,9
$\frac{1}{2}''$	11	22	31,1
$\frac{5}{8}''$	13	27	38,2
$\frac{3}{4}''$	16	32	45,2
$\frac{7}{8}''$	18	36	50,9
1''	20	41	58
$1\frac{1}{8}''$	22	46	65
$1\frac{1}{4}''$	25	50	70,7
($1\frac{3}{8}''$)	28	55	77,7
$1\frac{1}{2}''$	30	60	84,8
($1\frac{5}{8}''$)	32	65	91,9
$1\frac{3}{4}''$	35	70	99
($1\frac{7}{8}''$)	38	75	106,1
2''	40	80	113,1

¹⁾ Przy zamówieniu należy podać materiał.

Gwint Whitworth'a według PNG — 240; 241.

Wykonanie: surowe.

Tolerancje szerokości nakrętek według PN...

Wymiarów w nawiasach należy unikać.

Przedruk dozwolony tylko za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Warszawa, Elektoralna 2. Copyright by P. K. N.