

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Płatownice na VII Wystawie Lotniczej w Londynie, nap. Inż. G. A. Mokrzycki, Profesor Politechniki Warszawskiej.
O równaniach charakterystycznych turbin parowych, (dok.), nap. Inż. A. Uklański.
Wytrzymałość łańcuchów spawanych ręcznie i próba ich ulepszenia drogą obróbki termicznej, (c. d.) nap. Inż. K. Kornfeld.
Przeгляд pism technicznych.
Listy do Redakcji.

SOMMAIRE:

Salon Aéronautique à Londres, 1929, par M. G. A. Mokrzycki, Professeur à l'Ecole Polytechnique de Varsovie.
Sur les équations caractéristiques des turbines à vapeur (suite et fin), par M. A. Uklański, Ingénieur mécanicien.
Résistance des chaînes soudées à la main et leur amélioration au moyen du traitement thermique (suite), par M. K. Kornfeld, Ingénieur.
Revue documentaire.
Correspondance.

Płatownice na VII Wystawie Lotniczej w Londynie.

Napisał Inż. G. A. Mokrzycki, Profesor Politechniki Warszawskiej.

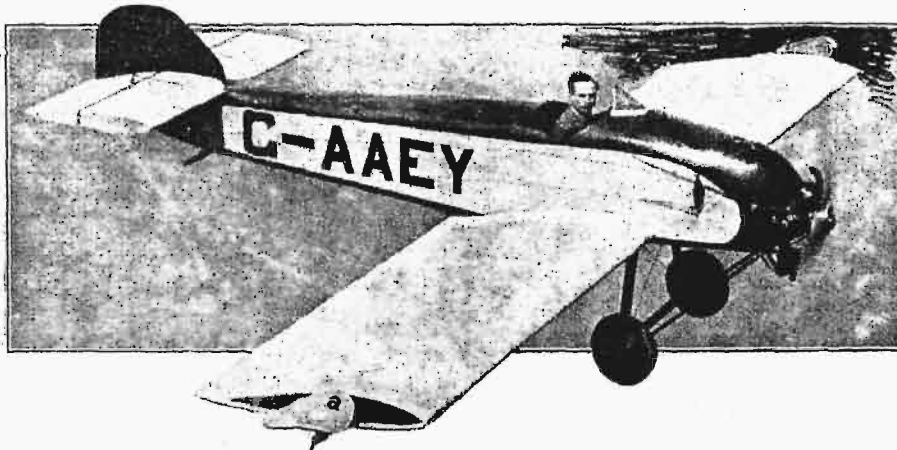
Wystawa londyńska, która mieściła się w obszernych halach „Olympia”, nie dorównała ani organizacją, ani układem i doborem eksponatów zeszlórocznej wystawie w Berlinie, która była najudatniejszą z dotychczasowych imprez tego rodzaju. W Londynie można było jedynie zapoznać się z obecnym stanem lotnictwa angielskiego, gdyż — mimo nazwy międzynarodowej — zagranicznych eksponatów było niewiele. Niestety, Anglicy nie pokazali swych najciekawszych samolotów, jak np. słynnego olbrzyma „Inflexibile”, skonstruowanego na zamówienie rządu angielskiego przez Rohrbacha.

Stoisko zawierała 233, w czym 22 duże stoiska płatowcowe.

Anglicy mają wybitnie rozbudowane dwa działy: lotnictwa sportowego (płatowce o silnikach małej mocy) i wojskowego (płatowce średnie i olbrzymie). Słabiej natomiast rozwinięte jest lotnictwo komunikacyjne, w przeciwieństwie np. do Stanów Zjednoczonych i Niemiec.

Nowych idei konstrukcyjnej czy aerodynamicznej natury spostrzega się w samolotach angielskich niewiele. Konserwatyzm konstruktorów sprawia, że klasyczny, lecz przestarzały typ dwupłata, o dużych oporach, jest bardzo często jeszcze stosowany.

Z pośród nowości aerodynamicznych ciekawość ogólną wzbudziły lotki obrotowe, zastosowane przez firmę Henny & Henderson do samolotu sportowego „Gadfly”. W położeniu normalnym (zerowym), widzimy lotki na rys. 1 a. Sterując, wychyla się zawsze tylko jedną klapkę (rys. 1 b), druga pozostaje w położeniu zerowym, co uskuteczniło przez zastosowanie specjalnego mechanizmu, z prowadzeniem kulisowem.



Rys. 1 a. Płatowiec słabosilnikowy (40 KM) „Gadfly” firmy Glenny & Henderson z lotkami obrotowemi.
a — lotka w położeniu normalnem.

Starsza, znana już do brze angielska zdobycz w dziedzinie aerodynamiki: skrzydło szczelinowe, działające automatycznie, systemu Handley - Page'a, rozpowszechnia się coraz bardziej, gdyż dłuższa praktyka wykazała, że zwiększa ono

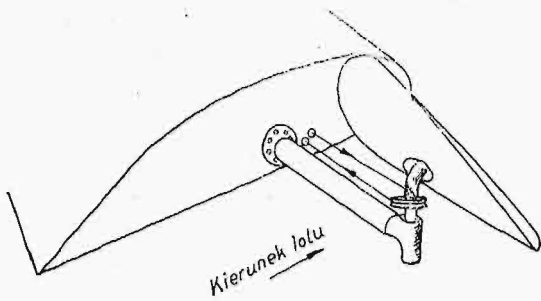
bezpieczeństwo lotu przy dużych kątach natarcia, na których grozi t. zw. „strata szybkości”, koniecznej do unoszenia się samolotu, a określonej wzorem:

$$Q = C_y \frac{\delta}{2g} S v^2$$

(Q — ciężar samolotu, $\frac{\delta}{2g}$ — gęstość powietrza, S — powierzchnia, v — szybkość, C_y — współczynnik wyporu).

Na rys. 2 a, przedstawiono C_y jako funkcję

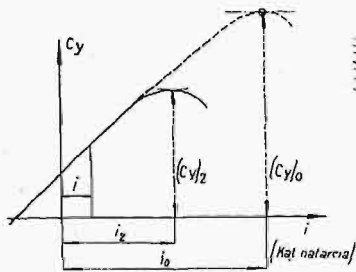
kąta natarcia i . Na małych kątach natarcia (i) szczelina jest zamknięta, struga przylega do grzbietu profilu. Zwiększając kąt natarcia, dochodzimy



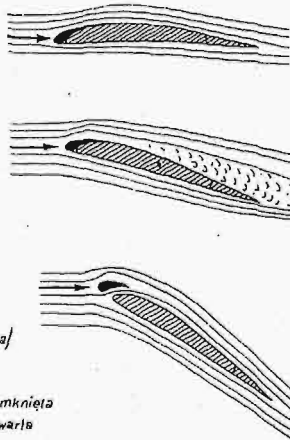
Rys. 1b. Lotka obrotowa wychylona.

przy zamkniętej szczelinie do kąta i_z , któremu odpowiada maksymalne $(C_y)_z$; po przekroczeniu tego kąta, struga odrywa się i C_y maleje z rosnącym kątem.

Inaczej przebiega zjawisko, gdy szczelinę przed kątem i_z otworzymy. Wówczas oderwanie następuje przy znacznie większym kącie natarcia i_o , któremu też odpowiada znacznie większa wartość



— Szczelina zamknięta
 - - - - - Szczelina otwarta



szczelina zamknięta, mały kąt natarcia.

szczelina zamknięta, oderwanie strugi po przekroczeniu kąta maximum nośności.

szczelina otwarta, struga znów przylega (zakres między i_z a i_o), $C_y > (C_y)_z$.

Rys. 2a.

$(C_y)_o$, a — co za tem idzie (w myśl wzoru) — mniejsza szybkość v .

W nowych urządzeniach szczelina otwiera się

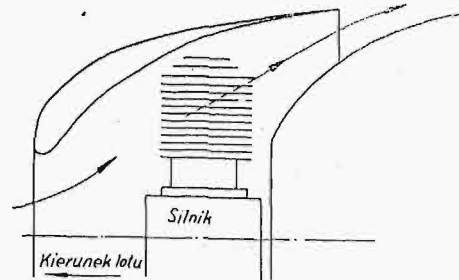
automatycznie na dużych kątach skutkiem działania opływu.

Fotografię skrzydła szczelinowego widzimy na rys. 2b. Konstrukcyjne wykonanie skrzydełka automatycznie się otwierającego jest bardzo proste i polega na odpowiednim ukształtowaniu blachy, względnie na utworzeniu prostego elementu z dwóch blach wygiętych, złączonych ze sobą (rys. 2c).

Dalej szybko przyjęła się i jest obecnie po-



Rys. 2c.



Rys. 3. Schemat osiowy silnika typu NACA (St. Zjedn.) o małym oporze szkodliwym.

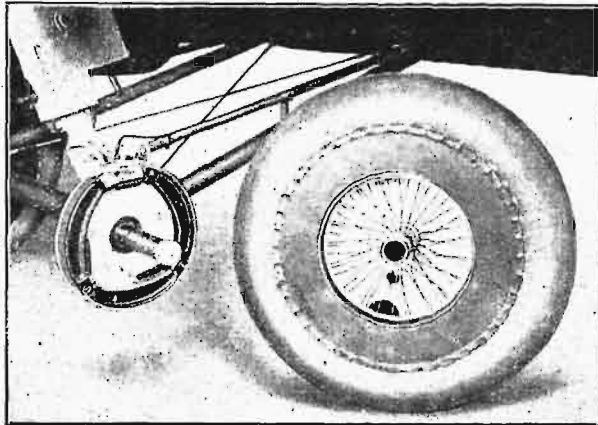
wszechnie stosowana osłona silników gwiazdowych, chłodzonych powietrzem, typu NACA (Stany



Rys. 2-b. Skrzydło szczelinowe syst. Handley-Page'a (samolot „Hanaidi“ H.-Page'a).

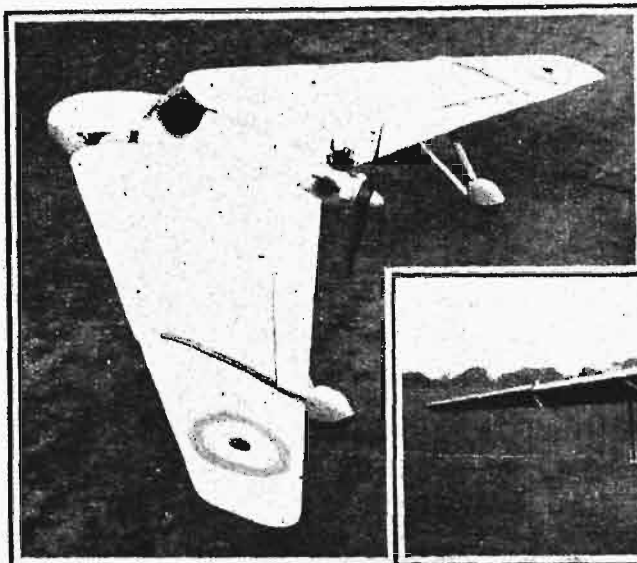
Podwozie coraz częściej spotyka się bezosiowe, przyczem Anglicy bardzo chętnie stosują hamulce hydrauliczne, działające na koła podwozia. Na rys. 4 widzimy hamulec tego rodzaju systemu Vickersa. Zagadnienie hamowania samolotu, celem zmniejszenia wybiegu przy lądowaniu, jest trudne. W zasadzie tem energiczniej można hamować samolot, bez obawy przewrócenia się (kapotażu), im silniej płoza ogonowa przylega do lotniska. Na tej zasadzie oparte jest hamowanie samoczynne. Wielkość nacisku szczęk na bęben zależy od siły, z jaką płoza dotyka ziemi;

gdy siła ta wynosi zero, nacisk na szczęki hamulca również znika. Inny, tańszy system hamowania, polega na tem, że pilot podług czucia reguluje intensywność działania podobnego hamulca.



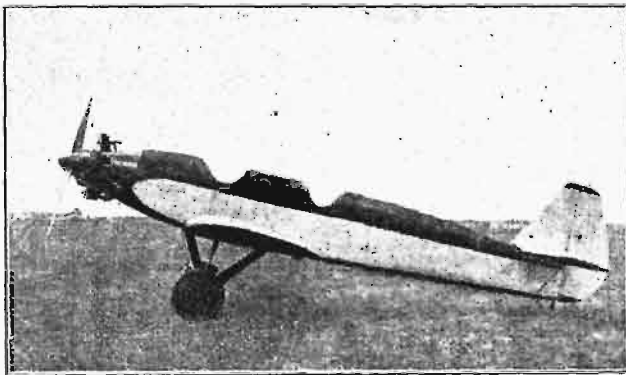
Rys. 4. Hamulec hydrauliczny syst. Vickers'a, działający na koła podwozia.

Wystawiono również oryginalny pod względem ukształtowania samolot słabosilnikowy bez ogona,



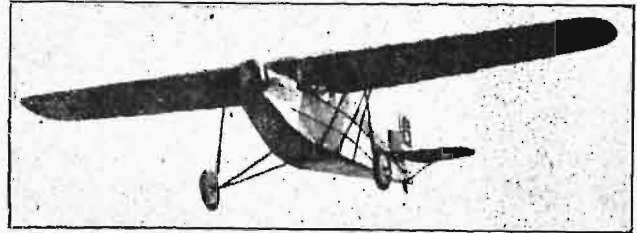
Rys. 5. Samolot bezogonowy typu „Pterodactyl” firmy angielskiej Westland.

t. zw. „Pterodactyl”, zbliżający się do ideału latającego skrzydła, firmy niemieckiej Soldenhof'a (Berlin). Nawiasem zaznaczamy, że firma angielska Westland również taki typ zbudowała (rys. 5).



Rys. 6. Całkowicie metalowy samolot sportowy Junkersa „Junior”.

W dziale rozpowszechniania się sportu lotniczego Anglja znajduje się bodaj na pierwszym miejscu w świecie. Ta gałąź angielskiego przemysłu lotniczego przedstawia się szczególnie obiecująco.



Rys. 7a. Samolot sportowy (turystyczny) 3 miejscowy Desoutter. Silnik 100 KM, ciężar w locie 800 kg, ciężar własny ok. 400 kg.

Coraz bardziej rosnące koła klienteli prywatnej uniezależniają przemysł ten od widzimisię sfer oficjalnych i pozwolą mu oprzeć swą pracę na zasadzie zdrowej kupieckiej konkurencji. Już dziś konkurencja ta zaznacza się bardzo silnie, zarówno w cenach (od 18 000 do 40 000 zł.), jak i w sposobie eleganckiego wykończenia szczegółów zewnętrznych i komfortowego urządzenia wnętrza, co —

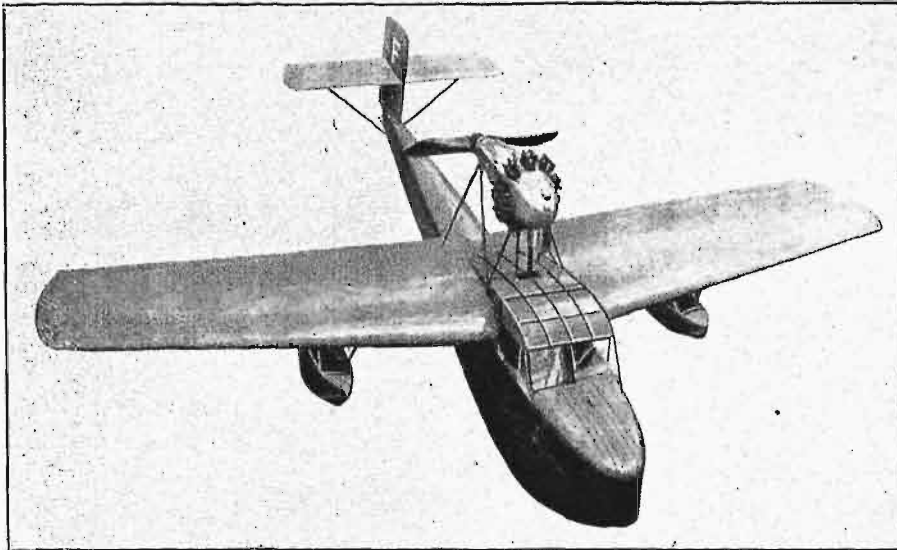
podobnie jak w handlu samochodami — ma duży wpływ na decyzję kupna.

Z maszyn sportowych wystawionych wybija się jednak na pierwsze miejsce, z punktu widzenia aerodynamiki, koncepcji konstrukcyjnej i wyczynów, nie produkt angielski, lecz sportowy płatowiec Junkersa „Junior” z silnikiem „Genet” (rys. 6), ważący 500 kg z pełnym obciążeniem (305 kg ciężar własny). Konstrukcja całkowicie duralowa, pokrycie z blachy falistej, podług klasycznego typu Junkersa. Niska cena (35 000 zł. z silnikiem), doskonałe własności lotnicze i elegancki wygląd zewnętrzny przyczynią się z pewnością do szybkiego rozpowszechnienia się tego samolotu.

Pozatem wspomniemy tu z wystawionych samolotów sportowych dobrze znane już: de Havilland „Moth” (silnik ok. 100 KM, 2-miejscówka, ciężar w locie 740 kg, średnia prędkość 140 km/h), Avro Avian (2 siedz., 100 KM), oraz Blackburn'a „Blue Bird”. Dalej ciekawe były: Desoutter

(rys. 7 a), francuski wodnopłatewiec sportowy o eleganckich kształtach Loiré et Olivier (silnik 120 KM) (rys. 7 b), włoski Fiat, ABC „Robin”, oraz

szczególnych elementów (w przeciwieństwie do konstrukcji np. niemieckich), noszą niestety na sobie piętno konstrukcji drewnianej, pod względem sposobu uchwycenia i przenoszenia sił.

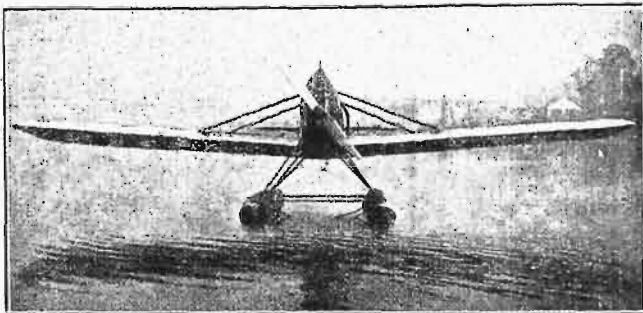


Rys. 7 b. Wodnopłatewiec turystyczny firmy francuskiej Loiré et Olivier (120 KM, ciężar w locie 930 kg).

wodnopłatewiec sportowy Short'a „Mussel” z silnikiem 85 KM (rys. 8).

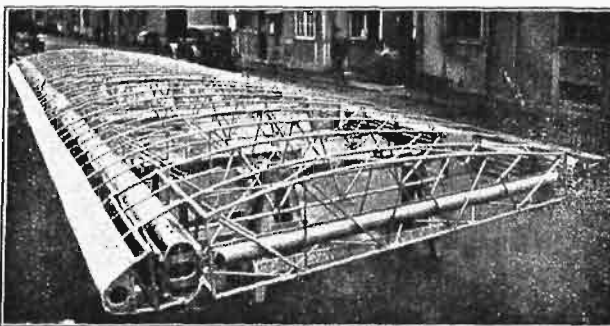
W konstrukcjach angielskich samolotów średnich i dużych, budowanych przedewszystkiem do celów wojskowych, drzewo znikło prawie zupełnie,

ściągowych, czy o maszyny raidowe o dużym zasięgu, czy wreszcie o wymagania urządzeń specjalnych, koniecznych do celów wojskowych. Ze

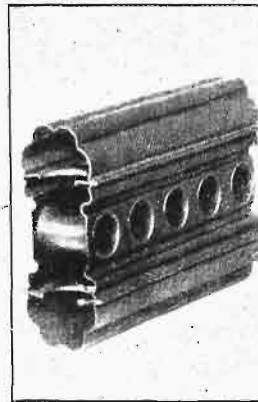


Rys. 8. Wodnopłatewiec metalowy Short'a „Mussel”.

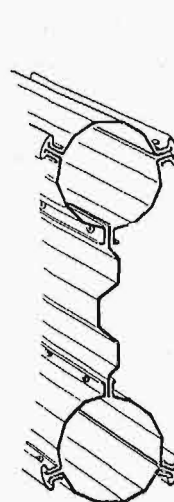
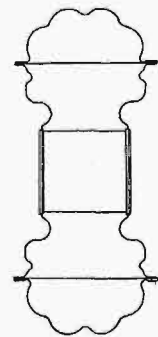
wyparte przedewszystkiem przez stal wysokowytrzymałościową (rzecz niesłychanie interesująca dla Polski, nie mającej duralu, a mogącej mieć łatwo pierwszorzędne stале). Konserwatyzm i przyzwyczajenie konstruktorów sprawiają jednak, że zarówno układ zespołów, jak i konstrukcja po-



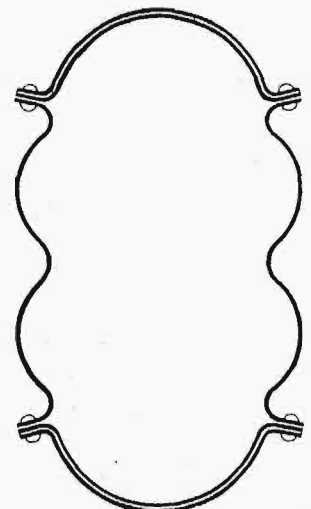
Rys. 9. Ustrój skrzydła metalowego dużego samolotu Short'a.



Rys. 10a i b. Podłużnica stalowa syst. Boulton-Paul.

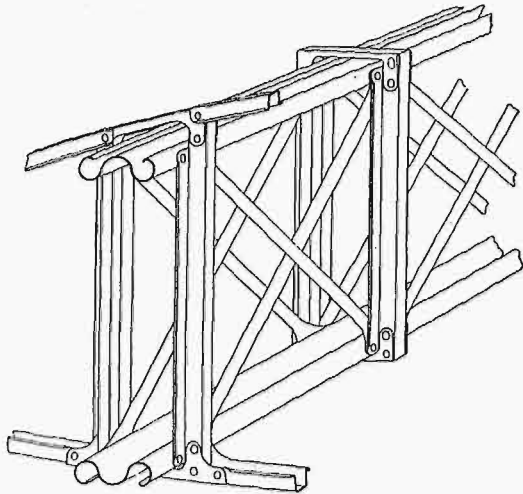


Rys. 11. Podłużnica stalowa Armstronga.



Rys. 12. Podłużnica duralowa Short'a.

wszystkich tych zadań konstruktor angielski wychodzi obronną ręką, dzięki niezrównanemu opracowaniu strony technologicznej i warsztatowej. Element-



Rys. 13. Podłużnica kratowa i połączenie z żeberkiem samolotu Gloster.

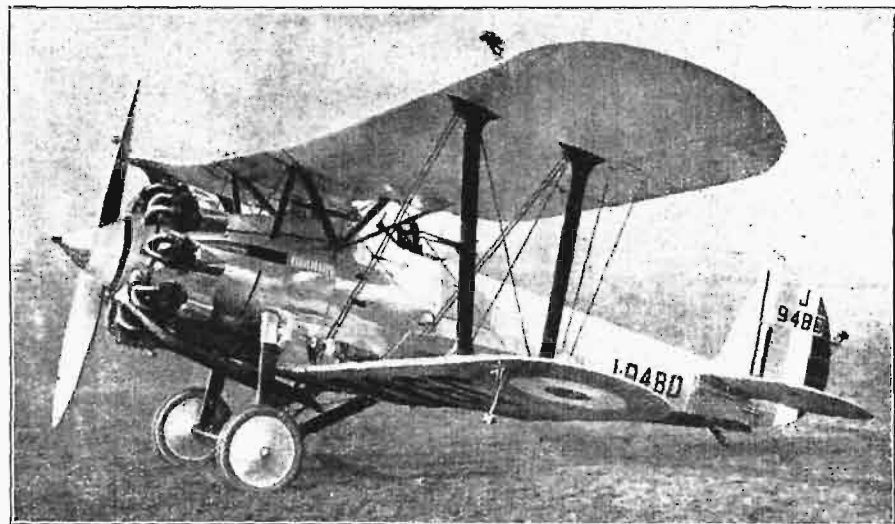
ty samolotu, budowane ze specjalnej stali wysoko-wytrzymałościowej, jako przenoszące stosunkowo

nej sztywności elementu i wytrzymałości na miejscowe naprężenia. Stąd pochodzą dziwaczne nieraz kształty elementów, budowanych ze sfałowanej w zawiły sposób cienkiej blachy, cechujące konstrukcją angielską (np. rys. 10 a i b, 11, 12, 13).

Tylko dzięki olbrzymim środkom, poświęcanym na tysiące doświadczeń warsztatowych, technika angielska pokonała trudności, związane z wyciąganiem tych profilów, urządzeniami do procesów termicznych, koniecznych w okresie obróbki, i sposobami łączenia elementów, zapewniającymi dużą sprężystość i niewrażliwość na drgania, występujące w czasie lotu.

Dla scharakteryzowania kształtów zewnętrznych średnich i dużych samolotów angielskich, dajemy kilka fotografii; samolot pościgowy jednomiejscowy typu Bristol „Buldog” (rys. 14), wywiadowczy 3-miejscowy, dobrze uzbrojony Fairey III F (rys. 15), olbrzymi wojskowy samolot „Vickersa „Victoria” (rys. 16), wodnopłatewiec wojskowy Short'a „Singapore” (rys. 17), Blackburna „Nile” (rys. 18), z którego na wystawie pokazano jedynie imponujący rozmiarami kadłub, samolot raidowy Fairey'a, mający za sobą przelot Anglija — Indje (rys. 19), wodnopłatewiec zbudowany celem pobicia rekordu szybkości (rekord poprzedni wzięła

Rys. 14. Płatewiec pościgowy firmy Bristol „Buldog”. Szkielet stalowy kryty płótnem, silnik Jupiter VII, prędkość na 3500 m około 280 km/h.

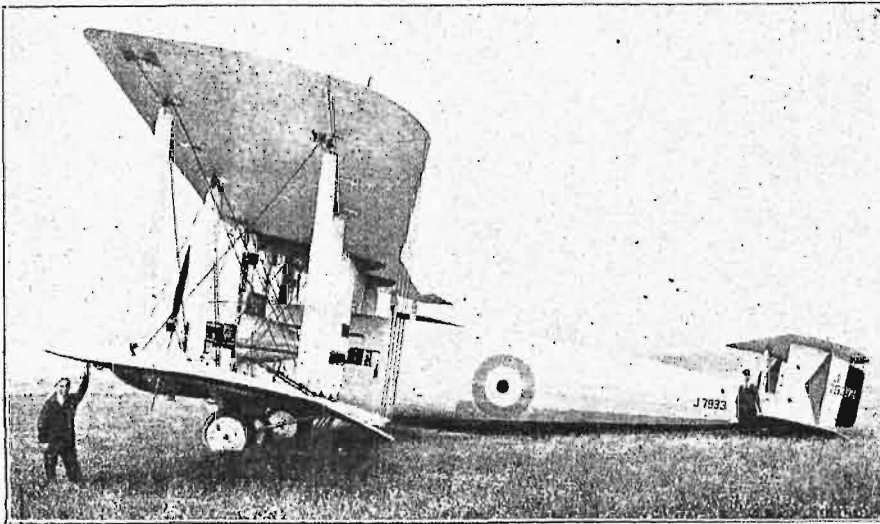


niewielkie siły, muszą mieć niewielkie przekroje, co im właśnie zapewnia dużą lekkość. Pociąga to za sobą konieczność opanowania kwestji dostatecz-

maszyna włoska) Supermarine „S 5” (rys. 21). Z pośród samolotów angielskich piękną konstrukcją wyróżniał się wodnopłatewiec Saunders'a „Cutty

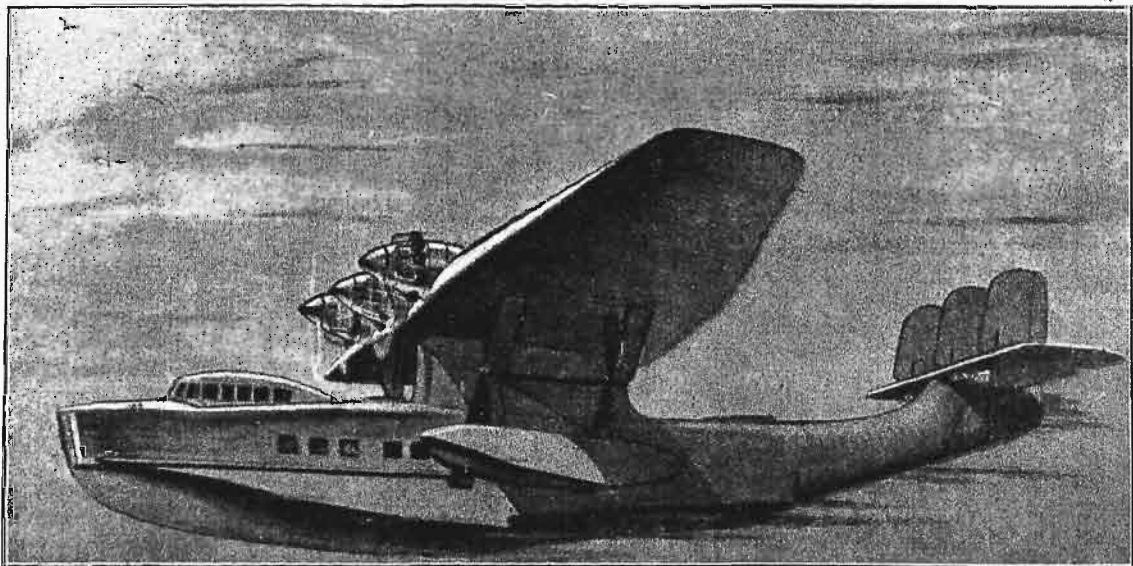
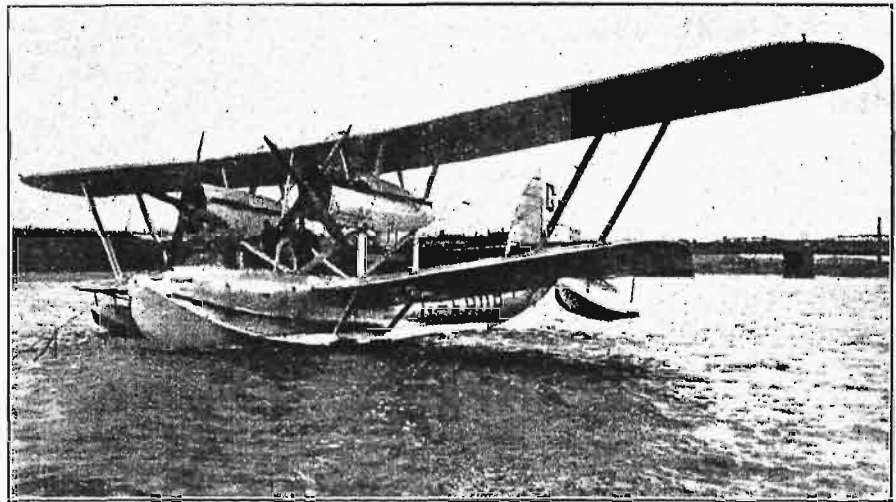


Rys. 15. 3-miejscowy płatewiec wywiadowczy Fairey III F z silnikiem 530 KM Napier.



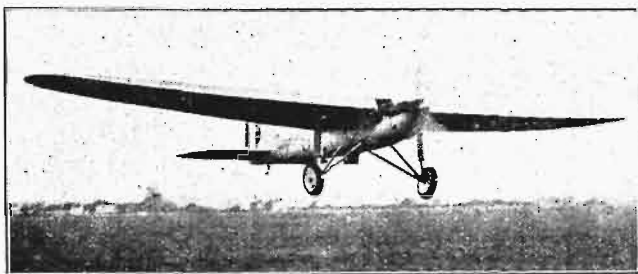
Rys. 16. „Victoria Vickers'a. Samolot do transportu wojska (24 ludzi z uzbrojeniem). Może być użyty również do bombardowania. Ciężar ok. 8 tonn, 2 silniki Napier po 530 KM.

Rys. 17. Wodnopłat. wojskowy Short'a „Singapore”. Ciężar ok. 9 tonn, 2 silniki Rolls po 800 KM.



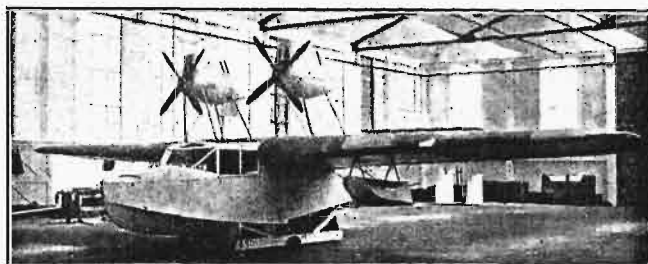
Rys. 18. Duralowy wodnopłatowiec Blackburn'a „Nile”. 3 silniki Jupiter IX po 490 KM. Ciężar ok. 10 tonn.

Sark" (rys. 20); kształtami zewnętrznymi przypomina on konstrukcje Rohrbacha; kadłub posiada



Rys. 19. Samolot raidowy Fairey, Silnik Napier 530 KM.

metalowy, skrzydło drewniane typu Fokkera. Cutty Sark może być budowany jako amfibija.



Rys. 20. Wodnopłatewiec Saunders'a „Cutty Sark”, 2 silniki po 100 KM, ciężar w locie około 1600 kg.

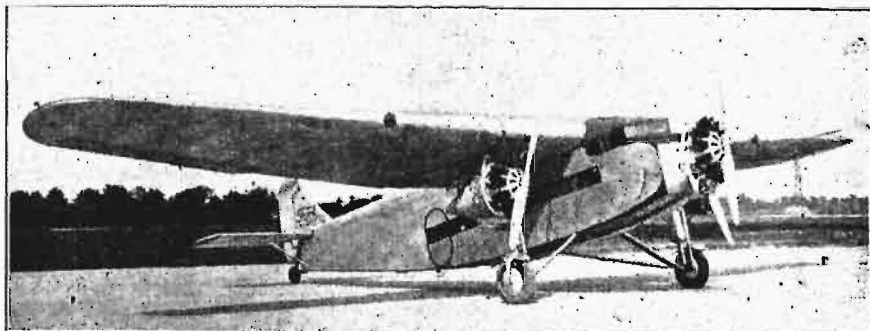
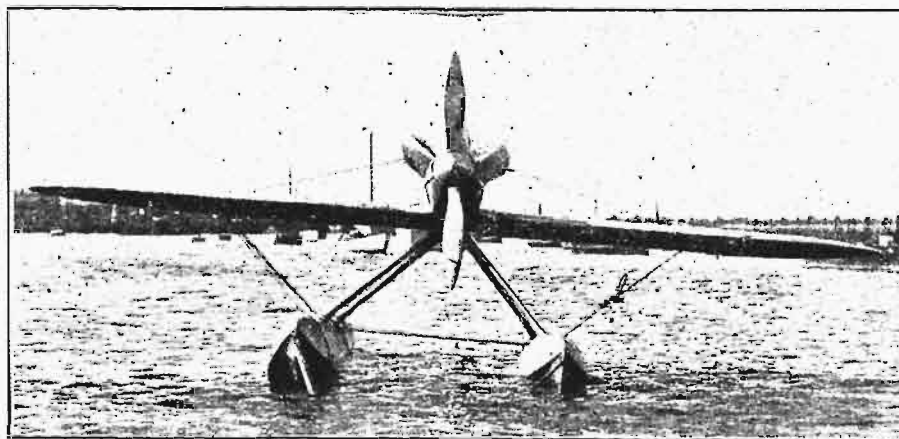
Ogólnie podobał się również samolot osobowy Forda (rys. 22). Kształtami zewnętrznymi żywo

przypomina Fokkera; konstrukcja całkowicie duralowa, pokrycie z blachy falistej (co znów upodabnia go do Junkersa, choć struktura wewnętrzna konstrukcji, zwłaszcza zaś skrzydła, jest inna).

Na wzmiankę zasługuje również jednopodłużnicowe skrzydło systemu Stieglera, wytrzymałe na skręcanie, dzięki utworzeniu ze ścięgien specjalnego układu przestrzennego (rys. 23). Zamiast wzmocnionych żeber, jak na rys. 23, Stiegler stosuje również rurę, stojącą prostopadle do podłużnicy, i ścięgna zaczepiające o końce tej rury.

W dziedzinie śmigieł, coraz częściej stosuje się śmigła metalowe. Rozpowszechnia się również nowa piasta niemiecka Rapp'a. W związku z budową silników ze sprężarkami, dającymi pełną moc (tę samą co przy ziemi) jeszcze na wysokości kilku tysięcy metrów, gdzie gęstość powietrza jest znacznie mniejsza niż przy ziemi, coraz energiczniej poszukują konstruktorzy rozwiązania napędu zapomocą śmigła o zmiennych własnościach geometrycznych. Jasnem jest bowiem, że to samo śmigło zużywa przy tych samych obrotach (maximum obrotów jest cechą danego silnika) mniejszą moc na dużej wysokości, niż przy ziemi, gdyż skutkiem mniejszej gęstości powietrza siła ramion śmigła jest mniejsza. Jeżeli chcemy, aby ta siła była równa oporowi przy ziemi (a tylko wówczas wyzyskamy całą moc daną przez silnik), należy np. zwiększyć skok śmigła (kąć natarcia). Istnieje sporo konstrukcji tego rodzaju, do jednej z udatniejszych należy zaliczyć śmigło o automatycznie zmiennym skoku, angielskiej firmy Gloster. Nawiasem mówiąc, sprawa

Rys. 21. Zbudowany do pobicia światowego rekordu prędkości Supermarine „S5” osiągnął prędkość przeszło 500 km/h (rekord angielski).

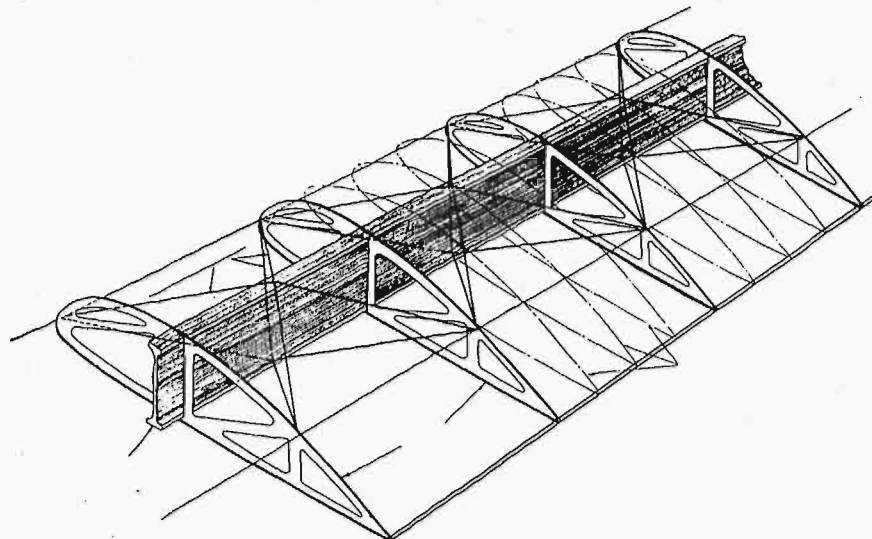


Rys. 22. Samolot komunikacyjny Forda. Konstrukcja całkowicie duralowa, 3 silniki Wasp po 410 KM, średnia prędkość 193 km/h, ciężar w locie 6 t, ładunek około 2,5 t.

wyzyskania na dużej wysokości całej mocy, dawanej przez silnik, przez zastosowanie śmigła o zmiennym skoku, lub przez zwiększenie liczby obrotów śmigła zapomocą przekładni zębatej, nie

czem) eksponaty szeregu firm, dotyczące wyposażenia samolotów, urządzeń lotniskowych i t. p.

Pozatem w galerjach 1-go piętra pokazano szereg ciekawych rzeczy z dziedziny nauki i tech-



Rys. 23. Skrzydło jednopodłużnicowe wytrzymałe na skręcanie, dzięki systemowi ścięgien przestrzennych, zaczepiających o wzmocnione żeberka.

rozwiązuje jeszcze zagadnienia stałego utrzymania równocześnie maximum sprawności śmigła, co wymagałoby również zmiany średnicy śmigła, a więc rozwiązania zagadnienia mechanicznie bardzo trudnego.

Wystawę uzupełniały (poza silnikami lotni-

niki lotniczej (między innymi stoiska oficjalne), statystyki lotniczej i t. p. Szczególną uwagę zwracał dział wynalazków i dział związany z historją lotnictwa, zawierający sporo białych kruków z dziedziny bibliograficznej.

Orównaniach charakterystycznych turbin parowych*)

Napisał Inż. A. Uklański, Baden.

Sprawność wewnętrzna turbiny.

Przechodzimy do turbiny posiadającej z stopni średnich. Suma adjabatycznych spadków zawartości ciepła w oddzielnych stopniach jest większa niż całkowity spadek adjabatyczny H turbiny. Skutkiem strat podnosi się bowiem zawartość ciepła pary wylotowej ze stopnia czyli zawartość ciepła początkowa dla następnego stopnia, zaś spadek adjabatyczny między dwiema linjami stałego ciśnienia rośnie ze wzrostem początkowej zawartości ciepła (izobary są rozbieżne). W ten sposób część straconej zawartości ciepła zostaje odzyskana w postaci powiększenia spadku adjabatycznego. Możemy napisać.

$$\mu \cdot H = z \cdot h_i \quad (5)$$

gdzie współczynnik odzyskania ciepła μ (o kilka setnych większy od 1) jest tem większy, im większa liczba stopni oraz im mniejsza sprawność wewnętrzna stopnia.

Praca wewnętrzna H kal/kg w turbinie (t. j. całkowity wewnętrzny spadek zawartości ciepła w turbinie, czyli różnica zawartości ciepła pary wlotowej i wylotowej) jest sumą prac wewnętrznych oddzielnych stopni mniej energia wylotowa z ostat-

nego stopnia, która już nie może być wyzyskana (rys. 5—6):

$$H_i = z \cdot h_i - \epsilon \cdot \frac{Ac_2^2}{2g} \quad (6)$$

Przy całkowitem wyzyskaniu szybkości wylotowej w oddzielnych stopniach $\epsilon = 1$, zaś

$$H_i = z \cdot h_i - Ac_2^2 : 2g.$$

Przy niewyzyskaniu szybkości wylotowej w oddzielnych stopniach $\epsilon = 0$,

$$H = z \cdot h_i,$$

zaś stratę wylotową w oddzielnych stopniach uwzględnia już wartość h_i .

Sprawnością wewnętrzną turbiny nazywamy stosunek $\eta_i = H_i : H$. Dzieląc równanie (6) przez (5), otrzymamy

$$\eta_i = \mu \cdot \frac{z \cdot h_i}{z \cdot h_i} - \epsilon \frac{Ac_2^2}{2h_i H}.$$

Podstawiając $\eta_{i1} = h_i : h$ oraz oznaczając stratę wylotową w stosunku do całkowitego spadku adjabatycznego H przez stosunek

$$\xi_w = Ac_2^2 : 2gH,$$

mamy:

$$\eta_i = \mu \cdot \eta_{i1} - \epsilon \cdot \xi_w \quad (7)$$

Nazywamy η_{i1} sprawnością łopatkową, iloczyn $\mu \cdot \eta_{i1}$ możemy nazwać sprawnością łopatkową ogólną η_{i0} , zatem sprawność wewnętrzna turbiny jest to

*) Dokończenie do str. 735 w zesz. 33 — 34 z r. b.

ogólna sprawność łopatkowa η_o , zmniejszona o stratę wylotową.

Zależnie od wielkości straty wylotowej, t. j. od wartości ζ_w , sprawność η różni się mniej lub więcej od η_1 , jednak różnica gra pewną rolę tylko przy dużej stracie wylotowej. Np. dla $\varepsilon = 1$; $\zeta_w = 0,05$; $\mu = 1,05$; $\eta_{i1} = 0,08$, otrzymamy $\eta_i = 0,79$. Dla $\zeta_w = 0,04$ wypadnie także $\eta_i = 0,80$.

Liczba Parsonsa.

Liczbą Parsonsa nazywamy stosunek

$$X = \frac{z \cdot u^2}{H}$$

t. j. stosunek sumy kwadratów szybkości obwodowych do całkowitego spadku adyabatycznego. Analogicznie do wyrażenia $x = u^2 : h$ nazywamy także X właściwą sumą kwadratów szybkości obwodowych, t. j. zredukowaną do spadku adyabatycznego 1 kal/kg:

$$X = zu^2, \text{ gdy } H = 1 \text{ kal/kg.}$$

Podstawiając $H = z \cdot h : \mu$, otrzymamy

$$X = \mu \cdot x,$$

czyli liczba Parsonsa jest większa w stosunku μ od x .

Z równości $\eta \approx \eta_1$ wynika, że

$$\eta = \text{const. } X \cdot f(\alpha, \beta) \dots \dots \dots (7a)$$

Wszystko, co powiedzieliśmy o x , da się powtórzyć o X w zastosowaniu do turbiny. Możemy więc powiedzieć, że warunkiem równej sprawności wewnętrznej turbin pewnego typu jest

$$zu^2 : H = X = \text{const.},$$

albo $u = \text{const. } \sqrt{H : z}$.

Widzimy stąd, że równość sprawności nie zależy teoretycznie od ilości stopni (jeżeli nie uwzględnimy zmiany współczynników μ i ζ_w). Warunek powyższy mówi, że 2 turbiny o różnej ilości stopni, pracujące przy tym samym spadku adyabatycznym, będą posiadały tę samą sprawność wewnętrzną, jeśli szybkości obwodowe są odwrotnie proporcjonalne do \sqrt{z} . Możemy także powiedzieć, że ta sama turbina, zbudowana dla pewnego spadku H , będzie pracować przy zmienionym spadku z tą samą sprawnością wewnętrzną, jeśli szybkość obwodowa zmieni się wprost proporcjonalnie do \sqrt{H} .

Jednocześnie liczba Parsonsa X jest miarą wielkości i kosztu turbiny, jest bowiem przy stałym spadku adyabatycznym proporcjonalna do ilości stopni oraz przy stałej liczbie obrotów do kwadratu średnicy. Ze wzrostem X rośnie ilość stopni jak X , albo średnica jak \sqrt{X} . Przytem zaś krzywa zależności $\eta = f(X)$ wykazuje, począwszy od pewnego miejsca, szczególnie w pobliżu punktu najwyższego, przebieg bardzo płaski, nieznaczne powiększenie sprawności wymaga znacznego powiększenia X , a zatem powiększenia kosztu turbiny. Z powyższego względu pozostajemy zawsze poniżej najwyższego punktu oraz poniżej najlepszej wartości X . W tym wypadku możemy powiedzieć, że sprawność wewnętrzna turbiny rośnie ze wzrostem X .

Rys. 7 zawiera krzywe teoretyczno - doświadczalne*), według których zmienia się w zależności od liczby Parsonsa współczynnik sprawności, wyra-

żony wzorem (4), ale uwzględniający wyłącznie straty przepływu pary przez tarcie o ścianki w kanałach łopatkowych.

Równanie liczby obrotów.

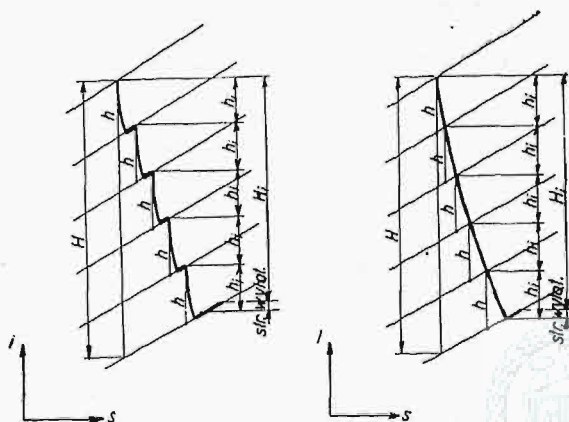
Jeżeli przez D oznaczamy średnią średnicę, wówczas $u = \pi Dn : 60$; $nD = 60u : \pi$, a podstawiając $u = \sqrt{X \cdot H : z}$, otrzymamy:

$$nD = \frac{60 \sqrt{X}}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{H}{z}} \dots \dots \dots (8)$$

Dla turbin pewnego typu przy stałej wartości X otrzymamy:

$$nD = \text{const.} \sqrt{\frac{H}{z}} \dots \dots \dots (8a)$$

Równanie to nie wyraża nic innego, jak podany poprzednio warunek równej sprawności $u = \text{const. } \sqrt{H : z}$. Możemy powiedzieć, że w turbinach o równej sprawności wewnętrznej liczba ob-



Rys. 5 i 6. Spadki zawartości ciepła w turbinie.

rotów, mnożona przez średnią średnicę, a przy stałej liczbie obrotów średnia średnica, jest proporcjonalna do \sqrt{H} , a odwrotnie do \sqrt{z} . Przy stałej liczbie obrotów $z = \text{const. } H : D^2$, t. j. liczba stopni jest wprost proporcjonalna do spadku adyabatycznego H , a odwrotnie do kwadratu średnicy D^2 .

Przy stałej wartości X i tej samej liczbie stopni

$$nD = \text{const. } \sqrt{H},$$

zaś przy tym samym jeszcze spadku adyabatycznym

$$nD = \text{const.},$$

t. j. średnia średnica zmienia się odwrotnie proporcjonalnie do liczby obrotów.

Równanie pojemności.

Jeżeli oznaczymy w pewnym stopniu przez $l = \lambda \cdot D$ wysokość łopatki, τ — współczynnik zasilania, t. j. stosunek zasilanej części obwodu do całego obwodu (w stopniu reakcyjnym $\tau = 1$), ϑ — współczynnik zwężenia przekroju z powodu grubości łopatek, wówczas wolny przekrój przelotowy między łopatkami, prostopadły do szybkości wejściowej c_1 , będzie $F = \pi D l \tau \vartheta \sin \alpha_1 = D^2 \lambda \pi \tau \vartheta \sin \alpha m^2$ zaś objętość pary, przepływającej w jednostce czasu przez ten przekrój, którą możemy nazwać pojemnością stopnia, będzie

$$V = F \cdot c_1 = D^2 \lambda \pi \tau \vartheta \sin \alpha_1 c_1 m^3/\text{sek.}$$

Podstawiając $c_1 = u : k = (\sqrt{XH : z}) : k$, otrzymamy

*) Według wydawnictwa firmy BBC.

$$V = \lambda \pi \tau \sin \alpha_1 \frac{\sqrt{X}}{k} D^2 \sqrt{\frac{H}{z}} \quad (9)$$

Dla danej turbiny zmienia się zatem pojemność V proporcjonalnie do λ ; wszystkim innym współczynnikom i kątowi α_1 przypisujemy bowiem w tym wzorze wartości średnie, ponieważ według założenia rozpatrujemy stopnie średnie, t. j. stopnie turbiny zastępczej.

Dla pewnego stopnia $V = \text{const.}$ (jeżeli H się nie zmienia), t. j. objętość pary, przepływającej w jednostce czasu przez pewien przekrój, jest stała. Przy zmiennym (w niewielkich granicach) H można przyjąć, że pojemność V zmienia się proporcjonalnie do \sqrt{H} , gdyż stosunek $\sqrt{X} : k = \text{const. } k_0 : k$ w pobliżu najlepszego X zmienia się niewiele (rys. 4).

Średniej wartości λ_s , t. j. jednemu ze stopni środkowych danej turbiny, odpowiada średnia pojemność V_s .

Dla turbin pewnego typu przy stałej wartości X otrzymamy:

$$V_s = \text{const.} \sqrt{\frac{H}{z}} \cdot D^2 \quad (9a)$$

Równanie to mówi, że w turbinach o równej sprawności wewnętrznej średnia pojemność jest proporcjonalna do kwadratu średnicy i do \sqrt{H} , a odwrotnie do \sqrt{z} .

Przy stałej wartości X i tej samej ilości stopni

$$V_s = \text{const.} \sqrt{H} \cdot D^2,$$

zaś przy tym samym jeszcze spadku adyabatycznym

$$V_s = \text{const.} D^2.$$

Równanie ilości pary.

Ilość pary w kg/sek przepływającej przez turbinę

$$G = V \cdot \gamma, \quad (10)$$

jeśli przez γ kg/m^3 oznaczymy ciężar właściwy pary w miejscu, odpowiadającym pojemności V .

Ponieważ ta sama ilość pary przepływa przez wszystkie przekroje, a V w danej turbinie zmienia się jak λ , zatem (w turbinie składającej się ze stopni średnich) λ zmienia się odwrotnie proporcjonalnie do γ . Średniej wartości λ_s , zatem średniej pojemności V_s , odpowiada średni ciężar właściwy γ_s , zaś $G = V_s \cdot \gamma_s$.

Dla turbin pewnego typu, przy stałej wartości X , otrzymamy:

$$G = \text{const.} \gamma_s \sqrt{\frac{H}{z}} D^2 \quad (10a)$$

Przy stałej wartości X i tej samej liczbie stopni

$$G = \text{const.} \gamma_s \sqrt{H} \cdot D^2,$$

zaś przy tym samym jeszcze spadku adyabatycznym, jeśli można przyjąć $\gamma_s = \text{const.}$,

$$G = \text{const.} D^2.$$

Równanie mocy.

Oznaczając przez sprawność mechaniczną $\eta_m = N : N$ stosunek rzeczywistej mocy turbiny do mocy wewnętrznej, otrzymamy moc wewnętrzną $N = \eta_m N_i = \eta_m G H : A$ $kgm/sek = \eta_m \cdot G \cdot H_i \cdot 427 : 102$ $kW = 418 \eta_m G \cdot H_i$ kW .

Podstawiając $G = V_s \cdot \gamma_s$; $H_i = \eta_i \cdot H$ oraz wprowadzając sprawność rzeczywistą $\eta = \eta_i \cdot \eta_m$, otrzymamy:

$$N = 4,18 \eta \gamma_s V_s H \quad (11)$$

Dla danej turbiny, przy zmiennym (w niewielkich granicach) H , można przyjąć, że moc osiągalna N zmienia się proporcjonalnie do iloczynu $\gamma_s H$, gdyż V_s zmienia się proporcjonalnie do \sqrt{H} , a sprawność η_i — jeżeli pozostajemy w pobliżu najlepszej wartości X — odwrotnie do \sqrt{H} (t. j. wprost do X).

Dla turbin pewnego typu, przy stałej wartości X , jeśli założymy, że $\eta_m = \text{const.}$, czyli η zmienia się jak η_i , otrzymamy

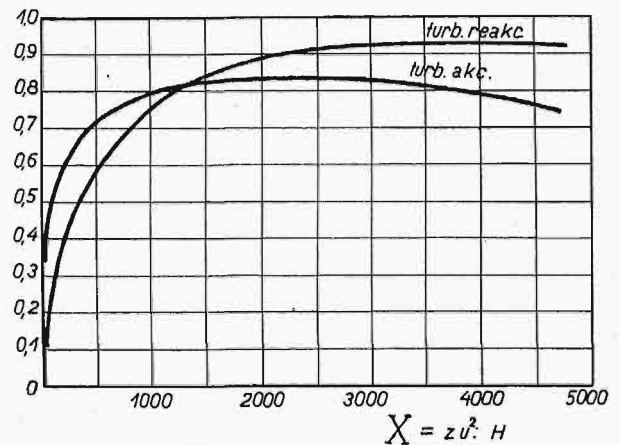
$$N = \text{const.} \gamma_s H \sqrt{\frac{H}{z}} D^2 \quad (11a)$$

Przy stałej wartości X i tej samej ilości stopni

$$N = \text{const.} \gamma_s H \sqrt{H} D^2,$$

zaś przy tym samym jeszcze spadku adyabatycznym, jeśli można przyjąć $\gamma_s = \text{const.}$,

$$N = \text{const.} D^2.$$



Rys. 7. Sprawność łopatkowa turbiny w zależności od liczby Parsons'a.

Związek pomiędzy mocą a liczbą obrotów.

Wyrażając w równaniu mocy średnicę przez liczbę obrotów zapomocą równania (8), podstawiając $4,18,60^2 \cdot \pi \approx 4800$ i oznaczając ogólny współczynnik nowego równania przez

$$K = 4800 \eta \gamma_s \lambda_s \tau \sin \alpha_1 \frac{\sqrt{X}}{k} X,$$

otrzymamy:

$$N n^2 = K \frac{H^2 \sqrt{H}}{z \sqrt{z}} \quad (12)$$

Równanie to możemy uogólnić, podobnie jak poprzednie. A więc dla turbin pewnego typu, przy stałej wartości X , jeśli założymy, że $n_m = \text{const.}$, czyli η zmienia się jak η_i , otrzymamy:

$$N n^2 = \text{const.} \gamma_s \frac{H^2 \sqrt{H}}{z \sqrt{z}} \quad (12a)$$

Przy stałej wartości X i tej samej liczbie stopni

$$N n^2 = \text{const.} \gamma_s H^2 \sqrt{H},$$

zaś przy tym samym jeszcze spadku adyabatycznym, jeśli można przyjąć $\gamma_s = \text{const.}$,

$$N n^2 = \text{const.}$$

Równanie (12), jak też i (11), ważne jest także dla mocy elektrycznej turbopędnic, jeśli przez η oznaczymy sprawność ogólną $= \eta \cdot \eta_m \cdot \eta_{el}$, zaś dla turbin pewnego typu przy stałej wartości X równanie (12a), jak też i (11a), też będzie ważne

dla mocy elektrycznej, jeśli $\eta_{el} = \text{const.}$, czyli sprawność ogólna zmienia się jak η .

Wyznaczenie ilości stopni.

Równania (8) i (12) dadzą możliwość przy projektowaniu turbiny parowej obliczyć — zapomocą danych N, n, H — ilość stopni oraz średnią średnicę turbiny zastępczej (albo jej części zawierającej stopnie jednego typu). Z równania (12) wynika

$$z \sqrt{z} = K \frac{H^2 \sqrt{H}}{N n^2} \dots \dots \dots (13)$$

Dla danych N, n, H wybór współczynnika K określi z tego równania ilość stopni z , która z równania (8) wyznaczy średnią średnicę D .

Spółczynnik K zależy od szeregu wielkości, z których $\lambda, \tau, \vartheta, \sin \alpha_1$ stanowią cechy konstrukcyjne, przywiązane do typu turbiny, k, X określają sprawność η , którą chcemy nadać turbinie, wreszcie γ_s zależy od stanu pary, od wielkości spadku adyabatycznego i od żądanej sprawności.

Dla pewnego typu turbiny współczynnik K jest w przybliżeniu proporcjonalny do X , gdyż stosunek $\sqrt{X} : k$ niewiele się zmienia w pobliżu najlepszej wartości X . Dla różnych typów K zmienia się w przybliżeniu jak X/\sqrt{X} , gdyż inne współczynniki oraz stosunek $\sin \alpha_1 : k$ mają wartości bliższe (np. w turbinach akcyjnych częsty stosunek $\sin \alpha_1 : k = \sin 17^\circ : 0,4 = 0,73$; w reakcyjnych $\sin 30^\circ : 0,7 = 0,715$).

Równanie (13) mówi, że dla danych N, n, H należy zastosować tem większą ilość stopni, im większy współczynnik K , tem mniejszą, im mniejszy, a więc np. ilość stopni rośnie ze wzrostem żądanej sprawności, ze wzrostem średniego ciężaru właściwego γ_s , czyli przy zastosowaniu wyższych ciśnień, dalej ze wzrostem długości łopatek (w stosunku do średnicy), przy stosowaniu większych kątów α_1 i mniejszych wartości K .

Turbina parowa o największej mocy.

Dla zbadania możliwości powiększenia mocy odnosimy we wzorze zasadniczym $N = 4,18 \eta \gamma V H$ ciężar właściwy γ i pojemność V do przekroju wylotowego z ostatniego stopnia. W tem miejscu ciężar właściwy γ_0 będzie określony przez wielkość przeciwcisnienia (czyli próżni przy wylocie do skraplacza), zaś pojemność $V_0 = D^2 \lambda_0 \pi \tau \vartheta c_2 \sin \alpha_2$. Tu możemy przyjąć $\sin \alpha_2 = 1$, t. j. wylot osiowy. W tym wypadku zarówno w stopniu akcyjnym, jak reakcyjnym, $c_2 \approx c_1 \sin \alpha_1$. Wprowadzając $c_1 = u : k$ oraz $D = 60 u : \pi n$, otrzymamy:

$$N n^2 = 4800 \eta \gamma_0 \lambda_0 \tau \vartheta \frac{\sin \alpha_1}{k} u^3 H \dots \dots (14)$$

Jest to równanie identyczne z (12) i można je wprost z niego otrzymać przez podstawienie $X = z u^2 : H$ oraz $\gamma_s \lambda_s = \gamma_0 \lambda_0$.

Jako największą wartość stosunku długości łopatki do średnicy, możemy przyjąć $\lambda_0 = 0,3$. Stosunek $\sin \alpha_1 : k$ w ostatnim stopniu posiada w turbinach o dużej mocy wartości większe niż normalne, co jednak ma wpływ ujemny na sprawność. Jako wartość graniczną, przyjmujemy $\sin \alpha_1 : k = 1,75$ (w stopniu akcyjnym $\sin 25^\circ : 0,25 \approx 1,7$, w reakcyjnym $\sin 45^\circ : 0,4 \approx 1,8$). Podstawiając jeszcze $\tau = 1$; $\vartheta = 0,95$, otrzymamy równanie:

$$N_{max} \cdot n^2 = 2400 \eta \gamma_0 u^3 H \dots \dots (15)$$

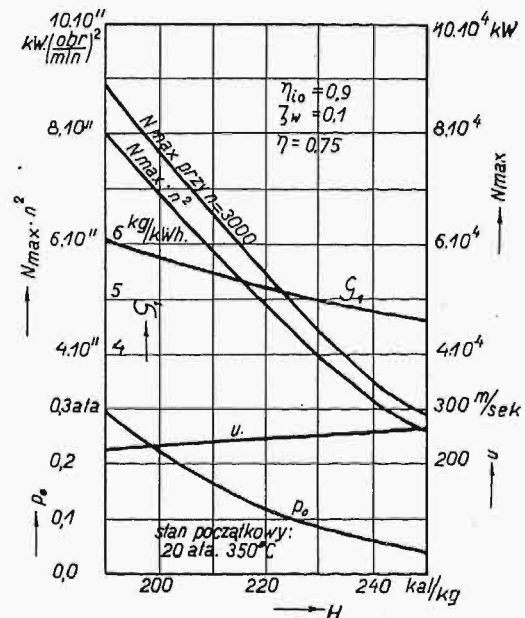
Przy badaniu tego równania musimy uwzględnić zmianę sprawności η pod wpływem straty wylotowej, która tu osiąga znaczne wartości, ze względu na szybkości pary, w ostatnim stopniu większe od normalnych. Jeśli $c_2 = c_1 \sin \alpha_1$, możemy współczynnik straty wylotowej wyrazić w zależności od szybkości obwodowej: $\zeta_w = A c_2^2 2gH = A c_1^2 \sin^2 \alpha_1 2gH = A u^2 \sin^2 \alpha_1 2gH k^2$. Podstawiając $A : 2g = 1 : 8380$ oraz graniczną wartość stosunku $\sin \alpha_1 : k = 1,75$, otrzymamy:

$$\zeta_w = \frac{u^2}{2730 \cdot H}$$

Chcąc w turbinach o coraz większej mocy zachować stałą sprawność, musimy obok warunku $X = z u^2 : H = \text{const.}$ otrzymać także $\zeta_w = \text{const.}$ Przyjmując $\zeta_w = 0,1$; $\eta = 0,75$, otrzymamy przybliżone równanie

$$N_{max} \cdot n^2 \approx 8 \cdot 10^6 \gamma_0 H^2 \sqrt{H} \dots \dots (16)$$

Przy stałym spadku adyabatycznym i stałej liczbie obrotów, zmienia się N_{max} proporcjonalnie



Rys. 8. Krzywe największej mocy.

do γ_0 , a w przybliżeniu w małym zakresie zmienności — do przeciwcisnienia p_0 . Ze zmniejszaniem się spadku adyabatycznego przy niezmiennym stanie pary wlotowej, ze względu na znaczny wzrost γ_0 rośnie także N_{max} bardzo szybko. Oczywiście wraz z tem rośnie i rozchód pary na jednostkę pracy $G_1 = 3600 G : N = 3600 G : 4,18 \eta G H = 860 : \eta H$, które stanowi granicę powiększania mocy w jednej turbinie.

Rys. 8 zawiera krzywe powyższych zależności, otrzymane z pomocą wykresu entropijnego $i - s$.

Powyższe równania (14 ÷ 16), dotyczące turbin o wylocie pojedynczym, nie mają znaczenia praktycznego, gdyż moc znacznie większą i z lepszą sprawnością można osiągnąć przy wylocie podwójnym (bliźniaczym). Uwzględniając podwójny przekrój wylotowy oraz podstawiając $\sin \alpha_1 : k = 1,25$; $\zeta_w = 0,05$; $\eta = 0,8$, otrzymamy równanie (14a) ze współczynnikiem 9600, a dalej (15a) ze współczynnikiem ok. 3400, wreszcie (16a) ze współczynnikiem ok. $12 \cdot 10^6$.

Dla porównania z wynikami, otrzymanymi z równania (16), podajemy liczby, dotyczące dwu-

kadłubowej turbiny firmy B. B. C. o mocy 160 000 kW, przytem kadłub wysokoprężny posiada moc 75 000 kW przy 1 800 obr./min, niskoprężny 85 000 kW przy 1 200 obr./min. Całkowity iloczyn $Nn^2 = 7,5 \cdot 1,8^2 \cdot 10^9 + 85 \cdot 1,2^2 \cdot 10^9 \approx 365 \cdot 10^9$.

Równania turbin podobnych.

Mówiąc o podobieństwie, mamy na myśli w ścisłym znaczeniu tego słowa podobieństwo mechaniczne. O dwóch układach ruchomych mówi Mechanika^{*)}, że są podobne kinematycznie, jeśli stosunek s_l odpowiednich długości jest stały (t. j. jeśli są podobne geometrycznie) oraz odpowiednie szybkości linijowe są jednakowo skierowane i stosunek ich s_p jest stały; — że są podobne dynamicznie, jeśli oprócz tego stosunek s_m odpowiednich mas jest stały i odpowiednie siły są jednakowo skierowane i stosunek ich s_k jest stały. W zastosowaniu do dwóch układów z jednakowych materiałów w ruchu obrotowym jednostajnym, stosunek długości równy jest stosunkowi średnic $s_l = s_D$, stosunek mas $s_m = s_D^3$, stosunek sił $s_k = s_m \cdot s_p^2$: $s_D = s_D^2 \cdot s_p^2$, stosunek liczby obrotów $s_n = s_p$: s_D , albo $s_n \cdot s_D = s_p$, wreszcie stosunek mocy $s_N = s_k s_p = s_D^2 \cdot s_p^3$.

W zastosowaniu do turbin parowych powiemy, że są podobne w ścisłym znaczeniu tego słowa, jeśli posiadają jednakową ilość jednakowo zbudowanych stopni, jeśli trójkąty szybkości odpowiednich stopni są podobne i stosunek odpowiednich szybkości jest stały (równy stosunkowi pierwiastków kwadratowych z H). Z powyższego wynika, że turbiny podobne posiadają jednakowe liczby X , jednakowe sprawności wewnętrzne, a przy założeniu jednakowych strat mechanicznych (i elektrycznych) także jednakowe sprawności rzeczywiste (i ogólne), dalej, że: $n D = \text{const.} \cdot u = \text{const.} \cdot \sqrt{H}$, moc $N = \text{const.} \cdot \gamma_s (\sqrt{H})^3 (D)^2 = \text{const.} \cdot \gamma_s H \sqrt{H} D^2$, zaś $Nn^2 = \text{const.} \cdot \gamma_s H^2 \sqrt{H}$.

Równania powyższe otrzymaliśmy już poprzednio, jako wypadki szczególne równań (8a) — (12a).

W praktyce, odnosząc ścisłe pojęcie podobieństwa do stopni średnich, nazywamy podobnymi turbiny jednego typu nawet o różnych liczbach stopni, jeśli posiadają jednakowe liczby X i podobne stopnie średnie, zatem turbiny pewnej „serji” o jednakowej sprawności. Równaniami turbin podobnych będą zatem równania (8a) — (12a), a współczynniki tych równań wielkościami charakterystycznymi pewnej „serji”.

Spółczynnik równania (8a), który oznaczymy przez

$$K_n = \frac{60}{\pi} \sqrt{X},$$

możemy nazwać współczynnikiem liczby obrotów; współczynnik równania (9a)

$$K_V = \lambda_s \pi \tau \vartheta \sin \alpha_1 \sqrt{\frac{X}{k}}$$

— współczynnikiem pojemności; w równaniu (11a)

$$K_N = 4,18 \gamma_s K_V$$

— współczynnikiem mocy; wreszcie w równaniu (12a), wiążącym moc z liczbą obrotów, możemy nazwać

$$K = K_n^2 K_N = 4800 \gamma_s \lambda_s \tau \vartheta \sin \alpha_1 \frac{\sqrt{X}}{k} X$$

— współczynnikiem ogólnym.

Tylko współczynnik K ma dla pewnej serji wartości stałą; przy ustalonym K zmienia się K_V głównie w zależności od λ_s , zaś przy ustalonych K_n i K_V zmienia się K_N w zależności od γ_s .

Porównanie z turbinami wodnymi.

Charakterystyczny układ równań i współczynników, rozważany wyżej, znany jest w teorii turbin wodnych i znajduje zastosowanie przy seryjnym wytwarzaniu wirników Francisa. Wysokość spadku wody H , wytwarzana moc N , potrzebna ilość wody Q , liczba obrotów n oraz główna (wejściowa) średnica wirnika D związane są dla wirników jednej serji (podobnych o jednakowej sprawności) trzema zasadniczymi równaniami^{*)}

$$nD = C_n \sqrt{H}; Q = C_Q \sqrt{H} \cdot D^2; N = C_N \cdot H \sqrt{H} \cdot D^2$$

$$\text{albo } n_1 D = C_n; Q_1 = C_Q \cdot D^2; N_1 = C_N D^2,$$

gdzie $n_1 = n \cdot \sqrt{H}$; $Q_1 = Q \cdot \sqrt{H}$; $N_1 = N \cdot H \sqrt{H}$ nazywamy odpowiednio zredukowaną liczbą obrotów, zredukowaną pojemnością, zredukowaną mocą ($n_1 = n$, $Q_1 = Q$, $N_1 = N$, gdy $H = 1$ m); współczynniki C_n , C_Q , C_N nazywamy odpowiednio współczynnikiem liczby obrotów, pojemności, mocy ($C_n = n_1$, $C_Q = Q_1$, $C_N = N_1$, gdy $D = 1$ m.); współczynniki te stanowią charakterystyki serji. Tożsamość średnicy, wyznaczonej przez powyższe równania, wymaga, aby $n_1 \sqrt{N_1} = C_n \cdot \sqrt{C_N} = C$. Współczynnik C , oznaczany także przez n_s i nazywany właściwą liczbą obrotów, jest ogólną charakterystyką serji ($n_s = n_1$, gdy $N_1 = 1$ KM).

Trzy wielkości dane H , n , N wyznaczają współczynnik n_s , który określa typ wirnika, a następnie średnicę D oraz ilość wody Q , t. j. 3 wielkości dane wyznaczają 3 niewiadome.

W turbinach parowych przy tej samej ilości równań mamy jeszcze, jako niewiadomą, ilość stopni.

Dla wirnika Francisa, t. j. dla „jednostopniowej” turbiny wodnej, $n_s^2 = n^2 N : H^2 \sqrt{H}$ albo

$$n_s^2 \frac{H^2 \sqrt{H}}{n^2 N} = 1,$$

zaś dla wielostopniowej turbiny parowej, według równania (13):

$$K \frac{H^2 \sqrt{H}}{n^2 N} = z \sqrt{z},$$

czyli współczynnik n_s^2 ma podobny charakter jak $K : z \sqrt{z}$.

Trzy wielkości dane H , n , N określają dla turbiny parowej stosunek $K : z \sqrt{z}$, który dla różnych wartości K , zależnie od typu turbiny, wyznacza różne ilości stopni.

Również C_n jest analogiczne do $K_n : \sqrt{z}$, C_Q do $K_V : \sqrt{z}$, C_N do $K_N : \sqrt{z}$.

Sprawność turbin podobnych.

Przyjęliśmy poprzednio, w celu otrzymania prostych związków ogólnych, że turbiny podobne posiadają jednakowe sprawności rzeczywiste η ,

*) Według wykładu ś. p. prof. Z. Straszewicza.

*) Według wykładu prof. S. Zwierzchowskiego.

t. j., że w turbinach jednego typu tożsamość liczby $X = zu^2 : H$ powoduje tożsamość sprawności rzeczywistej, niezależnie od poszczególnych zmian ilości stopni, szybkości obwodowej i spadku adyabatycznego. Wynikało to z założenia, że współczynniki wszystkich oddzielnych strat mocy, t. j. stosunki tych strat do mocy teoretycznej (adyabatycznej), są w turbinach podobnych jednakowe. Były to przede wszystkim straty łopatkowe, których miarą jest sprawność łopatkowa η_{l1} , t. j. sprawność wewnętrzna jednego stopnia, powstała wskutek oporów przepływu w łopatkach, nie szczelności międzystopniowych oraz tarcia (i wentylacji) wirników w parze; dalej strata wylotowa, określona współczynnikiem ζ_w , wreszcie straty mechaniczne, których miarą jest współczynnik η_m . Założyliśmy przytem, że współczynnik odzyskania ciepła μ jest także stały. Obok strat wymienionych pominęliśmy stratę przez promieniowanie. Ta strata ma inny charakter niż pozostałe. Można przyjąć, że zmniejsza ona w sposób ciągły rozporządzalny spadek adyabatyczny, zatem jest skutkiem działania odwrotnego, niż zjawisko odzyskiwania spadku adyabatycznego, uwidocznione w współczynniku μ . Możemy tę stratę uwzględnić przez odpowiednio zmniejszenie współczynnika μ . Wrost współczynnika μ ze wzrostem ilości stopni równoważy się w pewnej mierze jednoczesnym wzrostem straty przez promieniowanie.

Straty łopatkowe, których miarą jest współczynnik η_{l1} , wykazują w turbinach jednego typu o stałej wartości X pewną zmienność zależnie od ilości stopni, od długości łopatek i od wielkości turbiny.

Przedewszystkiem straty wskutek oporów przepływu w kanałach łopatkowych zależą od szybkości pary i są mniejsze przy szybkościach małych, niż przy większych, t. j. rosną ze wzrostem stosunku $H : z$, albo maleją ze wzrostem ilości stopni przy tym samym spadku adyabatycznym. Następnie zależą w znacznej mierze od bezwzględnej wysokości

łopatki l , maleją z jej wzrostem, rosną ze spadkiem. Przyczyną większych strat w niższych łopatkach jest przede wszystkim większy stosunek „zwilżonego” obwodu do przekroju, znany z hydrauliki, ale oprócz tego straty dodatkowe, jak wzajemne oddziaływanie z powodu swej bliskości zwolnionych strumieni pary, płynących wzdłuż ścianek. Skutkiem tego sprawność łopatkową w turbinach podobnych o tej samej średnicy, ale zbudowanych dla różnych objętości pary, wyrazić można wzorem *)

$$\eta_{l1} = \eta_{l1, t=\infty} (1 - \text{const.} : l),$$

potwierdzonym doświadczalnie dla turbin akcyjnych, a słusznym w przybliżeniu dla reakcyjnych.

Zależność powyższa sprowadza się do zależności od mocy, gdyż ze wzrostem mocy rośnie także przy tej samej średnicy wysokość łopatek.

Dalej straty z powodu nie szczelności międzystopniowych maleją ze wzrostem mocy i ze wzrostem ilości stopni; ze wzrostem mocy, a zatem wymiarów, maleje stosunkowy przekrój szczeliny, powodującej straty, a ze wzrostem ilości stopni maleje szybkość pary w tych szczelinach.

Straty tarcia (i wentylacji) wirników w parze wykazują zależność podobną.

Współczynnik straty wylotowej $\zeta_w = Ac^2 : 2gH$ maleje wyraźnie ze wzrostem ilości stopni, gdyż możemy w przybliżeniu przyjąć $c^2 = \text{const.} H : z$.

Wreszcie straty mechaniczne maleją ze wzrostem mocy turbiny.

Streszczając uwagi powyższe, możemy powiedzieć, że sprawność turbin podobnych, t. j. jednego typu, o stałej wartości X , praktycznie stała w małym zakresie zmienności ilości stopni i mocy, rośnie przy stałej mocy ze wzrostem ilości stopni, a przy stałej ilości stopni — ze wzrostem mocy. Oczywiście, równania liczby obrotów i pojemności nie ulegają zmianie, a równania mocy pozostają słuszne po wprowadzeniu odpowiedniej poprawki sprawności.

Wytrzymałość łańcuchów spawanych ręcznie i próba ich ulepszania drogą obróbki termicznej*).

Napisał Inż. K. Kornfeld.

Badania własne.

Łańcuchy wykonano z materiału, z którego wzięta do analizy przeciętna próba dała następujący skład chemiczny:

0,125% C, 0,51% Mn, 0,05% P, 0,04% S, 0,12% Cu.

Próbki na rozzerwanie wykonano ze znormalizowanych po rozginaniu na gorąco ogniów ϕ 16 mm. Średnica próbek rozrywanych wynosiła 10 mm, długość pomiarowa 100 mm. Wyniki prób były następujące:

| Granica płynności | Wytrzymałość | Wydłużenie | Przewężenie |
|----------------------------|-------------------------|------------|-------------|
| 1) 30,4 kg/mm ² | 42,6 kg/mm ² | 27,1% | 72,7% |
| 2) 31,5 " | 41,2 " | 31 " | 73,4 " |
| 3) 32,0 " | 41,3 " | 29,2 " | 71,9 " |
| 4) 30,3 " | 41,3 " | 28 " | 72,6 " |
| śr. 31 " | 41,5 " | 28,8 " | 72,5 " |

*) Ciąg dalszy do str. 680 w zesz. 29—30.

Łańcuchy do badań użyte posiadały wymiary następujące:

| | średnica łańcucha | dług. wewn. ogniwa | szer. zewn. ogniwa |
|------------|-------------------|--------------------|--------------------|
| 1) | 16 mm | 48 mm | 56 mm |
| 2) | 10 " | 30 " | 35 " |
| 3) | 8 " | 24 " | 25 " |
| 4) | 6 " | 20 " | 21 " |
| oznaczenia | d | $a = 3d$ | $b = 1,5d + 2d$ |

Odchylenia dokładności średnicy wynosiły w łańcuchach 16-milimetrowych $0,3 \div 0,05$ mm in minus, w 10-milimetrowych $0,2 \div 0,25$ mm, w 8-milimetrowych do $0,25$ mm, w 6-milimetrowych do $0,015$ mm. We wszelkich jednak obliczeniach użyto nominalnej średnicy łańcucha. Powodem tego jest to, że w miejscu spawania, gdzie z reguły następuje

*) Według Kraffa.

zerwanie, średnicy łańcucha nie da się dokładnie zmierzyć. Jest ona nie ze wszystkich stron dostępna i kształt przekroju jest w tem miejscu dość nieforemny, tak że kilkakrotne mierzenie daje różnice od $+0,7$ do $-0,7$ mm. Średnia wielkość, wynikająca z pomiarów, zależy od ich ilości i od wielkości kąta między średnicami mierzonymi. Nie chcąc dopuścić znacznych błędów w obliczeniach wytrzymałości, wolałem założyć, że średnica łańcuchów odpowiada idealnej. W praktyce przemysłowej sprawdza się również także tylko dokładność wykonania drutu łańcucha, a gdy się to stwierdzi — uważa się łańcuch za posiadający wymiary idealne i stosuje się jako taki. Często sprawdza się tolerancję nie przez pomiar, lecz wprost drogą ważenia. Ponieważ rażących odstępstw nie zauważyłem, używałem do obliczenia wszelkich wymiarów, zależnych od średnicy, idealnej jej wartości. Odnosi się to zatem także i do długości próbki. Długość próbki obliczano ze wzoru:

$$L = n \cdot a + 2d,$$

gdzie L oznacza długość próbki; n — ilość ogniwa tworząca; a — długość wewnętrzną ogniwa; d —



Rys. 17. Typowe pęknięcia ogniw.

średnicę ogniwa. W pięciu wypadkach dał pomiar długości różnice $3 \div 9$ mm in plus, na 170 wynikających z obliczenia. Przykładanie jednak metra lub sznurka do naprężonego łańcucha może powodować nawet i większy błąd pomiaru. Wydłużenie przy rozrywaniu określano, jako stosunek przyrostu długości, zanotowanego przez przyrząd samopiszący maszyny do rozrywania, do długości próbki, obliczanej według ilości ogniw. Wyniki porównawcze zestawiono dla próbek z 5-ciu ogniw. Ustalenie ilości ogniw dla próbki, służącej do porównania z inną, zapewnia proporcjonalność średnicy do długości próbki i pozwala spodziewać się mniej więcej jednolitej skali wartości wydłużenia procentowego. Próby, prowadzone na różnej długości próbkach, wykazały pewną skłonność do zmniejszania się wydłużenia procentowego w miarę wzrostu długości próbki. Z drugiej strony, wyższe wydłużenie odpowiadało prawie z reguły większej wytrzymałości łańcucha. Wytrzymałość podaną w tabelach obliczano według odpowiadającego formuły (1) wzoru:

$$R = \frac{4 P_r}{2d^2 \cdot 3,14}$$

gdzie R oznacza wytrzymałość w kg/mm^2 ; P_r — obciążenie rozrywające w kg ; d — średnicę ogniwa w mm . Dla porównania wstawiono w tabelę obciążenia dopuszczalne w kg , jakie dla badanych łańcuchów przewidują formuły Bacha (2) do (4), Goodenough i Moore (II), (III), oraz Feimera. Ta ostatnia wyraża się dla badanych łańcuchów następująco:

$$M_{A1} = P \frac{b'}{2 \left(\frac{b'}{r'} + 0,57 \right)} \dots \dots \dots (e)$$

$$b' = \frac{a + d}{2} = \frac{4d}{2}; r' = \frac{(b+d)}{2} = \frac{2,5d}{2}; \frac{b'}{r'} = 0,625$$

$$M_{A1} = P \frac{2}{4,34} d = 0,46 Pd;$$

$$M'_{A1} = P \frac{b'}{2 \left(\frac{2b'}{b} + 0,57 \right)} \cdot d = 0,62 Pd; \dots \dots (j)$$

$$q = \frac{M_{A1}}{M'_{A1}} = 0,46 \frac{Pd}{0,62 Pd} = 0,742; \dots \dots (k)$$

$$P = 1000 d^2 q = 742 d^2; \dots \dots \dots (5)$$

$$P = 800 d^2 q = 594 d^2; \dots \dots \dots (6)$$

We wzorach powyższych oznacza M_{A1} moment gnący względem punktu zawieszenia obciążenia; M'_{A1} — jego średnią odciętą (vide str. 652); b' — połowę dużej osi owalu, powstałego jako miejsce geometryczne środków przekroju ogniwa; r' — połowę małej osi tegoż owalu; a — dużą średnicę wewnętrzną ogniwa; b — małą średnicę wewnętrzną ogniwa; P — obciążenie dopuszczalne; d — średnicę drutu ogniwa; q — spółczynnik pomniejszający, według formuły Feimera.

Obok obciążeń dopuszczalnych zestawiono w tabeli wynikający z każdej formuły stopień bezpieczeństwa. Stopień bezpieczeństwa pojęto jako ustalony doświadczalnie stosunek obciążeń rozrywających do obliczonych z wymienionych formuł obciążeń dopuszczalnych. Tu właśnie okazuje się dogodność założenia, że łańcuchy mają średnicę równą nominalnej. Tolerancja średnicy mieści się bowiem w ten sposób w stopniu bezpieczeństwa, dając techniczną ocenę każdej formuły.

Wszystkie badane łańcuchy spawane ręcznie pękały na szwie, umieszczonym na główce ogniwa. Sposób pęknięcia był charakterystyczny i posłużył w dalszym ciągu do orientowania się w powodach pęknięcia łańcuchów. Zaobserwowano trzy typy kształtu pęknięć i dwie przejściowe między niemi odmiany. Typowe te pęknięcia, które pozwolę sobie dla uproszczenia nazywać złomem ogniwa, przedstawia fotografia na rys. 17. Ogniwo A pękło na całej długości szwu i stanowi jeden z typów. Drugi sposób pęknięcia wskazuje ogniwo D. Złom jego następuje prostopadle do osi pręta zgiętego ogniwa, przyczem część materiału została jakgdyby wydarta z głębi, tworząc na jednej części występ wąski ostry, któremu na drugiej części odpowiada szczelina o powierzchni poszarpanej i poprzecinanej widocznymi pod lupą drobnymi szczelinami. Pokrewną typowi A jest odmiana B, gdzie nastąpiło częściowe rozklejenie się szwu, nierozklejona zaś część ogniwa pękła ostro. Przejściem od typów A i B do typu D jest ogniwo C, gdzie obok wydarcia części materiału ze szwu występuje na nie-

znaczej przestrzeni rozklejenie. Ogniwo F nie stanowi powtarzającego się często typu, do którego można każdy rozerwany łańcuch zaliczyć, lecz jeden tylko wypadek. Widoczna na fotografii ciemna plama p jest to rdza, ukryta wewnątrz materiału. Ogniwo to wykazało najniższą dla ogniów $\varnothing 10$ mm wytrzymałość. Błąd pochodzi prawdopodobnie stąd, że nie odcięto zardzewiałego końca pręta, leżącego dłużej na składzie, lecz użyto go do wyrobu ogniwa. Obok notowanych we wszystkich przytoczonych źródłach wielkości wytrzymałości łańcuchów, obserwowano w czasie obciążania przed rozerwaniem, jakie najmniejsze siły powodują trwałe odkształcenia łańcucha. Obciążenia, zaczynające wywoływać odkształcenia trwałe, wypadły, ogólnie biorąc, bardzo niewielkie. Jest to rzeczą bardzo ważną, by łańcuch, zwłaszcza kalibrowany, miał w czasie pracy stałe wymiary. Pojawienie się odkształceń trwałych każe również

obawiać się wszelkich ujemnych skutków umocnienia. Wielkość naprężeń, przy których występują już odkształcenia trwałe, uwidoczniono w tabeli wyników pomiarów wytrzymałościowych, obliczono je zaś według odpowiadającego formule (1) wzoru:

$$s_0 = \frac{4P_0}{2d^2 3,14}$$

gdzie s_0 oznacza wielkości tych naprężeń; P_0 — wywołujące je obciążenia; d — średnicę nominalną łańcucha. Obciążenie, wywołujące odkształcenia trwałe, stanowić powinno granicę dopuszczalnych obciążeń. Przemawia za tem obawa umocnienia i konieczność zatrzymania stałości kształtu. W tabeli uwzględniono stosunek wytrzymałości ogniwa do wywołujących ich trwałe odkształcenie naprężeń. Stosunek ten stanowi doświadczalny współczynnik bezpieczeństwa łańcuchów.

| L. p. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | śr. |
|-------------------------------|-------|------|------|------|------|------|------|------|-------|------|------|------|-------|------|------|------|------|-------|
| d | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 8 | 8 | 8 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | — |
| n | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 7 | 7 | 7 | 7 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | — |
| L | 170 | 170 | 170 | 170 | 170 | 230 | 230 | 230 | 230 | 136 | 136 | 136 | 272 | 272 | 272 | 272 | 272 | — |
| W | 48 | — | — | 51 | 41 | — | 38 | 42 | 44 | 31 | 16 | 26 | 35 | 42 | 41,5 | 28 | 23 | — |
| A | 28,3 | — | — | 30 | 24,1 | — | 12,2 | 18,3 | 22,8 | 22,8 | 11,8 | 19,2 | 12,6 | 15,4 | 15,3 | 10,3 | 8,48 | — |
| A' | 27,4 | | | | 19,1 | | | | 14,6 | | | | 12,4 | | | | 18,2 | |
| F | 97,5 | — | — | 1037 | 83,5 | — | — | — | — | 79 | 40,8 | 66,5 | 43,6 | 53,4 | 53,9 | 35,6 | 29,2 | 62 |
| P_r | 3700 | 4200 | 4400 | 4560 | 4500 | 3500 | 3800 | 4400 | 4300 | 2720 | 2420 | 2710 | 9650 | 9675 | 9175 | 8325 | 7900 | + |
| P_2 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 320 | 320 | 320 | 1280 | 1280 | 1280 | 1280 | 1280 | — |
| P_3 | 800 | 800 | 800 | 800 | 800 | 800 | 800 | 800 | 800 | 511 | 510 | 510 | 2050 | 2050 | 2050 | 2050 | 2050 | — |
| P_4 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 640 | 640 | 640 | 2560 | 2560 | 2560 | 2560 | 2560 | — |
| P_{II} | 435 | 435 | 435 | 435 | 435 | 435 | 435 | 435 | 435 | 278 | 278 | 278 | 1103 | 1103 | 1103 | 1103 | 1103 | — |
| P_{III} | 580 | 580 | 580 | 580 | 580 | 580 | 580 | 580 | 580 | 370 | 370 | 370 | 1485 | 1485 | 1485 | 1485 | 1485 | — |
| P_5 | 594 | 594 | 594 | 594 | 594 | 594 | 594 | 594 | 594 | 380 | 380 | 380 | 1542 | 1542 | 1542 | 1542 | 1542 | — |
| P_6 | 742 | 742 | 742 | 742 | 742 | 742 | 742 | 742 | 742 | 475 | 475 | 475 | 1900 | 1900 | 1900 | 1900 | 1900 | — |
| P_0 | — | — | 750 | 600 | 550 | 850 | 850 | 800 | 600 | 350 | 400 | 500 | 450 | 420 | 350 | 320 | 400 | — |
| p_2 | 7,4 | 8,4 | 8,8 | 9,1 | 9 | 7 | 7,6 | 8,8 | 8,6 | 8,5 | 7,5 | 8,5 | 7,07 | 7,55 | 7,16 | 6,56 | 6,16 | 7,8 |
| p_3 | 4,6 | 5,3 | 5,5 | 5,7 | 5,6 | 4,4 | 4,7 | 5,5 | 5,4 | 5,3 | 4,7 | 5,3 | 4,42 | 4,72 | 4,47 | 4,1 | 3,84 | 4,9 |
| p_4 | 3,7 | 4,2 | 4,4 | 4,6 | 4,5 | 3,5 | 3,8 | 4,4 | 4,3 | 4,3 | 3,8 | 4,2 | 3,53 | 3,75 | 3,58 | 3,28 | 3,08 | 3,9 |
| p_{II} | 8,5 | 9,4 | 10,1 | 10,5 | 10 | 8,1 | 8,7 | 10 | 9,9 | 9,8 | 8,6 | 9,8 | 8,1 | 8,6 | 8,24 | 7,53 | 7,08 | 9,0 |
| p_{III} | 6,4 | 7 | 7,6 | 7,8 | 7,6 | 6 | 6,6 | 7,6 | 7,4 | 7,3 | 7,5 | 7,3 | 6,07 | 6,45 | 6,16 | 5,65 | 5,3 | 6,8 |
| p_5 | 6,2 | 6,8 | 7,4 | 7,6 | 7,4 | 5,9 | 6,4 | 7,4 | 7,3 | 7,2 | 6,3 | 7,1 | 5,94 | 6,3 | 6,03 | 5,52 | 5,18 | 6,6 |
| p_6 | 5 | 5,5 | 5,9 | 6,1 | 5,9 | 4,7 | 5,1 | 5,9 | 6,8 | 5,7 | 5,1 | 5,7 | 4,76 | 5,06 | 4,84 | 4,43 | 4,15 | 5,3 |
| s_0 | — | — | 4,8 | 3,8 | 3,5 | 5,4 | 5,4 | 5,1 | 3,8 | 3,5 | 3,4 | 5 | 1,12 | 1,04 | 0,87 | 0,8 | 1,0 | 3,2 |
| s_0' | 4,03 | | | | 4,92 | | | | 3,98 | | | | 0,97 | | | | 2,5 | |
| R | 23,7 | 26,7 | 28 | 29 | 28,6 | 22,3 | 24,3 | 28 | 27,4 | 27 | 24 | 27 | 22,6 | 24,1 | 22,8 | 20,7 | 19,7 | 25 |
| R' | 27,2 | | | | 25,5 | | | | 26 | | | | 21,9 | | | | 25,2 | |
| p_0 | 5,9 | 6,6 | 5,9 | 7,6 | 8,2 | 4,1 | 4,5 | 5,5 | 7,2 | 7,8 | 7,2 | 5,5 | 20 | 24 | 26 | 26 | 20 | 6,14* |
| $\frac{R}{R_m}$ | 57 | 64 | 67 | 70 | 69 | 53 | 58 | 67 | 66 | 65 | 57 | 65 | 54 | 58 | 55 | 50 | 47,5 | 60% |
| $\left(\frac{R}{R_m}\right)'$ | 65,5% | | | | 61% | | | | 62,3% | | | | 53,5% | | | | 60% | |
| złom | D | B | A | A | B | E | D | B | C | A | C | B | C | A | B | D | D | ÷ |

Oznaczenia:

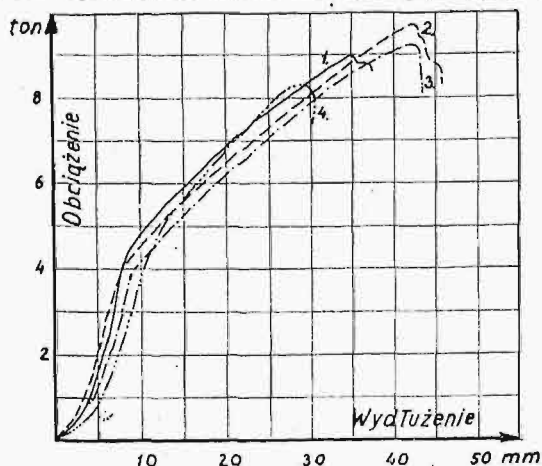
- d — średnica łańcucha, mm
- n — ilość ogniw
- L — długość próbki, mm
- W — wydłużenie względne, mm
- A — „ bezwzględne, %
- A' — „ „ średnie
- $F = \frac{A}{A_m} 100, \%$
- A_m — wydłużenie bezwzgl. tworzywa, %
- P_r — obciążenie rozrywające, kg
- P — „ dopuszczalne, wg. formuły, którą podaje indeks; w kilogramach,

- P_0 — obciążenie min. odkształcające trwałe, w kg
- p — stopień bezp., wynikający z formuły, którą podaje indeks
- $p_0 = \frac{R}{s_0}$
- s_0 — naprężenia przy pierwszych odkształceniach trwałych
- $s_0' = S_0$ średnie
- R — wytrzymałość łańcucha w kg/mm²
- R' — R średnie
- R_m — wytrzymałość tworzywa w kg/mm²
- $\left(\frac{R}{R_m}\right)' = \frac{R}{R_m}$ średnie.

*) bez uwzględnienia wyników 13—17.

W zestawieniu tem pominięto łańcuchy 6 mm ϕ , które omówię na innym miejscu.

Pomiary wykazały, że wytrzymałość łańcuchów waha się od 19,7 do 29 kg/mm^2 , średnio zaś wynosi 25 kg/mm^2 . Wartość średniej wytrzymałości, bliższa górnej granicy jej wahań i bliska wyników doświadczeń Goodenough'a i Moore'a, dowodzi, że wymagania norm nie są zbyt wygórowane.



Rys. 18. Wykresy wytrzymałościowe rozciągania łańcuchów.

Żadaną wytrzymałość 24 kg/mm^2 można, bez większych trudności, osiągnąć przy ręcznym spawaniu łańcucha. Wymaganie to zabezpiecza conajmniej czterokrotny stopień bezpieczeństwa, jeżeli ogniwa stosuje się na podstawie obliczenia, według najliberalniejszej formuły (4). Odnosi się to jednak tylko do warunków statycznych, jakie określa próba przez rozrywanie. Z tego powodu stosowanie formuły (4) nawet dla rzadko pełnym ciężarem roboczym obciążanych łańcuchów może być niebezpiecznym, w razie szarpnięcia maksymalnym dopuszczalnym ciężarem. Z drugiej strony wydaje się stosowanie 10-krotnej pewności, wynikającej z obliczenia formuły (II), nieco za ostrożnym, i martwy ciężar łańcucha, obliczonego na jej podstawie, może niepotrzebnie wpływać na pogorsze-

obciążenie rozrywające. Górna wartość stopnia pewności, pojętego jako stosunek wytrzymałości do naprężeń powodujących odkształcenia trwałe, byłaby bezwątpienia zbyt duża. Nie mieści się to w temacie tej pracy, by drogą teoretycznych rozważań z dziedziny mechaniki ciał sprężystych wyznaczyć drogi bezpiecznego stosowania łańcuchów. Dlatego pominię względy, nadające się do rozważań teoretycznych. Jest rzeczą znaną, że współczynnik sprężystości przy gięciu jest mniejszy, niż przy rozciąganiu. Różnica jednak między temi współczynnikami nie dochodzi z pewnością, jak w wypadku łańcuchów, do około 1000%. Powód tego tkwić musi gdzieś indziej. Gough i Murphy podali, że przeciążenie i uderzenia łańcucha mogą powodować kruchość, z powodu rozluźnienia szwu i tu się należy dopatrywać powodu niskiej wartości obciążenia, wywołującego odkształcenia trwałe.

Jeżeli porównamy ze sobą wyniki prób, zauważymy, że — z wyjątkiem jednego wypadku — wszystkie łańcuchy, wykazujące praktyczny stopień bezpieczeństwa p_0 większy od 10-ciu, nie odpowiadają wymaganiom wytrzymałości, gdyż wytrzymałość ich jest niższa od 24 kg/mm^2 . Jedyny z odpowiadających wymaganiom tym łańcuchów pękł wskutek całkowitego rozklejenia się szwu, dając złom, oznaczony jako typ A. Łańcuchy, dające praktyczne stopnie bezpieczeństwa wyższe, odpowiadały przeważnie wytrzymałości 24 kg/mm^2 . Duże wartości stopnia bezpieczeństwa, które są jednak mniejsze od 10-ciu, odpowiadają ogniwoom o szwie rozklejonym. Świadczy to o uzależnieniu wielkości obciążenia minimalnego, wywołującego naprężenie trwałe, od jakości spawania. Ważną jest rzeczą, jaką wartość mają pierwsze występujące odkształcenia trwałe. Za największą wartość dopuszczalną odkształceń trwałych przy obciążeniu roboczym możnaby, dla łańcuchów ręcznie spawanych, przyjąć wydłużenie $1 \div 1,5\%$. Zaznaczyć należy, że łańcuch, który przy obciążeniu roboczym wydłużył się o 2,5%, uznano w Urzędzie badania materiałów w Berlinie³⁶⁾ za niezdolny do pracy. Wielkości odkształceń podaje poniższa tabela:

| L. p. | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | U w a g a |
|-------------------|------|------|------|------|------|------|-----|------|------|-----|------|-----|-----|-----|------|-------------------------------|
| $\frac{R}{s_0}$ | 5,9 | 7,6 | 8,2 | 4,1 | 4,5 | 5,5 | 7,2 | 7,8 | 7,2 | 5,5 | 20 | 24 | 26 | 26 | 20 | — |
| Wydł. W_{s_0} | 2,5 | 2,4 | 2,0 | 2,0 | 1,20 | 2,5 | — | 1 | 1,2 | — | 2,5 | 3,6 | 3,6 | 3,6 | 2,5 | nie daje się mierz. |
| Złom | A | A | B | E | D | B | C | A | C | B | C | A | B | D | D | |
| Wydł. $A_{s_0}\%$ | 1,45 | 1,41 | 1,18 | 0,84 | 0,43 | 1,08 | — | 0,73 | 0,88 | — | 0,87 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 0,87 | minimalne odksz. trw. |
| Wydł. W_p | 2,3 | 2,4 | 2,4 | 1,5 | — | — | — | 0,75 | 0,85 | — | 4,9 | 3,8 | 5 | 6 | 6,2 | Wydłużenie przy obc. roboczym |
| Wydł. $A_p\%$ | 1,35 | 1,4 | 1,4 | 0,65 | — | — | — | 0,54 | 0,62 | — | 1,74 | 1,4 | 1,8 | 2,2 | 2,3 | |
| | tak | tak | tak | nie | tak | tak | tak | tak | tak | tak | nie | tak | nie | nie | nie | $R > 24 kg/mm^2$ |

nie wydajności dźwigu. Zatrważająco małe wypada obciążenie, wywołujące pierwsze odkształcenia trwałe. Porównując wielkości naprężeń przy pierwszych odkształceniach trwałych z wytrzymałością danego łańcucha, dochodzimy do wniosku, że pewność co do trwałości kształtu jest niewielka. Wychodząc z założenia, że łańcuchowi odkształcić się nie wolno, moglibyśmy go stosować tylko przy obciążeniu 4,12 do 26 razy mniejszem, niż wynosi

Z wykazu odkształceń widać, że duży stopień bezpieczeństwa jest związany z małym odkształceniem przy obciążeniu roboczym, jeżeli ogniwo odpowiada wymaganiom wytrzymałościowym. Za obciążenie robocze uważano w tym wypadku obowiązujące u nas, to jest obliczone z formuły (4). Wynikający z tej formuły stopień bezpieczeństwa

³⁶⁾ St. u. E. 1921, str. 766.

(w porównaniu z wytrzymałością łańcucha, znalezionej doświadczalnie) nie wydaje się być za wysokim, jeżeli uwzględnimy, że łańcuch jest często narażony na obciążenie dynamiczne. Abstrahując od łańcuchów Lp. 13 ÷ 18 widzimy, że średni stopień bezpieczeństwa, wynikający z formuły (4), zgadza się prawie doskonale z wyższymi wartościami praktycznego stopnia bezpieczeństwa.

Co do obciążenia próbnego, przekraczającego 4-krotnie robocze, obawa rozluźnienia szwu spawania w czasie próby jest uzasadniona. Z powodu rozluźnienia szwu mogą ogniwa stać się kruchymi. Ze szew jest najkruchszym miejscem, wykazują badania Lutsa i Muldera³⁷⁾, gdyż wszystkie badane ogniwa pękały pod uderzeniem na szwie.

Szew jest najmniej wytrzymałym miejscem ręcznie spawanego ogniwa. Zachodzi więc obawa, że próba na przeciążenie może silnie roluźnić szwy. Z tego względu należałoby ją zastąpić badaniem najmniejszych obciążeń, powodujących odkształcenia trwałe, i wielkość ich, obok wielkości odkształceń przy obciążeniu roboczym, mogłaby stanowić kryterium do przyjęcia lub odrzucenia łańcucha, obok wyniku próby na rozciąganie. Z tabeli widzimy, że łańcuchy Lp. 13 ÷ 17 wykazują duże wydłużenie pod obciążeniem roboczym. Byłby to, obok niskiej ich trwałości i niskiego obciążenia, wywołującego odkształcenia trwałe, trzeci względ, nakazujący ich odrzucenie, w razie odbioru. Co do całkowitego wydłużenia łańcuchów, to prawie z reguły odpowiada najniższa wartość wydłużenia najniższej wytrzymałości, wbrew prawom, jakim podlegają pręty proste z podobnych materiałów.

Rys. 18 podaje przerysowane, z naznaczonych samoczynnie przez maszynę do rozrywania, wykresy zależności wydłużenia od obciążenia. Liczby 1 ÷ 4 oznaczają kolejno łańcuchy, oznaczone w tabeli liczbami 13 ÷ 16. Kształt krzywych zbliża się do wykresów, podanych przez inż. Feimera, wydłużenie jednak rośnie z początkiem obciążenia silniej, niż w wypadkach, przytoczonych przez inż. Feimera. Pochodzi to stąd, że szwy rozluźniały się już z początkiem obciążenia, i wiąże się z niską wartością obciążeń, powodujących pierwsze odkształcenia trwałe. O pewnym podobieństwie własności mechanicznych wszystkich tych łańcuchów świadczy skupienie się krzywych w wiązkę, nie zajmującą dużego pola.

Zgodności takiej dla innych łańcuchów nie obserwowujemy. Linje wydłużenia ich wznoszą się początkowo proporcjonalnie do obciążeń i charakter wykresów jest taki sam, jak podanych przez inż. Feimera.

Na łańcuchach ϕ 6 mm chciałem wyznaczyć ewentualny wpływ długości próbki na własności łańcucha. Niestety, próba zawiodła w zupełności, gdyż wyniki tak dalece podpadały przypadkowości spawania, że niepodobna było wyciągnąć z prób jakichkolwiek wniosków. Dowodziło to jedynie, że trudność spawania szybkoścignących cienkich ogniwi powoduje duże odchylenia wytrzymałości.

Usprawiedliwiłoby to do pewnego stopnia normy Królewskiej Admiralicji Brytyjskiej, przepisujące cienkim łańcuchom najniższe naprężenia dopuszczalne, obok najwyższego jednak obciążenia próbnego. Opierając się na stwierdzonym przez badania obce złym wpływie próby na przeciążenie na udarność łańcuchów, należałoby odnosić się z rezerwą do tych prób wogóle i raczej stosować dla cienkich łańcuchów niższą wartość obciążenia próbnego, niż wyższą. Próba na przeciążenie może dowieść conajwyżej 4-krotnego bezpieczeństwa, grozi

| | L. p. | a | b | c | d | e | f | g | h | i | j | k | śr. |
|-----------------|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| P | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 | 180 | — |
| P _{pr} | 720 | 720 | 720 | 720 | 720 | 720 | 720 | 720 | 720 | 720 | 720 | 720 | — |
| P _r | 1020 | 1840 | 1340 | 1318 | 1080 | 810 | 1240 | 1180 | 1440 | 1440 | 1225 | 1380 | — |
| R | 18 | 32,2 | 23,6 | 23,2 | 19 | 14,2 | 12,4 | 21,9 | 20,8 | 25,2 | 21,2 | 20,3 | — |

natomiast tem, że ledwie dostrzegalne lub niedostrzegalne wewnętrzne nadpęknięcie szwu zniszczy łańcuch, który uznano za dobry. Jak zaś łatwo szew rozluźnić, wykazuje powyższa tabela, ułożona na podstawie prób, przeprowadzonych na łańcuchach ϕ 6 mm. W wielu wypadkach jest tam obciążenie rozrywające tak bliskie próbnego, że prawie napewno zachodzi w czasie obciążania przy próbie znaczne rozluźnienie szwu.

(d. c. n.).

Nowe wydawnictwa**).

- Budownictwo**, Inż. D. Krzyżczkowski. Str. 417 z 400 rys. i 15 tablicami. Wyd. Księgarnia Polska Bernard Polonicki, Lwów, Warszawa, 1929.
- Sprawozdanie z działalności PKN**, za okres od 1 stycznia 1928 do 31 marca 1929. Str. 115. Warszawa 1929.
- Zestawienie składników kosztorysu na budowę 3-piętr. domu drobnomieszkanicowego**. Zesz. 2-gi. Wydawnictwo W-łu Technicznego magistratu m. Warszawy. Str. 15. Warszawa 1929.
- Lehrbuch der Metallkunde**, Prof. Dr. Fr. Sauerwald. Str. 451 z 399 rys. Wyd. J. Springer. Berlin, 1929.
- Die Wirtschaftliche Erzeugung der elektrischen Spitzenkraft in Grosstädten**. Dr. Ing. E. Krohne. Str. 66 z 27 rys. J. Springer. Berlin, 1929.
- Die Förderung von Massengütern**, Prof. G. v. Hanffstengel. Tom II, część 2-ga. Dźwignice. Wyd. III-e, całkowicie przerobione. Str. 300 z 431 rys. J. Springer. Berlin, 1929.
- Berechnung und Verhalten von Wasserrohrkesseln**. Ein graphisches Verfahren zum raschen Berechnung. Fr. Münzinger. Str. 125 ze 127 rys. i 20 tabelami krzywych. J. Springer. Berlin, 1929.
- Die Dauerprüfung der Werkstoffe hinsichtlich ihrer Schwingungsfestigkeit und Dämpfungsfähigkeit**. Prof. Dr. Ing. O. Föppel, Dr. Ing. E. Becke'r i Dipl. Ing. G. v. Heydekampf. Str. 124 ze 103 rys. Wyd. J. Springer. Berlin 1929.
- Turbo - Gebläse und Kompressoren**, Dr.-Ing. Bruno Eck i W. J. Kearton. Str. 294 z 266 rys. Wyd. J. Springer. Berlin 1929.
- Die Gestaltung und Berechnung von Rauchgasvorwärmern (Economisern)**. Dr.-Ing. L. Possner. Str. 150 z 117 rys. Wyd. J. Springer. Berlin 1929.
- Walzwerkswesen**. Praca zbiorowa. Wyd. J. Puppe i G. Stauber. Tom I wydawnictwa p. t. Handbuch des Eisenhüttenwesens, wydawanego przez Verein Deutscher Eisenhüttenleute. Str. 757 (4^o) z 941 rys. i 15 tab. rys. J. Springer, Berlin i Stahlisen, Düsseldorf, 1929.

³⁷⁾ Wert-Reederei-Hafen 1927 (Handels-schiff - Normen - Ausschuss) str. 41.

**.) Podawane w tym dziale wydawnictwa są do nabycia w księgarni „Przeglądu Technicznego”, ul. Czackiego 3 w Warszawie.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

BADANIA TECHNICZNE.

Zastosowanie spektrografów w przemyśle metalowym.

W przeciwieństwie do analizy chemicznej, której wykonanie trwa długo, jest nieraz trudne i złożone, analiza spektralna pozwala na łatwe i b. szybkie zbadanie materiału. Spektrograf daje się stosować przedewszystkiem do metali lub ich stopów nie zawierających żelaza; do różnych gatunków stali mniej się nadaje, bowiem widmo żelaza jest b. złożone. Ta ostatnia okoliczność nie wyklucza jednak w pewnych wypadkach możliwości wykrywania spektrografem pewnych charakterystycznych domieszek żelaza czy stali. Do analizy ilościowej w ścisłym tego słowa znaczeniu spektrograf nie może być zastosowany, natomiast pozwala na otrzymanie wyników przybliżonych, mogących np. służyć do odróżniania różnego rodzaju stopów. Poza to wykrywać można spektrografem obecność najmniejszej ilości domieszek, nawet takiej, której analiza chemiczna wykryć nie może, co zużytkować można np. jako badanie stopnia zanieczyszczenia materiału pewnymi domieszkami. Z powyższego wynika, że spektrograf winien stać się, obok analizy chemicznej, aparatem niezbędnym w laboratorium metaloznawczym, zwłaszcza, że umożliwia również badanie roztworów w stanie ciekłym. Brak szerokiego rozpowszechnienia spektrografów w laboratoriach metaloznawczych wytłumaczyć wobec tego można jedynie brakiem dostatecznego dotychczas zrozumienia zalet ich stosowania.

Ważnym wydarzeniem w rozwoju analizy spektroskopowej było wprowadzenie spektrografów kwarcowych, pozwalających również objąć, drogą fotografowania, niewidoczne linie w obszarze pozafioletowym, w którym znajdują się linie szczególnie charakterystyczne dla rozpoznawania metali. W ten sposób obszar linii widocznych, zawierający się w granicach 4 000—8 000 Å, rozszerzony został do 2 100, a nawet czasami do 1 850 Å. Ilościowa analiza widmowa opiera się przedewszystkiem na zaobserwowanym przez de Grammont'a i Hartley'a zjawisku, że przy małej zawartości pewnego metalu w stopie występują w widmie nie wszystkie jego linie charakterystyczne, lecz tylko niektóre silniejsze, a w miarę zwiększania się w stopie zawartości procentowej tego metalu przybywają stopniowo coraz to nowe jego linie. Również z intensywności świetlnej linii wnioskować można o zawartości procentowej danego składnika, bowiem dwie te wielkości rosną równocześnie. Jeżeli więc stale przy badaniach zachować te same warunki, to zn. siłę i czas naświetlania, rodzaj płyt i t. p., można drogą prób ustalić zależność między rodzajem widma a zawartością procentową danego metalu w badanym stopie.

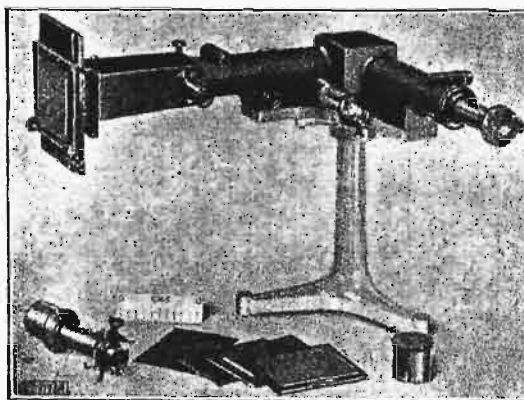
Hartley i jego następcy Pollock i Leonard wprowadzili oznaczenia greckimi literami linii jeszcze widocznych przy pewnej zawartości procentowej badanego składnika w stopie; np. linie widoczne powyżej 1% oznacza się przez σ , powyżej 0,1% — Φ , powyżej 0,01 — λ i t. d. aż do zawartości procentowych poniżej 0,001% (ω).

W pewnych danych warunkach istnieje dla każdego metalu dolna granica jego zawartości, poniżej której jego widmo zupełnie się nie pojawia. Z drugiej strony, istnieje również granica górna, przy której otrzymujemy już widmo całkowite. Dolna granica leży zwykle tak nisko, że z punktu widzenia technicznego nie może stanowić przeszkody w badaniach zawartości procentowych nawet znacznie niższych od możliwych do wykrycia drogą analizy chemicznej. Granica górna natomiast stanowi niestety czasami

przeszkodę w określaniu większych zawartości procentowych. Według prof. Henris'a, można jednak tę granicę podwyższyć sztucznie przez włączenie rosnącej samoindukcji.

Technika nowoczesnych spektrografów do celów laboratoryjnych jest już obecnie dość rozwinięta. Wykonywa się już obecnie spektrografy różnych rodzajów, nawet z uwzględnieniem pewnej specjalizacji. Obok spektrografów małych buduje się również większe, dokładniejsze. Wykonywa się również spektrografy zaopatrzone w okular do przybliżonego wyznaczania długości fal zaobserwowanych linii. W spektrografach nie posiadających tego urządzenia można wyznaczać długość linii po sfotografowaniu — przy pomocy widma porównawczego. Niektóre spektrografy zaopatrzone są w pryzmat przesuwalny i obracalny, pozwalający na zmianę granic pola widma, mieszczącego się na płycie; np. firma A. Hilger Ltd. wyrabia spektrografy czterookszarowe: od 1950 do 2 100, do 2 600, do 3 500 i do 8 000 Å. Rys. 1 przedstawia widok spektrometru w wykonaniu wspomnianej firmy, zaopatrzonego w urządzenie do określania długości fal. Prócz wyżej wspomnianych stosuje się również spektrografy o przeznaczeniu bardziej specjalnym, np. do badania stali chromoniklowych; spektrograf ten jest tak zbudowany, że charakterystyczne linie chromu obserwujemy w jednym okularze, niklu — w drugim.

Analiza metali metodą wyżej opisaną polega wyłącznie na badaniu widm emisyjnych (t. zn. powstałych z promieniowania badanego materiału, a nie postronnego źródła).

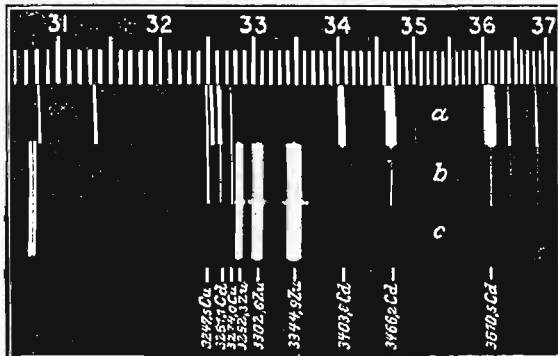


Rys. 1. Spektrometr syst. A. Hilger Ltd. z obserwacją długości fal.

Promieniowanie badanego metalu wywołuje się przez 1) jego ogrzanie w płomieniu, 2) wyładowanie w łuku elektrycznym, 3) wyładowanie iskrowe lub 4) w rurce próżniowej. Pierwszy sposób jest mało używany, wywołuje bowiem pożądaną skutek tylko w zastosowaniu do niektórych metali, jak np. tantal, ind, metale alkaliczne i ziemie alkaliczne. Metoda wyładowywania w łuku elektrycznym nadaje się do wszystkich metali oraz do węgla, krzemu, boru, fosforu i arsenu, jednakże tylko w zastosowaniu do ciał stałych. Łuk wywołuje się między dwoma kawałkami badanego metalu, lub między nim a elektrodą węglową lub z czystego metalu. Natomiast metoda wyładowania iskrowego nadaje się i do roztworów, jak również do wielu metaloidów o jakimkolwiek stanie skupienia. Przy stosowaniu tej metody występują w widmie również linie powietrza, można je jednak usunąć przez włączenie zwoju indukcyjnego.

Do dokładnych badań stopów jest b. pożyteczne zesta-

wianie widm porównawczych; na tej samej płycie fotografuje się widmo metalu zasadniczego w stanie chemicznie czystym, następnie metalu, którego domieszki są spodziewane, wreszcie badanego stopu, lub szeregu tego samego rodzaju stopów o zmiennej zawartości procentowej badanej domieszki. Takie widmo porównawcze dla stopów kadm — cynk przedstawia rys. 2.



Rys. 2. Widmo porównawcze stopów kadm-cynk.

Analiza spektrograficzna znalazła już dziś zastosowanie przy badaniu bardzo wielu metali i ich stopów (zwłaszcza nie zawierających żelaza), jak np. cynku (domieszki kadmu, ołowiu i żelaza), miedzi (domieszki arsenu, żelaza i bizmutu), stopów magnezowych (domieszka krzemu), stopów cyna-antymon, mosiądzu (domieszka glinu) i in. Do rozwinięcia opisanej wyżej metody analitycznej przyczynili się przez swoje badania: Meggers, Kiess, Stimson, Hull, Steel i inni, jak również laboratorja badawcze firm A. Hilger Ltd. i General Electric Co.

Na zakończenie wypada w paru słowach streścić zalety metody spektrograficznej badania metali: 1) małe zużycie czasu, 2) możliwość wykrywania najmniejszych domieszek, 3) b. małe zużycie materiału badanego [Z. d. V. d. I. t. 73 (1929), zes. 6, str. 196]. B. S.

KOLEJNICTWO.

Elektryczne ogrzewanie wagonów na kolejach szwajcarskich.

Sądzićby można naogół, że elektryfikacja sieci kolejowej pociąga za sobą, jako logiczne następstwo, wprowadzenie elektrycznego ogrzewania wagonów; w istocie sprawa ta nastęrcza wiele trudności, gdyż prawie zawsze zarząd kolei musi się liczyć z istnieniem posiadanego dotychczas taboru wagonowego, zaopatrzonego w ogrzewanie parowe. Ponadto należy wziąć pod uwagę ruch tranzytowy, chociażby tylko części taboru. W instalacje ogrzewnicze kilku tysięcy wagonów osobowych włożone są tak wielkie kapitały, że rozwiązaniem znacznie korzystniejszym jest zachować te urządzenia i wykorzystywać je w dalszym ciągu, włączając do każdego z pociągu wagon kotłowy, wytwarzający parę dla grzejników. Kocioł opalany jest wówczas węglem lub mazutem, jak np. na kolejach amerykańskich; w tym ostatnim wypadku kocioł umieszcza się na lokomotywie elektrycznej, co ułatwia jego obsługę. Próby ogrzewania kotła prądem elektrycznym nie dały wyników pomyślnych, gdyż koszt ruchu — z powodu znacznego rozchodu prądu — były duże. W pewnych wypadkach może również dawać korzyści ogrzewanie wodne, z elektrycznym podgrzewaniem wody. W wielu kursujących w ruchu międzynarodowym wagonach sypialnych i restauracyjnych przewidziane są instalacje ogrzewania wodnego z paleniskami węglowymi, względnie inne urządzenia, niezależne od ogrzewania parowego.

Ponieważ ogrzewanie parowe pociągów elektrycznych

nie wypadło zadawalająco ani pod względem technicznym, ani ekonomicznym, przeto w Europie zdecydowano się na bezpośrednie ogrzewanie elektryczne, zachowując jednocześnie, ze względów wymienionych wyżej, urządzenia do ogrzewania parowego. Oczywiście, że takie rozwiązanie spowodowało, wobec braku miejsca w wagonie, dodatkowe trudności rozmieszczenia grzejników elektrycznych. Instalacja ogrzewnicza elektryczna jest kosztowna, przedstawia jednak następujące korzyści: łatwa regulacja temperatury i to niezależnie od odległości wagonu od lokomotywy, usunięcie obmarzających połączeń i zaworów, a więc i usunięcie strat pary między połączeniami i zaworami. W konstrukcji tego rodzaju starano się wykorzystać istniejące grzejniki i przewody parowe jako oporniki elektryczne. Pomysł ten pozostał jednak wyłącznie w zakresie prób, ze względu na wielkie trudności odizolowania grzejników i przewodów w stosunku do innych części wagonu. Ponadto należało ustawić w każdym z wagonów transformator, celem obniżenia napięcia aż do ok. 10 V.

Dla dostatecznego ogrzania wnętrza wagonu rozchód mocy wynosi od 300 do 400 W na jeden m³ pomieszczenia, przyczem większa z tych wielkości — w klimacie surowym. Na podstawie tej mocy jednostkowej, moc ogólna, potrzebna do ogrzania pociągu o przeciętnym składzie, wynosi ok. 400 kW; ogrzewanie nie może być uskutecznione przy zwykłym, stosowanym do tego celu napięciu 200 — 500 V, gdyż wymagałoby ono zbyt wielkich instalacyj.

Unja międzynarodowa kolei żelaznych przepisuje w tego rodzaju ogrzewaniu elektrycznym napięcie 1000 — 1500 V dla wagonów kursujących w ruchu międzynarodowym, przyczem 1500 V dla prądu stałego, a 1000 V — dla prądu zmiennego. Duże moce i stosunkowo wysokie napięcia wymagają wzorowo wykonanych instalacyj, tembardziej że poszczególne części urządzenia ogrzewniczego są łatwo dostępne dla personelu obsługi kolejowej i dla publiczności. Wszystkie części wagonu, które nie są pod prądem, zostały starannie uziemione. Pewne trudności w regulacji ogrzewania powoduje fakt, że w ruchu międzynarodowym te same grzejniki zasilane są bądź prądem o napięciu 1500 V, bądź o napięciu 1000 V. Wytwórnia Brown - Boveri, łącznie z kolejami szwajcarskimi, opracowała schemat, ułatwiający wykorzystanie zbudowanych grzejników w szerokich granicach napięć.

Poza zastosowaniem do wagonów, wprowadzono w Szwajcarii również elektryczne ogrzewanie dworców kolejowych, wykazujące większe korzyści od ogrzewania parowego; pierwszym „elektryfikowanym” w ten sposób był dworzec kolejowy w Zurychu, w styczniu zaś r. b. uruchomiono ogrzewanie elektryczne dworca w Lausanne. (Génie Civil, Nr. 21/II, 1928).

LOTNICTWO.

Sterowiec metalowy.

Wytwórnia Slate Aircraft Corp. w Kalifornii zbudowała sterowiec, o długości ok. 65 m, średnicy maksymalnej 17,8 m i pojemności 9350 m³, którego powłoka utworzona jest z falistej blachy duraluminowej, utwierdzonej na pierścieniach z takiegoż materiału. Ciężar powłoki wynosi 3175 kg. Do napełnienia sterowca użyto wodoru. W gondoli, sporządzonej również z duraluminu, znajduje się pomieszczenie załoga i 40 pasażerów. Do napędu statku służy turbina parowa, o mocy ok. 500 KM, sprzęgnięta z pompą wirnikową, umieszczoną na przedzie sterowca; pompa ta zasysa powietrze, tłocząc je następnie promieniowo nazewnątrz. Para wytwarzana jest w przegrzewaczu, opalany mieszaną oleju i wodoru. Przy 4000 obr./min pompy wirnikowej, prędkość sterowca wynosi 160 km/h. (American Machinist, 6 lipca 1929, str. 852).

Listy do Redakcji.

Obliczenie pomostu współpracującego.

W Nr. 22 „Przeglądu Technicznego” b. r. w artykule p. prof. Stefana Bryły pod tytułem „Obliczenie pomostu współpracującego” jest poruszona sprawa współdziałania głównych elementów części przejazdowej mostu, t. j. podłużnic i poprzecznic.

Pozostawiam na uboczu sprawę przeprowadzonego z przybliżeniem obliczenia, chciałbym jednak dodać parę słów o samym zagadnieniu.

Otóż wiadomo, że podłużnice, jak również i poprzecznicę, połączone konstrukcyjnie z prętami belek głównych, biorą udział w pracy i odkształceniach dźwigara mostowego. Wskutek tego podłużnice otrzymują dodatkowe naprężenia, między innymi pod działaniem sił osiowych — rozciągających względnie ściskających, — zaś poprzecznicę pod wpływem momentu gnącego w płaszczyźnie poziomej. Jednakże odkształcenia prętów belki głównej (głównie prętów pasowych, do których część przejazdowa jest przymocowana) nie są jedyną przyczyną wspomnianych dodatkowych naprężeń. Są bowiem jeszcze inne czynniki, z których przede wszystkim znaczny wpływ wywiera skręcanie poprzecznic na skutek niesymetrycznego obciążenia podłużnic. Z przeprowadzonych badań mostów istniejących okazuje się, że naprężenia w poprzecznicę pod wpływem ruchomego obciążenia mogą przekroczyć nawet 1600 kg/cm^2 przy dopuszczalnym naprężeniu 810 kg/cm^2 , w założeniu belki wolnopodpartej. Uwzględnienie więc, jak to Sz. Autor czyni, wpływu częściowego zamocowania poprzecznic na podporach pogorszy jej stopień pewności. Sądzę przytem, że dla przyjęcia w obliczeniu korzystnego momentu zamocowania (choć w pewnych systemach mostów może być nawet zwiększenie momentu gnącego w poprzecznicę) konieczne jest sprawdzenie, na powyższy dodatkowy moment stateczności pozostałych części składowych ramy poprzecznej, w której skład wchodzi poprzecznicę, t. j. słupów, względnie wieszaków, oraz rozpórki poziomej układu tężników wiatrowych, biorąc przytem pod uwagę możliwość zwichrzenia się tych smukłych prętów. Ujemny wpływ omawianych czynników powiększy jeszcze ta okoliczność, że most, o którym Sz. Autor wspomina, jest spawany. Spoina napełniona rozgrzanym metalem, ostygając do temperatury otaczającej atmosfery, kurczy się, wywołując odkształcenia i naprężenia w częściach spawanych.

Odkształcenia te są dosyć znaczne, gdyż można je nawet widzieć nieuzbrojonym okiem (np. w moście drogowym spawanym pod Łowiczem, o rozp. 27 m, miały miejsce wyginania się nakładek w poprzecznicach blaszanych oraz odkształcenia się konstrukcji przy włączaniu podłużnic).

Oczywiście, że należałoby zmodyfikować dotychczasowe obliczenia podłużnic i poprzecznic, ale przyjąwszy pod uwagę nie tylko czynniki pozornie z korzyścią wpływające na przekrój belki.

W zakończeniu artykułu Sz. Autor zaznacza, że „współdziałanie poprzecznic wpływa również korzystnie na dźwigary główne, powodując bardziej równomierny rozkład ciężarów skupionych, niż przyjmuje się w obliczeniu... Dlatego słusznie pozwalają przepisy dla mostów drogowych ponad 50 m, o ile gałąź linii wpływowej jest dłuższa niż 30 m, przyjmować zamiast 2 ciężarów skupionych, ciężar jednostajnie rozłożony na długości walca”.

Wskazane powyżej granice bynajmniej nie są umotywowane treścią omawianego artykułu, a są tylko wynikiem dostatecznie stwierdzonym, że dla mostów o większych rozpiętościach, dla których odpowiednio gałęzie linii wpływowych są znaczne, różnica ostateczna przy przyjęciu ciężaru walca jako sił skupionych, czy też jako obciążenia równomiernie rozłożonego, wobec całkowitej „wielkości” otrzymanej z linii wpływowej, na której oprócz walca należałoby w myśl przepisów Min. Rob. Publ. umieścić obciążenie równomiernie rozłożone tłumy ludzi, jest praktycznie mało znaczące.

Inż. Dr. F. Szelągowski.

Odpowiedź.

Właściwie niema istotnego powodu, dla którego miałbym odpowiadać na list p. Szelągowskiego. List ten bowiem w istocie rzeczy po największej części: albo z pewnymi zmia-

nami i w innym brzmieniu podaje twierdzenia, zawarte w moim artykule, najprawdopodobniej przeoczone przez Szanownego Autora listu, albo dotyka spraw innych, o których ze względu na ściśle określony temat mówić ani nie mogłem, ani nie miałem najmniejszego zamiaru, gdyż się z nim zupełnie nie łączą.

Obliczenie moje jest rzeczywiście przybliżone, co podkreśliłem w artykule na str. 542, I tom, wiersze 24—26, zaznaczając zarazem, że dokładne uwzględnienie wszystkich czynników byłoby „bardzo żmudne, a nawet niewykonalne w praktyce”. Najważniejsze z tych czynników wymieniam we wstępie, oraz na str. 547, I tom, wiersze 17—8 od dołu, który to ustęp przez Sz. Autora został przeoczony. Oczywiście można mówić jeszcze o wielu innych czynnikach, nie tylko o tych, o których list ten wspomina, jednakże mają one mniejsze znaczenie. Wogóle jednak, mówiąc, że ostatecznie zostało przeprowadzone w przybliżeniu, p. Szelągowski, ma rację, tak samo, jak miałby rację, gdyby twierdził o każdym obliczeniu jakiegokolwiek konstrukcji na świecie, że „nie jest dokładne”. Zupełnie dokładnych obliczeń konstrukcji inżynierskich niema. Może być tylko mowa, do jakiego stopnia przybliżenia dojsz można i n a l e ż y. Przytoczę tu słowa R. Modjeskiego, że inżynier, któryby obliczał wszystko na funty („pounds”), byłby sklepikarzem („a grocer”). Artykuł omawiany musiał być utrzymany w granicach, zakreślonych możliwością zbliżenia do istotnego stanu z jednej strony, zaś do potrzeb konstruktora z drugiej. Niemniej z wielkim zainteresowaniem przeczytałem dokładniejsze obliczenie, o ile Sz. Autor listu zechce je ogłosić. Jednak i ono będzie również przybliżone i będzie polegało na założeniach tylko do pewnego stopnia usprawiedliwionych. Zwracam też uwagę, że znane może p. inż. Szelągowskiemu obliczenie H. Lossier: „La solidarit  des pi ces des ponts”, na którym francuzi opierają swoje „dokładne” obliczenia pomostów żelbetowych, jest bez porównania mniej dokładne od mojego, gdyż uwzględnia tylko dwa specjalne położenia ciężaru.

Ust p listu p. Szelągowskiego, zaczynający się od „Uwzględnienie więc...” mogą sobie znowu wytłomaczyć wyłącznie jako przeoczenie ustępu na str. 547, I tom, wiersze 17—8 od dołu, który uwzględnia także belkę wolno podpartą, t. j. moment utwierdzenia = 0. Przy sposobności pozwolę sobie zwrócić uwagę na najnowsze przepisy francuskie z r. 1927.

Zdanie następane, zaczynające się od „Sądzę przytem...” należy do tych zdań w liście p. Szelągowskiego, w których ma rację, a które jednakowoż należą do zagadnień innych niż omawiane w danym artykule, łączą się z nim tylko zupełnie pośrednio i dlatego szersze omawianie ich w danym artykule było zupełnie nie na miejscu.

Na następane zdanie listu, że „most, o którym Sz. Autor wspomina, jest spawany” pozwolę sobie zwrócić uwagę p. Szelągowskiemu, że jest w błędzie. Ja nie wspominam o żadnym specjalnym moście. Wręcz przeciwnie: na str. 542, I tom, wiersz 10 od góry piszę wyraźnie, „należy ją uwzględnić przy obliczeniu mostów ż e l b e t o w y c h i ż e l a z n y c h s p a w a n y c h”, co widocznie również p. S. przeoczył. Por. też str. 549, II tom, wiersz 8 od dołu. Wyłącznie przykład jest oparty na konstrukcji spawanej; jednak równie dobrze mógłby dotyczyć i mostu żelbetowego, albo nawet mógłbym być go nie podawać.

P. Szelągowski ma znowu rację, mówiąc o odkształceniach i naprężeniach termicznych w konstrukcjach spawanych. Tak samo jednak mógłby mówić o naprężeniach z powodu skurczu betonu w mostach żelbetowych, albo o jakiegokolwiek innej kwestji, niezwiązanej z treścią artykułu o pomoście współpracującym. Tylko, — co to ma wspólnego z tym tematem? Przy sposobności zwrócę uwagę na str. 542, I tom, wiersz 19—14.

Ostatnie ustępy od „W zakończeniu...” należą do tych słusznych twierdzeń, które jednakowoż również nie łączą się najzupełniej z treścią artykułu: o motywach podanych tam wie każdy, a wspomnianie o nich w artykule byłoby bezprzedmiotowe. Podałem w nim tylko parę słów o przepisach M. R. P. dlatego, aby zwrócić uwagę na drugi moment, często pomijamy, a ściśle łączący się z jego treścią, który w pewnych wypadkach może odegrać nawet ważną rolę (dla krótkich linii wpływowych belek mostowych o $l > 50 \text{ m}$). Pozwolę sobie przytem zaznaczyć, że intencje przepisów M. R. P. znam o tyle, że referentem ich byłem ja.

St. Bryła.