

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

T R E Ś Ć :

- O powstawaniu zjawiska wyboczenia, nap. Inż. Dr. W. Wierzbicki, Profesor Szkoły Głównej Gospodarstwa Wiejskiego.
- Obecny stan budowy turbin parowych (dok.), nap. Dr. Inż. W. Chrzanowski, Profesor Politechniki Warszawskiej.
- Postępy walcownictwa (dok.), nap. Inż. K. Łowiński, Profesor Akademii Górniczej w Krakowie.
- Uwagi o podziale kosztów wspólnych w fabrykach maszyn, nap. Inż. L. Burnat.
- Przeгляд pism technicznych.
- Listy do Redakcji.

S O M M A I R E :

- Sur l'origine du phénomène de flambage (à suivre) par M. W. Wierzbicki, Ing., Dr. ès sc. techn., Professeur à l'Ecole Nationale de Agriculture.
- Progrès récents réalisés dans la construction des turbines à vapeur (suite et fin), par M. W. Chrzanowski, Ing., Dr. ès sc. techn., Professeur à l'Ecole Polytechnique de Varsovie.
- Progrès réalisés dans le laminage de l'acier (suite et fin), par M. K. Łowiński, Ingénieur, Professeur à l'Académie des Mines de Cracovie.
- Considérations sur la répartition des frais généraux aux usines de la construction des machines, par M. L. Burnat, Ingénieur mécanicien.
- Revue documentaire.
- Correspondance.

O powstawaniu zjawiska wyboczenia.

Napisal Inż. Dr. W. Wierzbicki, Profesor Szkoły Głównej Gospodarstwa Wiejskiego.

W potocznym języku technicznym nieraz bywa rozumiane pod nazwą wyboczenia każde wogóle wygięcie pręta prostego, wywołane przez siły podłużne, t. j. siły bądź ściśle równoległe do osi pręta, bądź też tworzące z nią kąt bardzo ostry.

W nauce nazwę wyboczenia stosujemy tylko do dwóch zjawisk fizycznych, mianowicie do zjawiska wyboczenia sprężystego i do zjawiska wyboczenia niesprężystego. Aczkolwiek oba te zjawiska różnią się od siebie pod względem sposobu powstawania, posiadają one jednak pewne cechy wspólne, które pozwalają je uważać za dwa rodzaje (niżej oznaczone przez I i II) tego samego zjawiska fizycznego.

Dla obserwatora zjawisko wyboczenia przedstawia się w ten sposób, iż pręt prosty, obciążony osiowo przez siły stale wzrastające P , pozostaje prostym do pewnej wartości siły podłużnej P_k , po przekroczeniu zaś tej wartości ulega wygięciu. Z tego powodu wyboczenie bywa zwykle określane poprostu, jako fakt niestateczności prostoliniowego typu równowagi pręta przy pewnej wartości siły podłużnej.

Tego rodzaju określenie, jako bardzo ogólne, nie może wprawdzie nastroczać żadnych wątpliwości, nie charakteryzuje jednak też zupełnie indywidualnych cech zjawiska na tle innych faktów niestatecznej równowagi i nie zawiera warunków, towarzyszących powstawaniu zjawiska. Stąd zdaje się wpływać potrzeba nieco głębszego ujęcia istoty fizycznej zjawiska, potrzeba zrozumienia nietylko ze względów dydaktycznych, ale też i ze

względów czysto naukowych, gdyż brak o tyle o ile rozpowszechnionego określenia zjawiska wyboczenia niewątpliwie przysparza nieraz badaczom trudność wzajemnego porozumienia się. Utarte nniemanie, iż omnis definitio odiosa est nie powinno być przeszkodą do poszukiwań w tym kierunku.

Każdy wogóle układ materjalny uważamy za znajdujący się w stanie równowagi statecznej, jeżeli, przy dowolnie małym odchyleniu części układu od położenia równowagi, zaburzenie równowagi pozostaje trwale dowolnie małym; jeżeli zaś małe odchylenie od położenia równowagi wywołuje zaburzenie, wówczas mamy do czynienia z równowagą niestateczną¹⁾.

Jak widzimy, zastosowanie przytoczonego określenia równowagi niestatecznej do zjawiska wyboczenia wymaga, dla całkowitej jasności, ustalenia natury i sposobu powstawania cwego „małego odchylenia” od położenia równowagi, które powoduje dalsze zaburzenie, wykraczające już poza dany obszar. Pod tym względem właśnie zachodzi wyraźna różnica między wyboczeniem sprężystym a niesprężystym, niezależnie od różnicy w sposobach wyznaczenia siły krytycznej w obydwóch przypadkach.

To samo dotyczy i tego określenia równowagi, według którego równowaga ciała będzie stateczna, o ile ciało wyprowadzone z położenia równowagi

¹⁾ Według rozprawy prof. inż. dr. M. T. Hubera t. „Kryteria stateczności równowagi”, r. 1926, str. 1.

D. 251/53

będzie do tego położenia wracało, zaś niestateczna wówczas, gdy będzie się od niego oddalało²⁾.

Weźmy pręt prosty, obciążony osiowo (rys. 1a), nieograniczonej ani pod względem sprężystości, ani też pod względem wytrzymałości. Przyczynę odchylenia, wywołującego zaburzenie równowagi prostolinijowej takiego pręta, możemy sobie przedstawić jako dwa momenty μ , zaczeplone chwilowo do końców pręta, działające w tej samej płaszczyźnie i skierowane ku sobie.

Momenty μ wywołują wygięcie (zakrzywienie) pręta, stwarzając w każdym jego przekroju mimośród y_a siły podłużnej P , poczem znikają. Przed ich usunięciem się jeszcze część Aa pręta pozostaje pod działaniem momentu μ , momentu $M_a = Py_a$ oraz momentu M_x wewnątrznych sił sprężystości, działających w przekroju aa (rys. 2).

Mamy tu na widoku, tak jak i wszędzie niżej, zginanie pręta w płaszczyźnie działania momentów μ , a więc zginanie płaskie.

Jeżeli przyjmiemy, iż momenty μ wzrastają do swej ostatecznej wartości w sposób ciągły i nieskończenie powolny, wówczas momenty μ , M_a i M_x muszą utrzymać odciętą część pręta w równowadze, czyli że musi mieć miejsce zależność:

$$\Sigma M = \mu + M_a - M_x = 0, \dots (1)$$

przyczem pręt przybierze pewną postać AgB (rys. 1b).

Po usunięciu momentów μ równowaga pręta zakrzywionego zostaje zaburzona, poczem ustala się ponownie bądź jako typ równowagi prostolinijowej AB (rys. 1a), bądź też krzywoliniowej AdB (rys. 1b), w zależności od tego, czy siła P nie przekroczyła wartości krytycznej P_k , czy też ją przekroczyła.

W przypadku pręta o nieograniczonej sprężystości momenty μ mogą przybierać dowolną wielkość, gdyż rola ich sprowadza się jedynie do wytworzenia mimośrodu y_a (mimośród sprężysty), a więc do umożliwienia wystąpienia momentów zginających M_a .

Rolę przyczyny, wywołującej chwilowy mimośród siły podłużnej (przyczyny zakrzywiającej), może odegrać też pewna siła π , prostopadła do osi pręta i znikająca z chwilą powstania mimośrodu. Może to mieć miejsce jednak tylko wówczas, gdy pręt jest należycie podparty (rys. 3). Wreszcie rolę przyczyny zakrzywiającej odegrać może również chwilowa różnica temperatur otoczenia t_1 i t_2 z dwóch stron pręta (rys. 4).

Przed zaczepleniem do pręta momentów μ (względnie sił π) naprężenia normalne w nim wyrażają się wzorem:

$$\sigma_1 = \frac{P}{A}, \dots (2)$$

gdzie A oznacza pole przekroju pręta.

Po zaczepleniu momentów μ największe naprężenia normalne wyniosą:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{P}{A} + \frac{\mu + Py}{W}, \dots (3)$$

gdzie W oznacza wskaźnik wytrzymałości pręta.

Po usunięciu momentów μ wyrażenie (3) przy $P < P_k$ przybiera postać (2), a przy $P > P_k$ postać:

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{Py}{W} \dots (4)$$

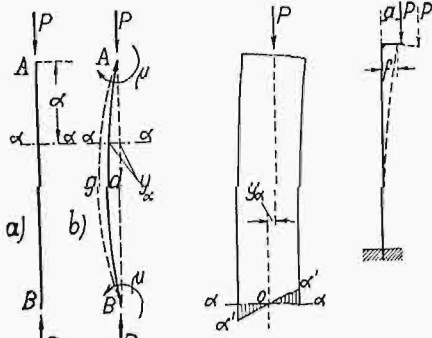
W technice mamy do czynienia oczywiście tylko z prętami o sprężystości ograniczonej.

W razie pręta o pewnej określonej granicy sprężystości momenty μ mogą przybierać tylko wartości nieskończenie małe w sensie fizycznym, w danym więc razie wartości, odpowiadające tak małym naprężeniom $\frac{\mu}{W}$, że można te naprężenia pominąć w porównaniu z naprężeniami ściskającymi $\frac{P}{A}$.

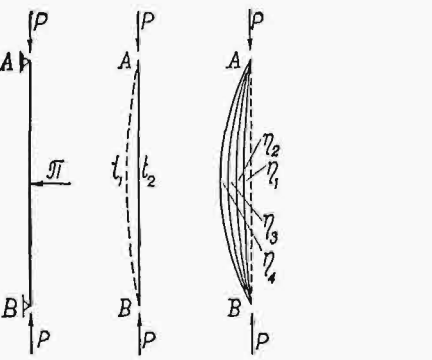
Gdyby ten warunek nie został spełniony, wówczas naprężenia, spowodowane przez momenty μ , dodane do naprężeń, spowodowanych przez siły podłużne, mogłyby łącznie przekroczyć granicę sprężystości, a nawet granicę wytrzymałości, i w ten sposób momenty μ stałyby się bezpośrednią przyczyną złamania lub trwałego odkształcenia pręta.

Przyjmujemy tu, że przynajmniej przy wartości $P = P_k$ naprężenia $\frac{P}{A}$ nie przekraczają granicy sprężystości, czyli że w chwili rozpoczynania się wyboczenia pręt jest jeszcze sprężysty.

W razie gdy momenty μ (względnie siła π) są wielkościami nieskończenie małymi, powodują one nieskończenie małe ugięcie η_1 i nieskończenie mały moment $\mu_1 = P\eta_1$ w środku pręta. Moment μ_1 wywołuje nieskończenie małe ugięcie η_2 oraz odpowiedni moment zginający $\mu_2 = P\eta_2$, moment μ_2 wywołuje nieskończenie małe ugięcie η_3 oraz moment $\mu_3 = P\eta_3$ i t.d. (rys. 5). Wszystkie wielkości $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots$ oraz $\mu_1, \mu_2, \mu_3 \dots$ są wielkościami nieskończenie małymi tego samego rzędu, a więc dodawanie do siebie we właściwy sposób ugięć η może doprowadzić w sumie do ugięć pręta o wielkości skończonej³⁾.



Rys. 1a i b. Rys. 2. Rys. 6.



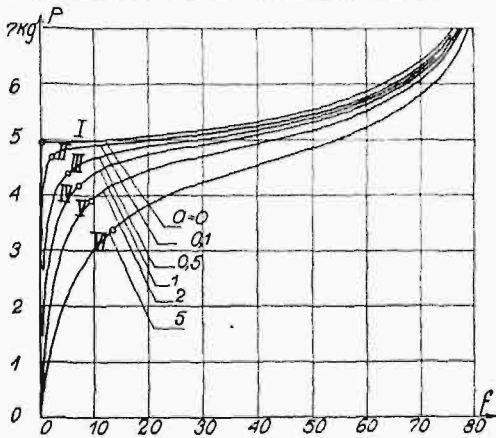
Rys. 3-5.

²⁾ Prof. H. Czopowski „Mechanika teoretyczna”. 1921, t. I, str. 206.

³⁾ Vide W. Wierzbicki, Mechanika budowli, 1929, str. 192.

Może jednak zająć przypadek w pręcie o sprężystości ograniczonej, iż naprężenie $\frac{\mu}{W}$ nie będzie mogło być pominięte w porównaniu z naprężeniem $\frac{P}{A}$, a jednak naprężenie obliczone ze wzoru (3) nie będzie przekraczało naprężenia na granicy sprężystości i nie będzie dlatego decydowało o złamaniu lub trwałym wygięciu pręta.

Przypadek też może mieć wprawdzie miejsce i w razie gdy pręt wchodzi w skład pewnej konstrukcji budowlanej, zdarza się to jednak rzadko, i dlatego można powiedzieć, iż w prętach ściskanych, stosowanych w budownictwie, naprężenia wyrażają się wzorem (2) gdy $P < P_k$ i wzorem (4) gdy $P > P_k$. Tem różni się przedewszystkiem zjawisko wyboczenia od zjawiska ściskania mimośrodowego (jednoczesnego ściskania i zginania), przy którym naprężenia wyrażają się wzorem (3) przy najmniejszej nawet wartości siły P .



Rys. 7.

Wartość siły podłużnej $P = P_k$ odgrywać tu będzie rolę podobną do tej, jaką odgrywa zero w stosunku do liczb dodatnich i ujemnych. Przy $P = P_k$ może, mianowicie, pręt ściskany posiadać i kształt prosty i kształt zakrzywiony, przy nieskończeniu małej jednak wielkości ugięcia y . Można więc w tym sensie mówić o wyboczeniu nieskończenie słabem.

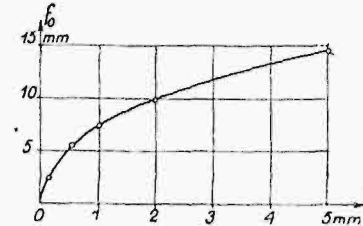
Z technicznego punktu widzenia pręt pozostaje oczywiście przy $P = P_k$ prostym; jak widać jednak z rys. 7 i tablicy II, przytoczonych niżej, mały nawet, ale skończony przyrost siły P powoduje już duże wygięcie się pręta.

Wyobraźmy sobie w dalszym ciągu pręt doskonale sprężysty, ściskany osiowo i przeniesiony do pewnej przestrzeni abstrakcyjnej, w której nie działa siła ciężkości, w której niema zmian atmosferycznych i t. d. Jeżeliby siła podłużna w takich warunkach dosięgła w pręcie wartości krytycznej, wówczas wyboczenie pręta mogłoby mieć miejsce jedynie na skutek wystąpienia jakiejś przyczyny zakrzywiającej w sensie wyżej omówionym. Gdyby natomiast przyczyna taka nie mogła mieć miejsca, wyboczenie nie nastąpiłoby tu wogóle.

Pręty ściskane, znajdujące się w zwykłych warunkach pracy konstrukcji budowlanej, podlegają jednak wstrząsom, wahaniom temperatury, miejscowym chwilowym zmianom w jednorodności materiału i t. d. Wstrząsy, jakich doznają pręty ści-

skane, znajdują wyraz w omówionych wyżej momentach μ , bądź siłach π , zaś zmiany w jednorodności materiału pręta wywołują bezpośrednio mimośród sił podłużnych.

W ten sposób widzimy, że już w samych warunkach pracy prętów ściskanych konstrukcyj budowlanych tkwi źródło mimośrodu sił podłużnych nawet wówczas, gdyby mimośród taki nie był spowodowany przez zaczepione w sposób wyraźny momenty μ lub siły π .



Rys. 8.

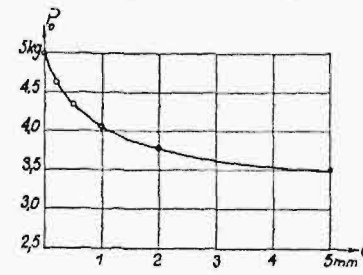
Skoro więc, z fizycznego punktu widzenia, mimośród siły podłużnej, choćby nieskończenie mały, w pręcie ściskany zawsze powstać musi, pozostaje on więc zawsze, niezależnie od źródeł, z jakich

pochodzi, przyczyną najbliższą (causa proxima) zjawiska wyboczenia. Przyczyna ta jednak przybiera znaczenie dopiero wówczas, gdy siła podłużna dosięga wartości krytycznej P_k .

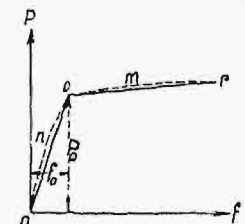
Gdy siła podłużna jest mniejsza od siły krytycznej, mały chwilowy mimośród siły podłużnej pozostaje tu bez znaczenia.

Im dalszą jest siła podłużna od siły krytycznej, tem większa jest stateczność pręta sprężystego, Stopień jego stateczności może być zmierzony na podstawie liczby wahań pręta AB (rys. 1) po usunięciu momentu μ lub sił π , gdy pręt pozostaje pod działaniem samych tylko sił podłużnych⁴⁾.

Mówiąc wyżej o mimośrodzie siły podłużnej, jako o przyczynie najbliższej zjawiska wyboczenia pręta ściskanego siłą podłużną, równą sile krytycznej, lub większą od niej, mieliśmy stale na uwadze tylko chwilowy mimośród siły podłużnej,



Rys. 9.



Rys. 10.

tak iż, chcąc wyznaczyć formę odkształconej pręta, uległego sprężystemu wyboczeniu, nie należy brać pod uwagę momentów μ lub sił π , które ten początkowy, chwilowy mimośród siły podłużnej spowodowały.

Jeżeli siła zaczepiona została ze stałym mimośrodem, wówczas prostoliniowa forma równowagi jest tu wyłączona i pręt będzie wygięty przy najmniejszej nawet wartości siły podłużnej P .

Weźmy pręt stalowy, w jednym końcu utwierdzony, o długości 100 mm i o przekroju podłuż-

⁴⁾ A. Sommerfeld, Eine einfache Vorrichtung zur Veranschaulichung des Knickungsvorganges, Z. V. D. I. 1905, str. 1321.

nym 12 mm \times 1 mm (rys. 6), obciążony siłą podłużną P , działającą równoległe do jego osi z mimośrodem a , i wyznaczmy największe jego ugięcie f , odpowiadające różnym wartościom siły P . Dojdziemy tą drogą do jednej z krzywych (rys. 7), a dla różnych wartości a — do pęku krzywych I — VI, przedstawionych na tym rysunku i odpowiadających różnym wartościom a .

Krzywe II — VI są tu zaczerpnięte z pracy prof. Czopowskiego⁵⁾, zaś krzywa I została obliczona, niezależnie od tamtych krzywych, metodą podaną przez K. Obrębowicza⁶⁾, kształt krzywych prof. Czopowskiego znajduje potwierdzenie w obliczeniach innych autorów, oczywiście tylko w częściach, wchodzących w zakres tych ostatnich obliczeń.

Wybermy na każdej z krzywych I—VI punkt o (na rysunku kółko), odpowiadający takiej wartości P_0 siły podłużnej P i takiej wartości f_0 ugięcia f , że przy $P > P_0$ ugięcia wzrastają znacznie prędzej, niż odpowiadające im siły podłużne. Punkty te odpowiadają pewnego rodzaju optimum sił P , inaczej, pewnej wartości tych sił, przy których grozi prętowi niebezpieczeństwo techniczne niedopuszczalnego wygięcia.

Biorąc z rys. 7 wartości f_0 (ugięcia) i a (mimośrodek), odpowiadające poszczególnym punktom o , znajdujemy zależność $f_0 = F_1(a)$ między temi dwiema wielkościami, uwidocznioną na rys. 8. Z wykresu widać, że w miarę zmniejszania się mimośrodu a szybko maleje wielkość ugięć f_0 .

Z drugiej strony, na rys. 9, przedstawiającym wykres zależności $P_0 = F_2(a)$ między wielkościami P_0 i a , sporządzonym na podstawie rys. 7, widzimy, że wielkość P_0 szybko spada przy zwiększaniu się mimośrodu, zwłaszcza przy mimośrodkach małych.

Położenie punktów o na wykresie 7 jest tem wyraźniejsze, im mniejszy jest mimośród a . Przy dużych a krzywe wykresu stają się coraz bardziej płaskimi, a przy $a = \infty$ mamy do czynienia z czystym zginaniem pręta momentem zaczepionym do jego końca. W tym przypadku ugięcia są proporcjonalne do momentów, a więc odpowiednia linia wykresu 7 powinna mieć kształt linii prostej.

Powyższe rozważania nie uległyby oczywiście zmianie i wówczas, gdyby rozpatrywany pręt był w dwóch punktach swobodnie podparty.

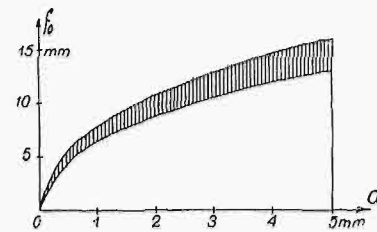
Wyobraźmy sobie, że jedna z krzywych rys. 7 została zastąpiona w okolicy punktu o bądź przez dwie przecinające się w tym punkcie proste, w różny sposób nachylone względem osi f , bądź też przez dwie płaskie krzywe, nie mające w punkcie o wspólnej stycznej (rys. 10).

Gdy siła P przybiera wartość P_0 o znaczeniu wyżej omówionem, wówczas najmniejszy przyrost tej siły powoduje, iż zamiast zależności $P = F(f)$, wyrażonej przez prostą Oo lub krzywą Ono , pręt zacznie się wyginać według zależności, wyrażonej przez prostą or lub krzywą omr . Ponieważ prosta Oo odpowiada tu małym wygięciom pręta, zaś prosta or dużym, więc przy $P = P_0$ grozi prętowi, że jakaś zewnętrzna okoliczność, zwiększająca siłę podłużną nawet o wielkość nieskończenie małą

w sensie fizycznym, może wywołać niedopuszczalne, z punktu widzenia technicznego, wygięcie pręta.

Wobec niemożności ścisłego wyznaczenia położenia punktu o , linie funkcji $f_0 = F_1(a)$ i $P_0 = F_2(a)$ powinny być właściwie zastąpione przez odpowiednie pasy funkcjonalne, w rodzaju przedstawionego na rys. 11, chociaż dla dalszych rozważań tej pracy nie jest to konieczne.

Z wykresów rys. 8 do rys. 10 wynika, że siła P_0 przy ściskaniu mimośrodowo odgrywa rolę analogiczną do roli siły krytycznej P_k przy wyboczeniu, gdyż w jednym i drugim wypadku mały przyrost siły ściskającej powoduje duże (niedopuszczalne) ugięcie pręta ściskanego. Ponieważ w rzeczywistości przejście od rodzaju zależności $P = F(f)$,



Rys. 11.

wyrażonej dolną (poniżej punktu o) częścią każdej z krzywych rysunku 7, do zależności wyrażonej górną (powyżej punktu o) częścią tej krzywej, odbywa się nie w jednym punkcie, lecz na przestrzeni

pewnego skończonego odcinka $o'o''$ tej krzywej (rys. 12), więc przejście to może mieć miejsce dopiero przez przyrost siły P_0 o pewną wielkość skończoną ΔP , tem mniejszą przytem, im mniejszy jest mimośród a .

W tabelicy I przedstawione są dla rozpatrywanego pręta i małych mimośrodów przyrosty siły podłużnej ΔP , powodujące przejście zależności $P = F(f)$ od jednego typu (np. wyrażającego się prostą Oo na rys. 10) do drugiego (np. wyrażającego się prostą or na tymże rysunku) oraz odpowiadające temu przejściu przyrosty Δf . Dołączony jest tu dla porównania wypadek, gdy mimośród, a również i ugięcia pręta równają się 0, czyli wypadek, gdy pręt pod działaniem siły osiowej, przekraczającej wartość krytyczną, dopiero zaczyna się wyginać.

TABELA I.

a	ΔP	Δf	$\frac{\Delta f}{\Delta P}$	$\frac{\Delta f}{f}$	$\frac{\Delta P}{P}$
0	0,15	20	130	∞	0,03
0,1	0,4	17	42	34	0,08
0,5	1,0	25	25	8	0,20
1	1,5	30	20	5	0,30

Analogja, zachodząca między stanem równowagi pręta ściskanego osiowo przy $P = P_k$ a stanem równowagi pręta ściskanego mimośrodowo przy $P = P_0$ upoważniałaby pozornie do wtłoczenia tego ostatniego stanu równowagi w określenie równowagi niestatecznej, przytoczone na wstępie tej pracy, lecz wiele względów, przedewszystkiem zaś względ na różnicę warunków energetycznych, czyni to niemożliwym. Omawiana analogja zasługuje jednak na podkreślenie i może, mojem zdaniem, rzucić wydane światło zarówno na warunki fizyczne, towarzyszące zjawisku wyboczenia, jak i na doświadczalne wyznaczanie siły krytycznej. Stan równowagi, odpowiadający wartości $P = P_0$, bę-

⁵⁾ Prof. H. Czopowski. Słów kilka o wyboczeniu sprężystem. Czasopismo techniczne, 1924.

⁶⁾ K. Obrębowicz. O wytrzymałości prętów na wyboczenie. Rozprawy Akademii Umiejętności. 1886. str. 101.

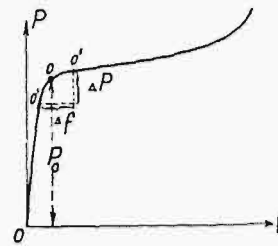
dzemy niżej nazywali równowagą quasi-nie-stacyczną pręta ściskanego mimośrodowo.

Siła krytyczna P_k może być rozpatrywana na podstawie wykresu rysunku 9, jako granica sił $P_{0,}$ wyrażonych w funkcji mimośrodow, czyli że

$$P_k = \lim P_0|_{a=0} = \lim |F_2(a)|_{a=0} \quad (5)$$

Przy wyznaczaniu siły krytycznej dla pręta sprężystego drogą doświadczalną uzyskanie zupełnie ściśle osiowości obciążenia podłużnego nie jest możliwe, dlatego też drogą doświadczalną uzyskujemy właściwie bezpośrednio nie siłę P_k , lecz jedną z sił P_0 . Dla małych mimośrów siły podłużnej, jak widać z rys. 9, siła P_0 szybko zdąża do P_k , tak iż przy dobrej aparaturze doświadczania siła P_k mało różni się od teoretycznie wyznaczonej siły Eulera P_E .

Ze względu na omówione wyżej okoliczności, towarzyszące zjawisku wyboczenia sprężystego, możemy dla tego zjawiska ustalić następujące określenie:



Rys. 12.

Wyboczenie sprężyste jest to zjawisko, polegające na tem, że pręt sprężysty, pierwotnie prosty i ściskany siłami podłużnymi ściśle osiowymi, zakrzywiowiy pod działaniem pewnej chwilowej przyczyny zewnętrznej, nie wraca, po usunięciu tej przyczyny, do swego kształtu prostolinijowego, o ile siła podłużna przekroczyła wartość, zwaną siłą krytyczną.

(d. n.)

Obecny stan budowy turbin parowych^{*)}.

Napisał Dr. Inż. Wiesław Chrzanowski, Profesor Politechniki Warszawskiej.

Turbiny promieniowe *Ljungstroema*, wykonywane przez Sp. Akc. Asea, są w literaturze polskiej już szczegółowo opisane. Obecnie buduje się je również dla ciśnień 5 atn. i 450° C oraz mocy 50000 kW przy 3000 obr./min (rys. 29).

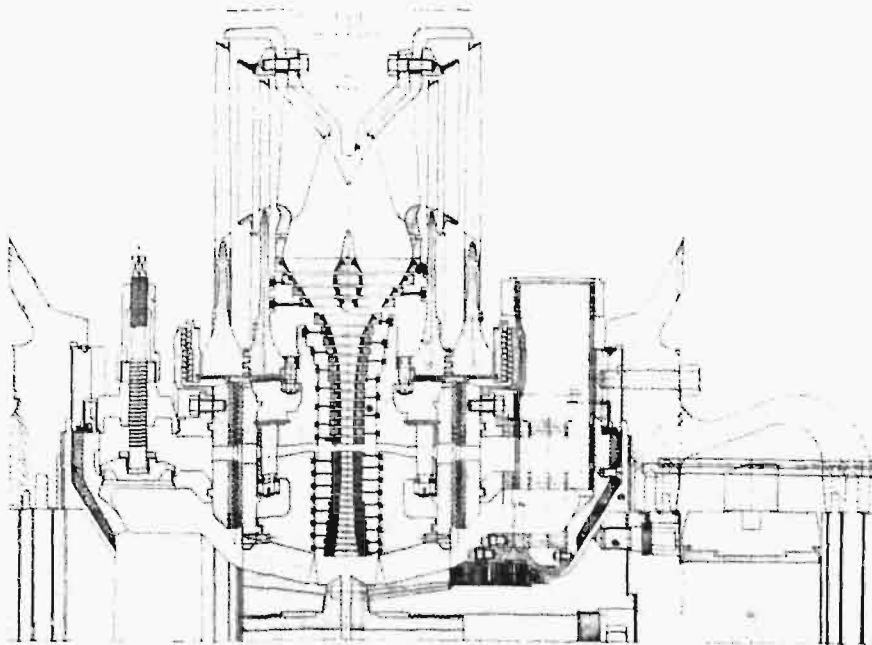
Największą trudność przy stosowaniu wysokich ciśnień i wysokich temperatur pary dolotowej sprawiają korozje, erozje oraz pęcznienie materiału łopatek turbinowych.

Korozjom w czasie postoju można zapobiec przez należyte osuszenie wnętrza turbiny po jej zatrzymaniu i bezwzględnie niedopuszczenie do kadłuba oparów z rurociągów. Korozje łopatek w ruchu turbiny zachodzą w stopniach ciśnienia, w których para przechodzi ze stanu przegrzania w stan nasycenia. Powodem ostatnich korozji jest za duża zawartość w parze tlenu lub dwutlenku węgla lub też kwasów. Wynika z tego, że woda zasilająca kotły powinna być jak najstarszniej odgazowana i nie powinna zawierać che-

mikalji, których używa się do zmiękczenia jej. Również trzeba zwrócić baczną uwagę na szczelność rurek kondensatorowych, aby woda chłodząca nie mogła dostać się do skroplin, których używa się do zasilania kotłów.

Erozje łopatek zachodzą tak w części niskoprężnej turbiny kondensacyjnej, jak i w części

ści wysokoprężnej. Powodem ich w części niskoprężnej jest nadmierna wilgotność pary, która jest tem większa, im większe jest ciśnienie dolotowe. Jak zaznaczyłem, wzrost temperatury pary dolotowej jest znacznie mniejszy od wzrostu ciśnienia, a w Europie stosowanie podwójnego przegrzewania nie znajduje zwolenników. W Europie przy bardzo wysokiem ciśnieniu pary dolotowej prze-



Rys. 29. Turbina Ljungströma 50 atn, 450° C, 50 000 kW, 300 obr./min.

grzewa się czasem parę za cylindrem wysoprężnym zapomocą pary dolotowej. Uczyniła to np. Elektrownia w Trzebowicach (C. S. R.), budowana obecnie dla ciśnienia kotłowego 130 atn i 500° C, w której fabryka *Skoda* ustawia dwa turbogeneratory po 21 000 kW dla 124 atn i 480° C; — para za cylindrem wysoprężnym ma być ogrzewana parą świeżą do około 340° C. Ponieważ materiały o cenie

*) Dokończenie do str. 305 w zesz. 27—28 z r. b.

względnie przystępnej opanowują w sposób dość zadawalający wilgotność pary aż do 10%, przeto konstruktorzy, jak to wynikało z szeregu przedstawionych rysunków, starają się możliwie najlepiej odprowadzać wodę z części niskoprężnej i nadawać w niej łopatom odpowiednie kształty oraz zastępować bandaże drutami wzmacniającymi.



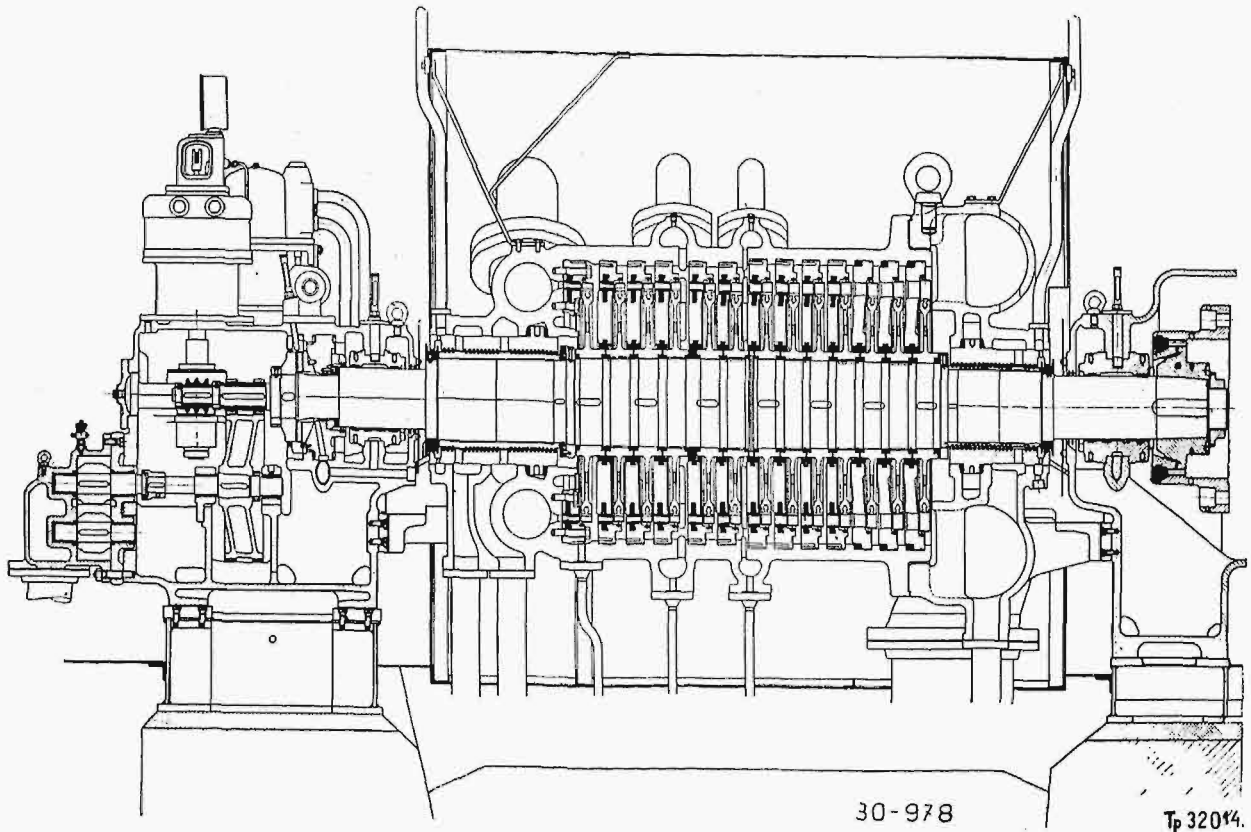
Rys. 30. Przykład erozji łopatek w stopniu regulacyjnym.

W części wysokoprężnej erozja powstaje przede wszystkim przez porywanie wody z kotła, t. zw. plucie kotła, które w wielkiej mierze zależy także od jakości wody zasilającej. Może ona powstać także, u-

jawniając się w postaci wylizania materiału dysz i łopatek wirnikowych, przy stosowaniu zbyt dużej prędkości pary. Wypadek ten zachodzi przede wszystkim w typach, których wytwórnia używa w celu zmniejszenia kosztów budowy dla znacznie różniących się spadków adyabatycznych, np. ten sam typ dla 14 atn i 320° C oraz dla 22 atn i 400° C, zmieniając tylko opanowywany przez stopień regulacyjny spadek adyabatyczny, a pozostawiając bez zmiany resztę stopni ciśnienia. Jako przykład takiej erozji w kole regulacyjnym może posłużyć rys. 30.

Pełzania materiału, czyli stopniowego wydłużania się jego przy wysokiej temperaturze i długotrwałym obciążeniu, należy obawiać się tylko w łopatkach części wysokoprężnej, przy stalach niklowych przy temperaturze powyżej 300° do 350° C. Oprócz tego materiał może zmięknąć przy bardzo wysokiej temperaturze pary.

Zmienione warunki pracy turbiny spowodowały znaczną zmianę w używaniu materiałów na łopatki. Mosiądz, tak bardzo ceniony dla łatwej obróbki i dużej odporności na korozję, może być używany tylko w turbinach o mniejszej mocy przy temperaturze poniżej 200° C. Bronz z domieszką 10% niklu, dawniej chętnie stosowany na łopatki niskoprężne, zniknął w turbinie prawie zupełnie, ponieważ posiada zbyt niską granicę plastyczności (płynności) i za małą odporność na erozję. Wyjątkowo odporny na korozję jest metal Monel'a, który posiada licznych zwolenników, zwłaszcza w marynarce angielskiej; — odporność jego na erozję jest względnie zadawalająca. Wytwórnie kontyngentu europejskiego niechętnie stosują metal Monel'a. Cena jego jest bowiem bardzo wysoka, obróbka trudna, jed-



Rys. 31. Turbina przeciwprężna fabr. Škoda, 9000 kW, 3000 obr./min.

30-978

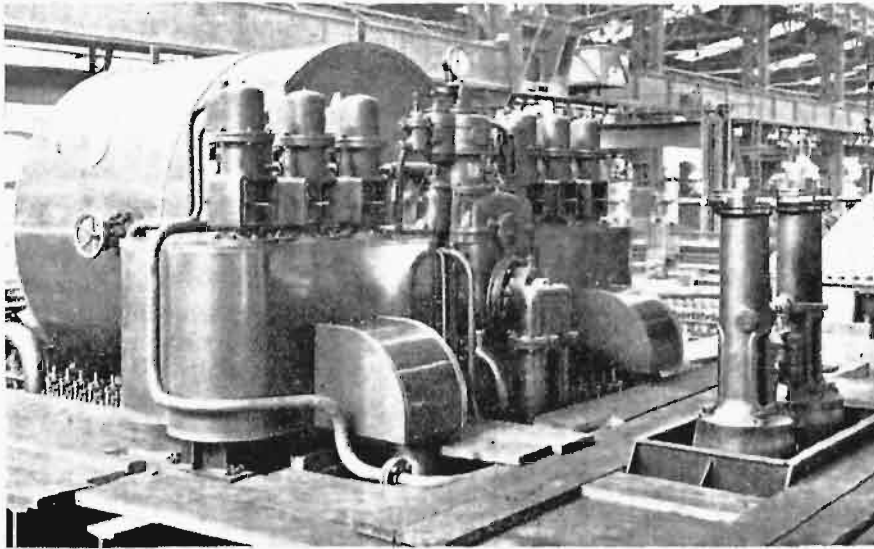
Tp 32044.

nolitość otrzymywanego materiału pozostawia dużo do życzenia, bo nawet przy ścisłej kontroli zachodzą wypadki z łopatkami, — granica plastyczności (płynności) jest za mała, aby mógł on być używany

więcej chromowych, przeto konstruktorzy fabryk turbin parowych uchwalili na dorocznym zebraniu w r. 1931 używać na łopatki wyłącznie tej stali, choć niewiadomo, czy uchwała ta będzie respektowana.

Wspomniane stale nierdzewiejące są to stale o zawartości chromu 12% do 16% i niklu 0,5% do 2%, wyrabiane sposobem Martina, bo stale austenityczne, które nie tak łatwo rdzewieją, nie mogą być używane na łopatki ze względu na zbyt niską granicę plastyczności (płynności) i niemożność hartowania ich. Stale chromowe, jak to wyrobu angielskiego, mark *Stainless Iron*, czy też wyrobu *Kruppa V5M* lub *Huty Poldi KA₂*, posiadają wyższą granicę plastyczności i trwałą wytrzymałość od 5% stali niklowej, lecz rdzewieją także, a odporność ich na erozję jest nieznacznie lepsza od 5% stali niklowej.

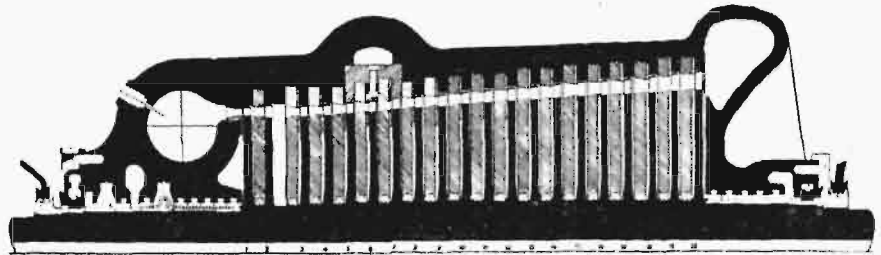
Ze względu na wielkie koszty i kłopoty przy wymia-



Rys. 32. Widok turbiny przeciwnprężnej, podane! na rys. 31.

na łopatki niskoprężne dużych turbin, granica pełzania nie pozwala stosować go przy temperaturach powyżej 350° C, przy których oprócz tego łuszczy się. Wynika z tego, że materiał ten jest najodpowiedniejszy na łopatki części średnioprężnej.

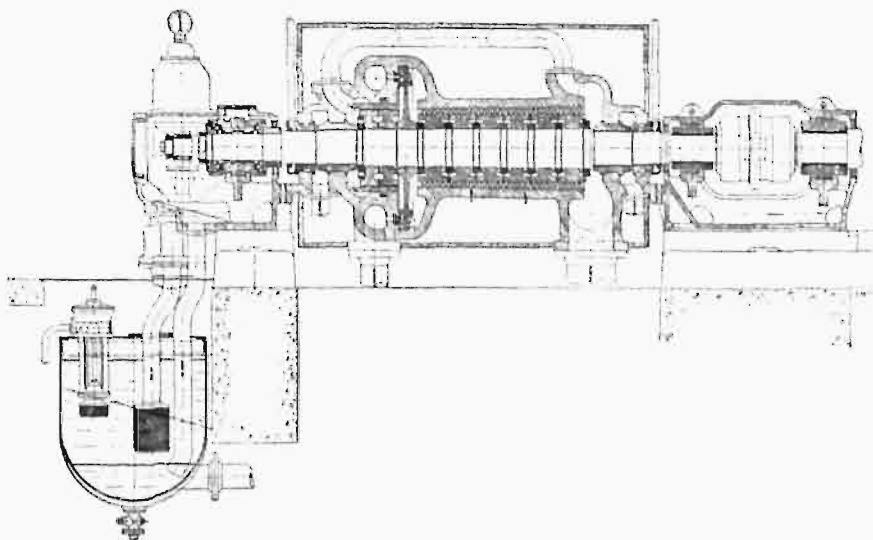
W wielkich turbinach współczesnych używa się na łopatki prawie wyłącznie różnych stopów stali. Najwięcej rozpowszechniona jest 5% stal niklowa, stosowana nagł! przy temperaturze pary aż do 400°, choć wytrzymałość jej trwała przy temperaturze powyżej 300° C znacznie zmniejsza się. Ponieważ stal ta posiada odporność na korozję i erozję nieznacznie gorszą od kosztowniejszych stali nierdziej-



Rys. 33. Turbina przeciwnprężna budowy Pierwszej Berneńskiej Fabryki. Moc 4500 kW przy 3000 obr./min. Przepływ 50 t/h.

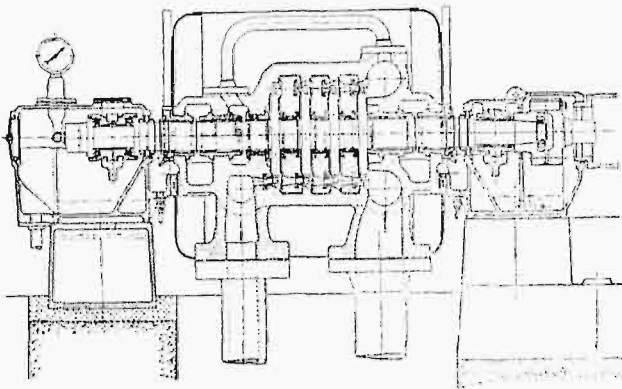
nie łopatek turbinowych, wytwórnie zaczęły pod naciskiem odbiorców turbin szukać materiałów odporniejszych. Jako takie, wymienić można stale nierdzewiejące o dużej zawartości chromu i niklu, np. stal francuską *ATV*, posiadającą 36% niklu i 12% chromu, oraz stal *Kruppa B7M*, posiadającą 60% niklu, 15% chromu i 7% molibdenu. Obie te stale posiadają wyższą granicę wytrzymałości trwa!ej, zwłaszcza *B7M*, od zwykłych stali nierdzewiejących oraz znacznie większą odporność na korozję i erozję, a mięknią dopiero przy temperaturze powyżej 500° C. Najsłabszą ich stroną jest zbyt wysoka cena, która u stali *ATV* jest 3razy, a u stali *B7M* — 5 razy wyższa od tak zwanych stali nierdzewiejących.

W turbinach przeciwnprężnych, czołowych i pracujących z pobieraniem pary stosowanie wysokiego ciśnienia pary dolotowej przynosi znacznie większe korzyści niż w turbinach kondensacyj-



Rys. 34. Turbina czołowa Curtis-Parsons na ciśn. do 100 atn przy 450° C.

nych. Zasady budowy tych typów są takie same, jak w turbinach kondensacyjnych.



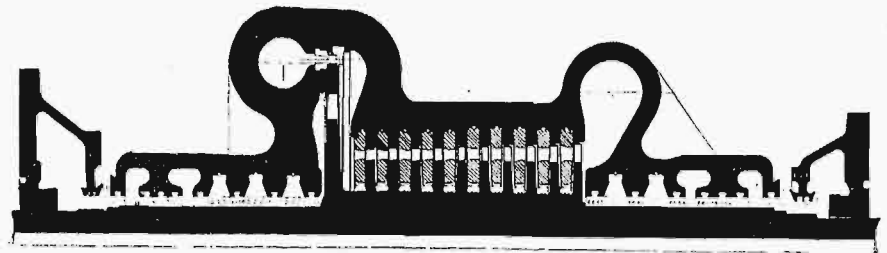
Rys. 35. Akcyjina turbina czołowa 4000 kW wytw. Parsonsa na ciśn. 200 atn ($p_2=56$ atn), 7500 obr./min.

Turbiny przeciwprężne zdobywają obecnie większe znaczenie w centralach elektrycznych. Ostatnie bowiem zaczynają, w celu zwiększenia rentowności, sprzedawać oprócz prądu także parę do celów fabrykacyjnych i grzejnych. Jako przykład, może posłużyć centrala w Brnie, która przy ciśnieniu kotłowym 65 atn i 430°C , posiada narazie trzy turbiny o łącznej mocy 18 000 kW ($p_1=60$ atn, $t=400^{\circ}\text{C}$, $p_2=8$ atn) i turbinę kondensacyjną o mocy 6 000 kW dla ciśnienia dolotowego 7,5 atn, pracującą tylko w okresach małego zapotrzebowania pary do celów fabrykacyjnych. Turbinę przeciwprężną o mocy 9 000 kW przy 3000 obr./min, wykonaną przez fabrykę Skoda, widzimy na rys. 31;—moc najekonomiczniejsza wynosi 7 200 kW, a największa moc przejściowa 10 000 kW. Turbina ta posiada 13 całkowicie zasilanych stopni akcyjnych. Pierwsze 10 stopni są zaopatrzone w całkowicie obrobione łopatki kierownicze, ostatnie 3 stopnie natomiast — w łopatki zalane. W celu uniknięcia ujemnych skutków nierównego wydłużania się promieniowego kadłuba i tarcz kierowniczych, znajdują się w ostatnich obwodowe podcięcia, dzięki którym mogą sprężynować. Ze względu na pracę z przeciwprężnością turbina jest wyposażona w regulację ilościowo-jakościową za pomocą 6 zaworów regulacyjnych, umieszczonych w 2 skrzyniach, a ułożonych po

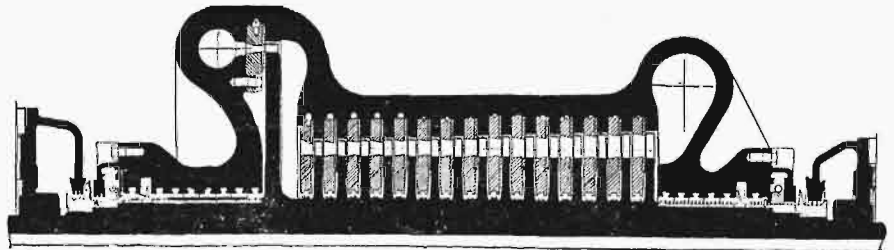
obu stronach przedniego łoża (rys. 32). Cztery zawory doprowadzają parę przed pierwszy stopień ciśnienia, a dwa dalsze przy dużym obciążeniu przed piąty stopień ciśnienia.

Dla tej samej centrali w Brnie i ciśnien powyżej zaznaczonych zbudowała Pierwsza Berneńska Fabryka dwie turbiny przeciwprężne o mocy po 4 500 kW przy 3000 obr./min dla przełyku 50 t/h. Turbina (rys. 33) składa się z koła U jako stopnia regulacyjnego i 18 stopni akcyjnych, których średnice stopniowo wzrastają, dzięki czemu otrzymuje się wyższe łopatki na początku turbiny. Dla przeciążenia wprowadza się parę dodatkową za czwarty stopień akcyjny.

Sp. Akc. Brown-Boveri buduje natomiast dla ciśnienia aż do 100 atn i 450°C turbiny czołowe typu Curtis-Parsons (rys. 34), a dopiero dla ciśnien wyższych typ akcyjny, np. dla centrali w Langerbrugge dla mocy 4 000 kW turbinę o 4 stopniach ciśnie-

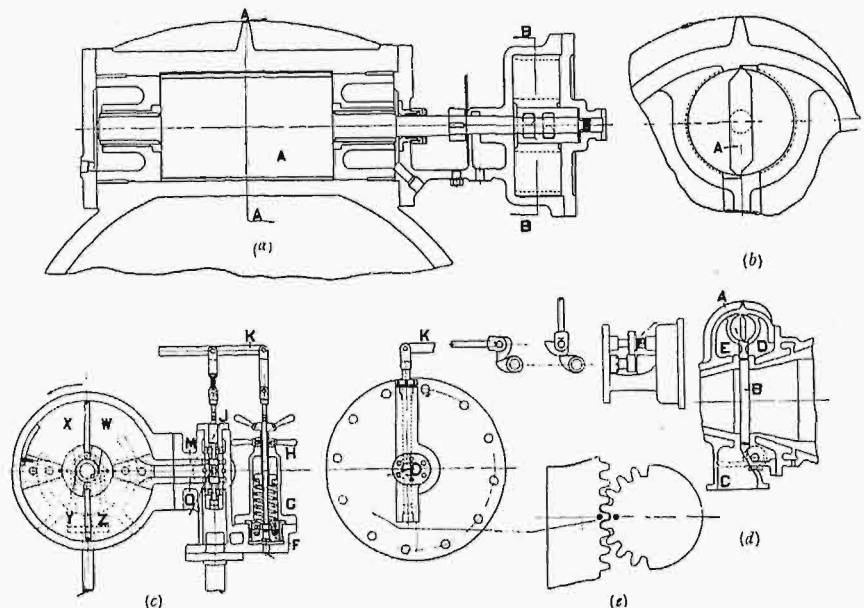


Rys. 36. Cylinder wysokoprężny.



Rys. 37. Cylinder niskoprężny.

Rys. 36 i 37. Turbina przeciwprężna Pierwszej Berneńskiej Fabryki. Moc 2700 kW, 6000 obr./min, 65 atn, 450°C . Przełyk 32,5 t/h.



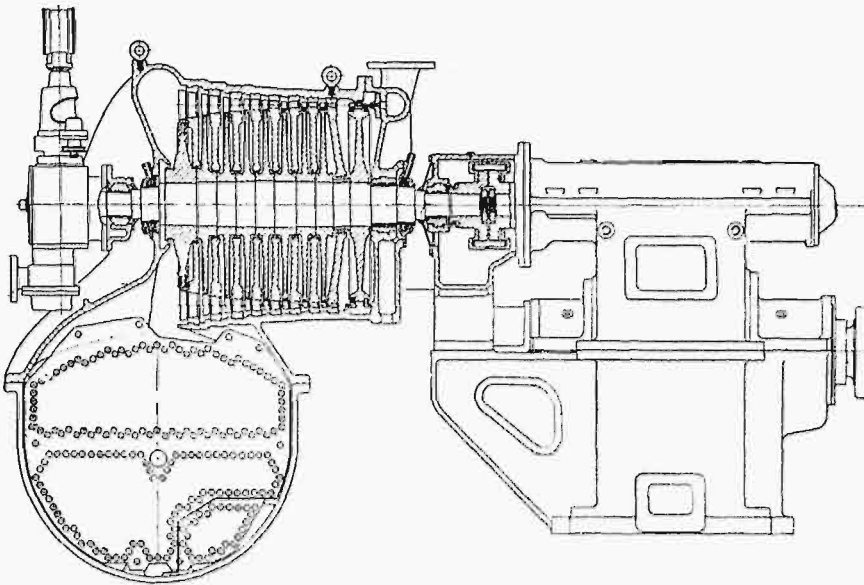
Rys. 38. Regulacja bud. wytwórni Parsons do turbin z pobieraniem pary.

nia (rys. 35), z których tylko ostatni jest całkowicie zasilany. Turbina ta zbudowana została dla $p_1=200$ atn, $p_2=56$ atn, $n=7500$ obr/min.

Przy wysokich ciśnieniach dolotowych, a niezbyt dużej przeciwprężności buduje się nawet turbiny

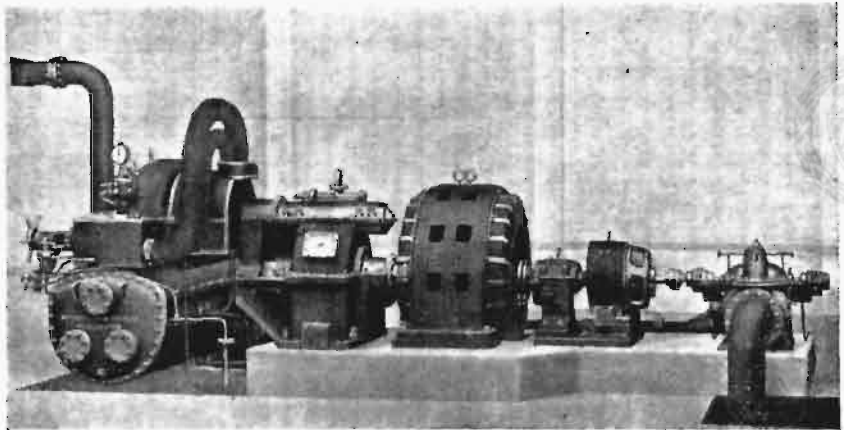
pień akcyjny o większej i 15 stopni akcyjnych o mniejszej średnicy. W obydwóch cylindrach koła regulacyjne są znacznie większej średnicy od innych kół, przez co uzyskuje się lepszą sprawność turbiny tak przy pełnym obciążeniu, jak i zmniejszonym. Tak pobieranie pary, jak i przeciwprężność są regulowane zapomocą rurek strumieniowych Askania, opisanych w literaturze polskiej.

Jako interesujący szczegół konstrukcyjny, przytaczam regulację, stosowaną przez *Sp. Akc. Parsons* w turbinach pracujących z pobieraniem pary (rys. 38). Część wysokoprężna oddzielona jest od niskoprężnej obrzeżem *B*. Para płynie z części wysokoprężnej przy *C* do celów fabrykacyjnych, a reszta jej przez przestrzeń *E*, klapę dławiacą *A* i przestrzeń *D* — do niskoprężnej części turbiny. Położenie klapy *A* jest ustawiane serwowotorem z tłokiem obrotowym, widocznym w przekroju *B—B*.

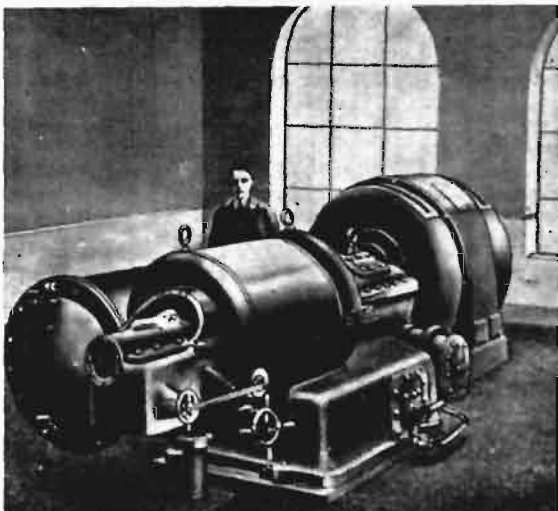


Rys. 39. Turbina zmontowana na skraplaczu (Vickers).

o średniej mocy jako dwukadłubowe. Jako przykład, podaję turbinę, wykonaną przez *Pierwszą Berneńską Fabrykę* dla mocy 2700 kW przy 6000 obr/min z przekładnią zębatą do 2520 obr/min (rys. 36 i 37), a pracującą z $p_1=65$ atn, $t_1=450^{\circ}$ C i $p_2=3$ atn. Przepływ turbiny 32,5 t/h. Z turbiny tej pobiera się parę za cylindrem wysokoprężnym o ciśnieniu 18 atn w ilości aż do 19 t/h. Cylinder wysokoprężny posiada jeden stopień akcyjny o większej średnicy i 10 stopni akcyjnych o mniejszej średnicy (rys. 36), a cylinder niskoprężny (rys. 37) — jeden sto-



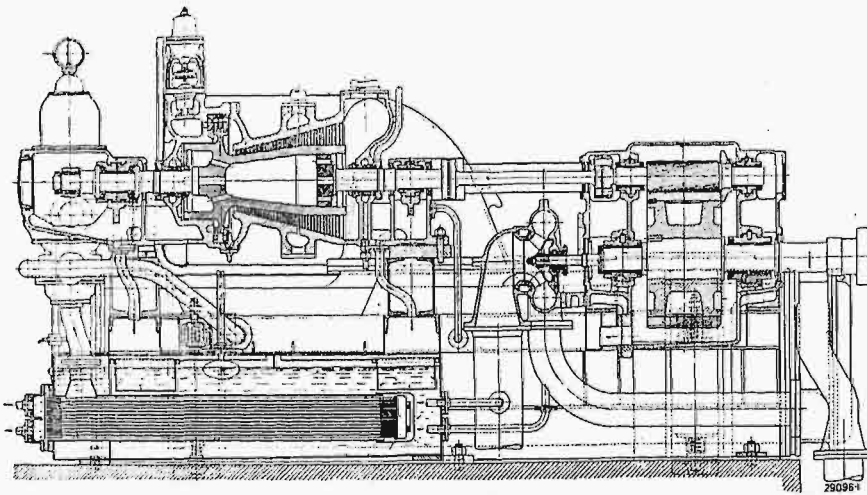
Rys. 40. Widok turboprądnicy Vickersa (do 6250 kW) z turbiną ustawioną na skraplaczu.



Rys. 41. Turbina Parsonsa o mocy 250 kW ze skraplaczem, przytwierdzonym do kadłuba turbiny.

III. Zmniejszenie kosztów inwestycyjnych.

Zmniejszenie kosztów inwestycyjnych wymaga przede wszystkim takiego ograniczenia liczby kadłubów, które zapewnia niezawodną pracę przy dobrej sprawności. Przed siedmiu laty, więc w okresie, w którym jedna wytwórnia starała się prześcignąć drugą większą liczbą stosowanych kadłubów (np. dla mocy 10000 kW przy 10 atn i 300° C budowano trójkadłubowe turbiny), wypowiedziałem w artykule p. t. „Nowe dążenia w budowie turbin i maszyn parowych” zapatrywanie, iż stosowanie większej liczby kadłubów, niż tego wymagają niezawodność biegu i sprawność silnika, nie jest usprawiedliwione ze względów gospodarczych. Rozwój budowy turbin w ostatnich latach, pomimo bardzo znacznego wzrostu ciśnienia i temperatury pary dolotowej, potwierdził w zupełności słuszność powyższego zdania.

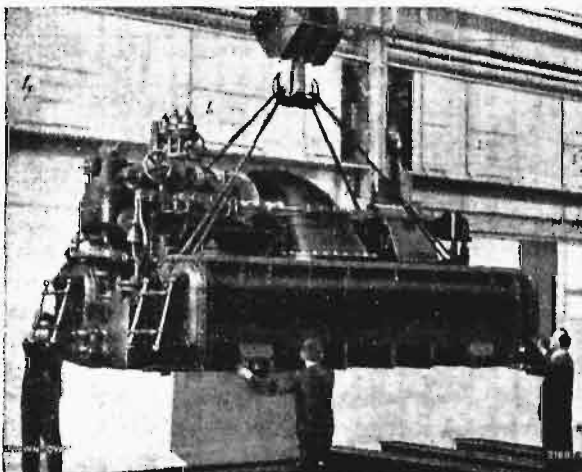


Rys. 42. Turboprądnica Brown-Boveri o mocy 1500 kW, 7500/1500 obr. min., ustawiona na skraplaczu.

Może jeszcze w większej mierze na zmniejszenie kosztów budowy siłowni wpływa ustawianie jednostek o bardzo dużej mocy, pracujących przy dużej liczbie obrotów. Oczywiście, najkorzystniejsze wyniki w tym względzie osiąga się w turbogeneratorach układu posobnego, wymagających tylko jednej prądnicy, a jako dobitny przykład może posłużyć turbina o mocy 60 000 kW przy 3000 obr./min, przedstawiona na rys. 25. Układ compound, chętnie wykonywany w Ameryce, jest oczywiście kosztowniejszy od układu tandem.

W ostatnim czasie uwydatniła się także dążność do budowy turbin kondensacyjnych, przeciążalnych w szerokich granicach. Celem tej konstrukcji jest opanowanie szczytów obciążeń w elektrowniach bez ustawiania dodatkowych silników, względnie kosztownych urządzeń z czerpalarkami.

Koszty fundamentów i montażu są przy turbogeneratorach osiowych stosunkowo duże w porównaniu z ceną samego silnika, zwłaszcza przy mniejszej jego mocy. Celem zmniejszenia kosztów fundamentów można ustawić turbinę na kondensatorze, przez co zmniejszają się również poważnie koszty jej montażu. Na drogę tę wkroczył jako pierwszy *Vickers*, który stosuje tę budowę przy mocy aż do 6 250 kW (rys. 39 i 40). Wał turbiny napędza tutaj prądnicę zapomocą przekładni zębatej, a przy końcu jej wału znajduje się



Rys. 43. Widok turbiny Brown-Boveri 1500 kW (rys.42).

pompa do wody chłodzącej. *Sp. Akc. Parsons* przytwierdza natomiast kondensator do kadłuba turbiny, jak to wynika z rys. 41, przedstawiającego turbinę o mocy 250 kW, zbudowaną jako typ Curtis-Parsons. Również firma *Asea* układa swą turbinę promieniową na kondensatorze.

Fabryka *Brown-Boveri* zwróciła również szczególną uwagę na zmniejszenie kosztów fundamentów. Na rys. 42 i 43 widzimy budowę jej „turbloku” o mocy 1500 kW. Liczba obrotów turbiny wynosi 7500, a prądnicy 1500. Wał turbiny napędza bezpośrednio pompy do wody i do kondensatu zapomocą przekładni zębatej. Kadłub turbiny i skrzynka przekładni zębatej

spoczywają na dwóch prostokątnych kondensatorach, ułożonych po obu stronach kadłuba, prądnica natomiast spoczywa na osobnym fundamencie lub konstrukcji żelaznej. Zbiorniki i chłodnica oleju znajdują się pomiędzy kondensatorami. *Brown-Boveri* wykonała projekt nawet trójkadłubowej turbiny, w której cylinder wysoko i średniopiętny oraz prądnica spoczywają na konstrukcji żelaznej, a cylinder niskopiętny na kondensatorach. Wątpić jednak należy, aby ten typ mógł znaleźć rozpowszechnienie.

Przedstawiony rozwój turbin parowych w ostatnich latach osiągnięto dzięki wysiłkom konstruktorów i metalurgów. Dalszy postęp możliwy jest tylko przy ścisłej współpracy tych dwóch czynników, zwłaszcza, że musimy opanować jeszcze wyższe temperatury.

Nowe wydawnictwa^{*)}

Przepisy budowy i ruchu urządzeń elektrycznych prądu silnego. Wyd. 2-gie, zmienione. Oprac. przez Polski Komitet Elektrotechniczny. Nakład Stow. Elektr. Polskich. Warszawa 1932. Cena zł. 8.

Organizacja nowoczesnego biura. Mgr. K. Barliński. Skł. gł. Inst. Nauk. Organizacji. Str. 240. Cena zł. 5:70 (opr. 7.—).

Słownictwo elektrotechniczne polskie z odpowiednikami w jęz. francuskim i niemieckim, oprac. przez Centralną Komisję Słownictwa Elektrotechnicznego. Zesz. 1 (pojęcia podstawowe i ogólne; maszyny i transformatory). Nakład Stow. Elektr. Polskich. Warszawa 1932. Cena arkusza w pren. zł. 1.25, osobno zł. 1.50. Cena zeszytu 1 — zł. 3.

Der Grundbau, ein Handbuch für Studium und Praxis. Prof. Ing. Dr. techn. A. Schoklitsch. Str. 490 (4⁰) z 748 rys. Wyd. J. Springer. Wiedeń 1932. Cena zł. 136.

Technische Vollendung und höchste Wirtschaftlichkeit im Fabrikbetrieb. Prof. Dr. G. Schlesinger. Str. 106, rys. 80. J. Springer. Berlin 1932. Cena zł. 11.

National Physical Laboratory. Report for the year 1931. Str. 301, rys. 51. Wyd. H. M. Stationary Office. Londyn 1932.

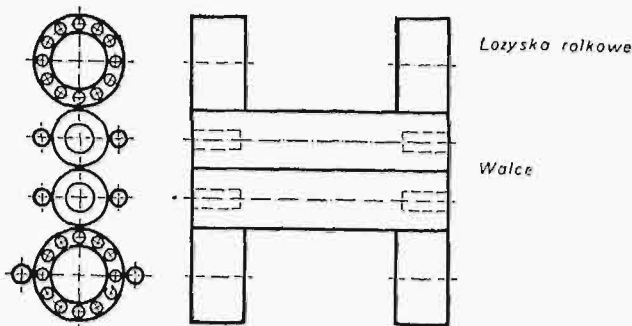
^{*)} Wszystkie podawane w tym dziale wydawnictwa są do nabycia w Księgarni Technicznej „Przeglądu Technicznego”, Warszawa, ul. Czackiego 3.

Postępy walcownictwa^{*)}

Napisał Inż. Karol Łowiński, Profesor Akademii Górniczej w Krakowie.

Przechodzę do walcowni taśm.

W 1895 r. walcowano na gorąco taśmy do szerokości najwyżej 176 mm przy grubości 2 mm w długościach około 30 m. Taśmy szersze lub taśmy o mniejszej grubości należało ciąć z blachy cienkiej, długości najwyżej 3 m.



Rys. 10. Walcarka Acme Steel Co.

Pod wpływem rozwoju elektrotechniki i automobilizmu wzrosło od 1895 r. silnie zapotrzebowanie taśm cienkich do wyrobu części wytłaczanych. Zaczęto budować specjalne walcownie do wyrobu tych taśm i osiągnięto bardzo poważne rezultaty, tak że po 30-tu latach — w 1925 r. — walcowano taśmy

grub. 0,9 mm do 115 mm szerokości
.. 1,25 .. „ 216 .. „
.. 1,65 .. „ 406 .. „
.. 2,11 .. „ 460 .. „
.. 2,77 .. „ 508 .. „
.. 3,40 .. „ 610 mm ..

z szybkością około 4 m/sek. w długościach do 300 m.

W 1925 r. nastąpił zastój w dalszym rozwoju, wywołany trudnościami z powodu wielkiego nacisku czopów w łożyskach. Należało ustroić walcarek zasadniczo zmienić. Zastój ten trwał do 1927 r.

Pomyślano o łożyskach rolkowych dla przezwyciężenia trudności, wywołanych silnym tar-

łożyska rolkowe pod nim, odpowiedniemu przedłużeniem samego bębna walców. W kierunku osiowym walce także są utrzymywane w swym położeniu właściwym przez umieszczone tam czołowe łożyska rolkowe.

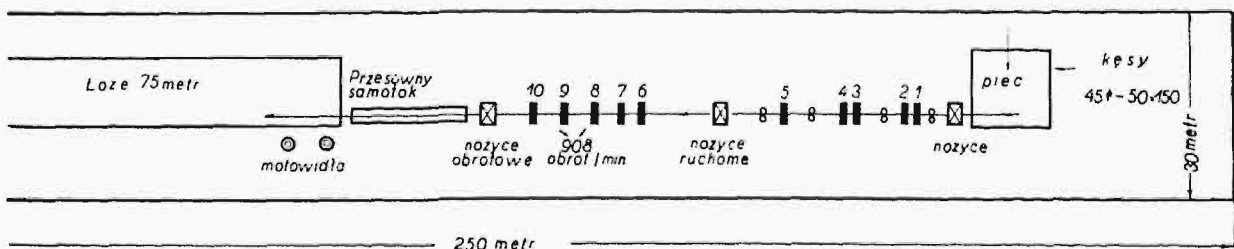
Walcownia Acme Steel Co (rys. 11) składa się z 14-tu walcarek o walcach \varnothing 305 przy długości bębna 381 mm. Układ wstępny składa się z 5-ciu walcarek z walcami poziomymi i z 4-ch walcarek z walcami pionowymi. 5 walcarek z walcami poziomymi ujęto w 3 grupy, odległość od grupy do grupy wynosi nieco więcej niż długość taśmy walcowanej w danym okresie walcowania. Układ gotowy, także odsunięty o długość taśmy walcowanej, składa się z 5-ciu walcarek z walcami poziomymi.

Aby móc regulować szybkość walcowania odpowiednio do profilu walcowanego, zastosowano do napędu każdej walcarki, z wyjątkiem grupy 1-szej i 2-giej, oddzielne silniki elektryczne na prąd stały o napięciu 600 V z regulacją obrotów. Moc poszczególnych silników zawiera tabela 2; walcarki od 1 do 11-jej napędzane są za pośrednictwem przekładni, a 12, 13 i 14-ta — bezpośrednio.

TABELA 2.

Walcarka	Moc silnika w KM	Liczba obrotów na min
1	150	400/1200
2	600	400/1000
3	600	400/1000
4	150	400/1200
5	600	450/900
6	600	450/900
7	150	400/1200
8	600	450/900
9	150	400/1200
10	600	450/900
11	600	450/900
12	700	264/595
13	800	382/908
14	800	382/908

Walcownia walcuje kęsy kwadratowe 44×44 lub płaskie 146×50 mm, długości 9,14 m, na taśmy grub. 0,6 mm, szerokości do 115 mm, a grubości 0,8 mm do szerokości 150 mm, o wadze poszczególnych kręgów 270 do 550 kg. Produkcja wynosi 40 t godz. i dochodziła w praktyce, przy odpowiednich wymiarach, do 1024 t 10 godz. Szybkość walcowania wynosi do 13 m/sek.



Rys. 11. Walcownia T-wa Acme Steel Co.

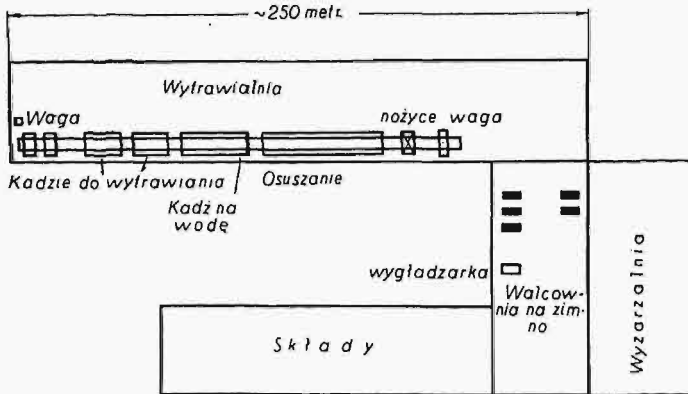
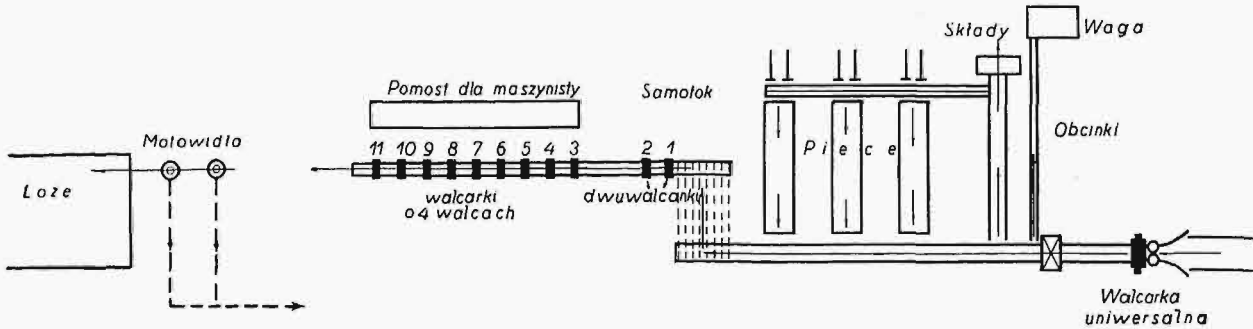
ciem. Łożyska te jednak zajmują dużo miejsca, nie można więc było walców dostatecznie do siebie zbliżyć. Powstała wtedy konstrukcja walcarki Acme Steel Co, rys. 10. Walce, nie posiadające właściwych czopów, opierają się — górny o łożyska rolkowe, umieszczone nad nim, a dolny o

Do walcowania taśm o większej szerokości Columbia Steel Co, jako pierwsza, ustawiła walcarkę uniwersalną, jako wstępną, i 4 walcarki o 4-ch walcach w układzie ciągłym po sobie, potem 5 walcarek tej samej konstrukcji w układzie ciągłym do walcowania na zimno. Walcuje się tam taśmy grub. 2,05 mm o szerokości do 965 mm; przy walcowaniu grubości 1,6 i 1,14 mm powsta-

*) Dokończenie do str. 320 w zes. 29—30 z r. b.

wały trudności w łożyskach rolkowych, temperatura taśmy bowiem, gdy ta dochodziła do walcarek o 4-ch walcach, była już zbyt niska. Walcarka uniwersalna walcuje dla grubości poniżej 2,05 mm za wolno.

walcarce woda pod ciśnieniem. Woda, utwardniając powierzchnię metalu, sprzyja powstawaniu gładkiej powierzchni taśmy. Sposób ten wpływa, mimo dużej szybkości walcowania (7 m/sek), chłodząco na taśmie, nie da się jednak uniknąć, chcąc



Rys. 12. Walcownia taśm (do 1200 mm szerokości) Wheeling Steel Co.

Z tego powodu Weirton Steel Co ustawiła 9 walcarek o 4-ch walcach po sobie do walcowania na gorąco i oddzielnie 2 układy ciągłe po 5 walcarek tej samej konstrukcji do walcowania na zimno. Walcownia ta zużywa, walcując taśmy szerokości 762 mm, grubości 1,14 mm, z szybkością 4,07 m/sek, 80 kW/godz/t przy grubości kęsa 76 mm. Układ walcujący na zimno z grub. 2,05 do 1,14 mm zużywa 30 kW/godz/t.

Rys. 12 przedstawia walcownię taśm szerokich do 1200 mm Wheeling Steel Co, składającą się z walcarki uniwersalnej, przygotowującej kęsy płaskie, 2-ch walcarek z 2-ma walcami normalnej konstrukcji, jako wstępnych w I-szej grupie, i z 9-ciu walcarek o 4-ch walcach (rys. 13), ustawionych w hali długości 600 m.

Walcarki 1 i 2-ga, ustawione w jednej grupie, napędzane są wspólnym silnikiem, tak samo walcarki 2 i 3, reszta walcarek zaopatrzona jest każda w napęd bezpośredni oddzielnymi silnikami z regulacją obrotów.

Kęsy płaskie grub. 65—75 mm są kilkakrotnie kantowane przy transporcie bocznym od samotoku piecowego do samotoku walcarek dla usunięcia zgorzelin, pozatem walce 1-szej walcarki są ryflowane w tym samym celu. Za walcami każdej poszczególnej walcarki umieszczona jest listwa zaostrzona do zdrapywania nieczystości i zgorzelin z powierzchni taśmy walcowanej; nieczystości te usuwa się umieszczonemi za listwami dyszami, którymi doprowadzana jest para, a przy następnej

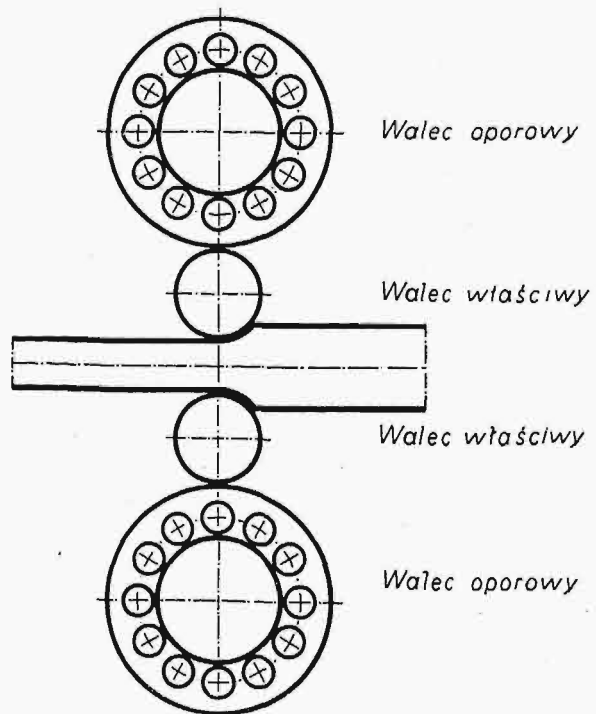
otrzywać produkt, dorównujący powierzchnią blasze cenniejszej, walcowanej w paczkach.

Walcowania ta walcuje na gorąco taśmy do szerokości 1200 mm, najmniejsza grubość przy szerokości 1000 mm wynosi 1,6 mm.

W hali sąsiedniej, długości 250 m, ustawione są 2 układy ciągłe do walcowania na zimno: jeden układ o 2-ch, drugi o 3-ch walcarkach. Walce właściwe są o średn. 500 mm, walce oporowe — o średn. 1200 mm, przy długości bębna 1500 mm. Ubytek przy walcowaniu na zimno dochodzi w 1-szej walcarce do 82%, w ostatniej do 50%, przy szybkości walcowania dochodzącej do 6 m/sek.

Wymiary taśm, walcowanych na gorąco na walcarkach o 4-ch walcach, są bardzo dokładne, największa różnica grubości taśmy 762 mm szerokiej przy długości 75 metrów wynosiła 0,076 mm, przy grubości 1,14 mm.

Walce oporowe obracają się w łożyskach rol-



Rys. 13. Walcarka o 4-ch walcach wytwórni Wheeling Steel Co.

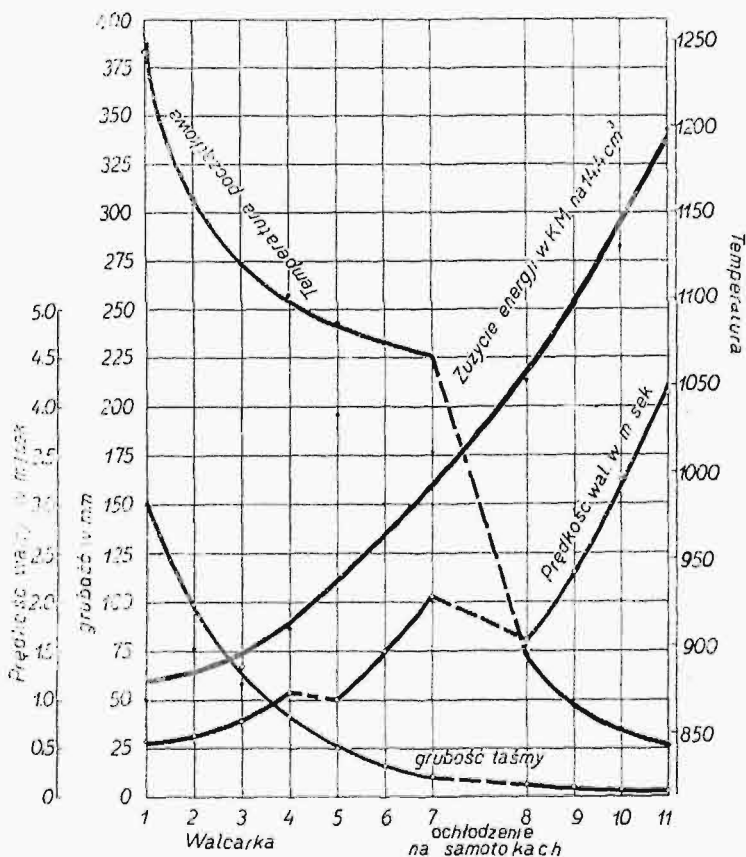
kowych, walce właściwe — w łożyskach brzo-
wych, są bowiem odciążone; napędza się walce
właściwe. Walcarki o 4-ch walcach nadają się
równie dobrze do walcowania na gorąco, jak na
zimno.

8-mą walcarką umieszczony jest samotok o walc-
kach chłodzonych, aby metal przeszedł szybko
przez zakres temperatur, zębnych dla własności
fizycznych stali niskowęglistej.

Duże trudności powstawały także w prze-
kładniach zębatych; walce ze sobą pracu-
jące powinny być bardzo dokładnie dopa-
sowane, mała bowiem różnica średnic przy
znaczej długości walcowania wywołuje
bardzo wielkie naprężenia zębów. Z tego
powodu obecnie stosowane są do napędu
silniki bliźniacze, napędzające, bezpo-
średnio oddzielnie górny i dolny walec. Wte-
dy walce, uzyskując pod wpływem tarcia
metal walcowanego równą szybkość ob-
wodową, regulują ilość obrotów silników.

Walcarki o 6-ciu walcach, nie posiada-
jące żadnej wyższości nad walcarkami o 4-ch
walcach, stosuje się obecnie rzadko.

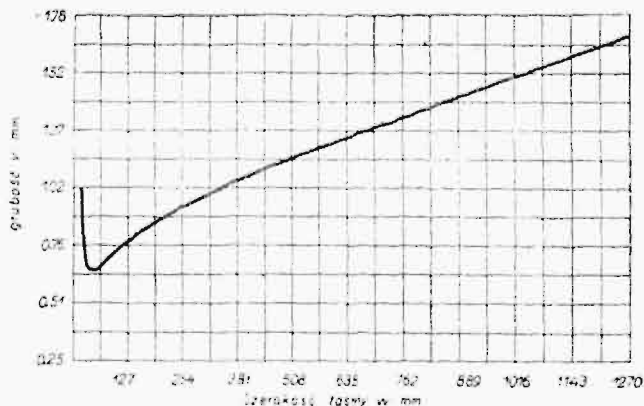
Coraz częściej spotkać można w wal-
cowniach agregat Steckel'a do walcowa-
nia taśm na zimno, szczególnie cienkich,
o grubości do 0,025 mm. Agregat ten (rys.
15) składa się z walcarki o 4-ch walcach
bez napędu, z 2-ch motowideł napędza-
nych i z 2-ch rolek, prowadzących taśmę,
chłodzonych wodą. Po nałożeniu taśmy
na motowidło pierwsze i umocowaniu tam
końca wewnętrznego kręgu taśmy, przeprowa-
dza się przez rolki i walce do motowidła
drugiego. Po odpowiednim nastawieniu
walców włącza się silnik motowidła dru-
giego, które przeciąga taśmę przez walce.
Po ukończeniu tej operacji następuje od-
wrotna, i to tak długo, aż się osiągnie
pożądaną grubość taśmy. Dla lepszego
prowadzenia taśmy, motowidła są zaopatrzone
w hamulce; podczas operacji dociągany jest ha-
mulec motowidła, z którego taśma się odwija,



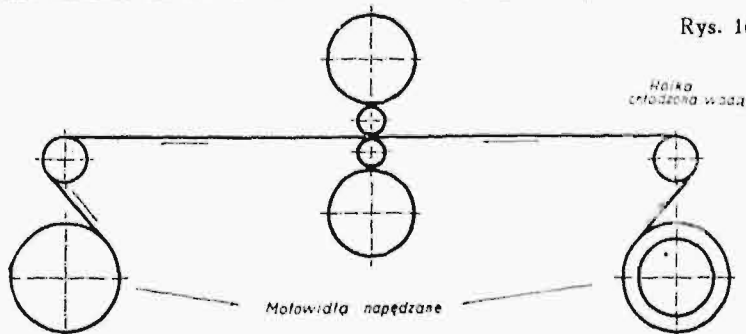
Rys. 14. Wyniki badań walcowania, wykonywanych przez I. B. Ink'a.

Największą załugę dla rozwoju walcowni
taśm szerokich położyła Rolling Mill Co w Middle-
town. Walcownia ta składa się z 11-tu walcarek
o walcach poziomych i 4-ch o walcach pionowych.
Średnica walców walcarek 1—4 wynosi 813, wal-
carek 5—11 walców roboczych 457, a oporowych
915 przy długości bębna 1422 mm. Kęsy płaskie
grubości 152 mm walcuje się na taśmy szerokości
1220 mm, grubości 2,4 mm i długości 54,86 m.

Rys. 14 przedstawia wyniki badań, przeprowa-
dzonych przez I. B. Ink'a. Badania wykazały, że
niskowęglista stal nie znosi obróbki walcowniczej
w zakresie temperatur 1050—850°. W zakresie
tym zgniot przyczynia się do zamiany perlitu kul-
listego na pasemkowy, co w następstwie uniemożli-
wia dalszą obróbkę na zimno. Pomiedzy 7-mą a



Rys. 16. Wykres osiągalnej obecnie grubości taśmy w zależności od szerokości.



Rys. 15. Agregat Steckel'a do walcowania taśmy na zimno.

taśma zatem znajduje się w stanie nap-
rężonym. Końce taśmy, znajdujące się
pomiędzy motowidłami i walcami, nie
podlegają tym operacjom, należy je ob-
ciąć, jako odpadek.

Szybkość walcowania dochodzi do
7,5 m/sek, ubytek jest mały, wyno-
si dla każdej operacji 20%. Bez pono-
wnego wyżarzania podczas poszczegól-
nych operacji otrzymać można ubytek

grubości od 4,06 mm do 0,05 mm. Własności fizyczne taśm walcowych na zimno na agregacie Steckel'a, nie różnią się od taśm, walcowanych sposobem normalnym.

Do walcowania taśm do szerokości 176 mm średnica walców właściwych wynosi 57 mm, a oporowych 610 mm, długość bębna 190 mm. Średnice walców największej dotychczas wykonanej walcarki Steckel'a dla taśm szerokości 900 mm wynoszą 457, wzgl. 610, a długość bębna 965 mm.

Należy jeszcze wspomnieć o sposobie Coryl'a walcowania taśm na zimno. Wzorowany na walcowaniu bandaży sposób ten rozszerza walcowaniem średnicę kręgu w kształcie odcinka rury bez szwu. Stefan Badlam twierdzi, że tym sposobem

można taśmę wydłużyć 10-cio, a nawet 12-krotnie, nie wywarzając jej podczas tej operacji.

Krzywa na rys. 16 daje nam grubość najmniejszą, do której na gorąco walcować można taśmę danej szerokości przy obecnie stosowanych urządzeniach.

LITERATURA:

1. Year Book Am. Iron Steel Inst. 1927 r. str. 313 — Stefan Badlam: Rozwój walcowni taśm.
2. Stahl u Eisen 1929, str. 1334 — Obszerne streszczenie pracy I. J. Pihla'a: Wrażenia z walcowni amerykańskich.
3. — 1931 str. 1468 — Dr. ing. A. Koegel: Wrażenia z walcowni amerykańskich.
4. — 1931 str. 1283 — Carl Hoffmann: O walcowniach blachy cienkiej.
5. Iron Age 1927 r., str. 1022 — O walcowaniu taśm.
6. — 1930 str. 846 — Rogers A. Fiske i J. Pleteler: Opis walcowni Acme Steel Co.
7. — 1929 r. str. 1468 — I. B. Ink: O walcowaniu taśm.

Podział kosztów wspólnych.

Napisał Inż. L. Burnat, Poręba.

Trzeba zawsze pamiętać, że buchalterja fabryczna daje prawdziwe, t. j. zgodne z rzeczywistością, wyniki tylko wtedy, gdy podkładem jej są faktury oraz rachunki za pewne wyraźnie określone świadczenia. Z chwilą, gdy buchalterja zaczyna operować cyframi, które sama musi rozdzielać, z tą chwilą prawdziwość jej wyników staje się zależną od prawdziwości i niezmienności zasad, według których podział się odbywa. Niestety, nie istnieje taka prawdziwa i niezmienna zasada dla podziału kosztów wspólnych, a daleko idące różniczkowanie kosztów dla ich bezpośredniego przydziału lub łatwiejszego podziału powodować może więcej kosztów, niż daje zysków. Obecnie najczęściej używane są dwa sposoby podziału kosztów wspólnych na zamówienia; jeden z tych sposobów rozdziela koszty wspólne procentowo do wysokości płacy produkcyjnej, zaś drugi wykonywa podział odpowiednio do ilości czasu zużytego do produkcji. Sposób drugi jest nowszym, obecnie mocno zalecanym, ma być znacznie lepszym i prawdziwszym od sposobu pierwszego. Nie mam zamiaru zasadniczo rozpatrywać zalet i wad obu tych sposobów rozdziału, chcę tylko wskazać na niedomagania sposobu drugiego, który — zwłaszcza w warunkach pracy naszych fabryk — może szkodzić i przynieść straty właśnie wtedy, kiedy na papierze pozornie daje zyski.

Szczególnie ulubionym tematem dla wykazania zalet rozdziału kosztów wspólnych według czasu jest praca terminatorów, dlatego na tym właśnie przykładzie wykazać chcę, że rozumowania te w praktyce często prowadzą do złych wyników.

W książce „Lehrbuch der zeitgemässen Vorkalkulation“ Kresta-Käch z 1928 r. na str. 10 podana jest następująca tablica kosztów własnych tego samego przedmiotu, obliczanych według obu metod z uwzględnieniem różnych płac robotnika:

Założenia	Płaca godzinowa	1,20	0,90	0,60	0,20	zł.
I	Czas roboczy	1,00	1,25	1,50	2,00	godz.
	Koszt robocizny	1,20	1,125	0,90	0,40	zł.
	Regie 180%	2,16	2,025	1,62	0,72	„
	Koszt własny	3,36	3,15	2,52	1,12	„
II	Koszty robocizny	1,20	1,125	0,90	0,40	zł.
	Koszt miejsca	1,80	2,25	2,70	3,60	„
	Koszt własny	3,00	3,375	3,60	4,00	zł.

Już pierwszy rzut oka na tabelkę II wskazuje, że ta sama robota, wykonana przez chłopca, mimo że wykonana będzie gorzej niż przez dobrego robotnika, jest niepomiernie droższa niż cena takiego samego przedmiotu wykonanego przez dobrego robotnika. Nasuwa się zatem na myśl pytanie, czy zechce ktoś za gorszą robotę płacić drożej i jaki jest cel takiego sposobu liczenia, którego wyniki i tak muszą być poprawione według normalnych cen rynkowych. Zaletą rozdziału według czasu ma być ta okoliczność, że sposób ten szczególnie wyraźnie pokazuje, że robota wykonana przez chłopca wypada drogo, a przez to wskazuje na niebezpieczeństwo nadmiernego korzystania z pozornie taniej pracy chłopca. Twierdzenie to jest bezwzględnie słuszne, należałoby tylko zbadać, czy takie ciągłe wykazywanie tego faktu ma cel i czy może doprowadzić ono do wyrównania tych różnic. Twierdzenie, że rozdział kosztów według pracy przyniesi straty, nie jest słuszne, gdyż rozdział pozostanie zawsze tylko rozdziałem i nie oznacza bezwzględnej wysokości cyfr; zaś wykazywanie strat przez porównanie kosztów obliczonych obu sposobami nic nie mówi, gdyż w rzeczywistości nigdy nie zdarza się, aby w jednej fabryce były one równocześnie stosowane.

W praktyce sprawa przedstawia się w ten sposób, że przy opracowaniu oferty kalkulator wstępny musi przyjąć jakąś średnią płacę i średnią wydajność robotnika. Jeżeli następnie przy wykonywaniu zamówienia okaże się, że przedmiot zamówiony jest łatwy do wykonania, może być on oddany chłopakowi do roboty. Przedmiot ten obciążony będzie skutkiem tego stosunkowo dużą ilością godzin roboczych chłopaka, okaże się zatem w kalkulacji końcowej, że wypadł znacznie drożej niż był kalkulowany wstępnie, gdyż kosztta wspólne, liczone według ilości godzin, będą bardzo duże. Zamówienie da stratę, musi zatem ktoś być pociągnięty do odpowiedzialności i majster otrzyma odpowiednią nauczkę. W razie ponownego otrzymania takiego samego zamówienia, majster, nauczony doświadczeniem, postara się, aby chłopak przy niem nie robił, i odda robotę dobremu robotnikowi. Zamówienie da zysk i wszystko pozornie

będzie poprawione. Faktycznie jednak zysk, wykazany przez buchalterję, czarne na białym, był stratą; gotówka nie wpłynęła do kasy, lecz — przeciwnie — odpłynęła, i to drogą ukrytą, której buchalter nie widział. Zamówienie drugie dać mogło większe straty niż zamówienie pierwsze, a straty te spowodowane zostały tem, że na podział pracy w warsztacie wpłynął czynnik, nie mający nic wspólnego z kwalifikacją robotnika, mianowicie buchalterja. Majster nie oddał prostej roboty chłopcu, lecz dał ją dobremu robotnikowi, którego szkoda właściwie było do tej roboty, zaś chłopcu oddał robotę trudniejszą, stanowiącą część większego zamówienia, którą on łatwiej popsuje i bardziej obciąży swojemi godzinami. Fakt ten jednak na jaw nie wyjdzie, gdyż robota ta jest częścią większej, przy której pracują i dobrzy robotnicy, zatem nadmiar godzin chłopca w całkowitej sumie godzin stanowić będzie drobny ułamek.

Stałe wykazywanie w kalkulacji ostatecznej, że robota chłopca jest droższa niż robota dobrego, wykwalifikowanego robotnika nie ma celu, gdyż żadnej zmiany, oprócz wyżej podanej, szkodliwej, wywołać nie może. Na cenę rynkową taki wysoki koszt własny wpływu mieć nie może, gdyż nikt nie zapłaci więcej za robotę chłopca, która zawsze jest gorsza; także i na ilość pracujących terminatorów okoliczność ta wpływu też mieć nie może, gdyż ilość ich określają zupełnie inne względy.

Przy rozdziale kosztów wspólnych według czasu podobne różnice pozostaną i między kosztami robót, wykonanych przez dobrego i przez gorszego robotnika i, o ile przedmioty kalkulowane nie były wykonywane stale przez grupy tak dobranych robotników, że średnia ich wydajność nie zmieniała się, to otrzymany koszt własny będzie stale się zmieniał. Każda zmiana stosunku ilości dobrych do ilości gorszych robotników powodować będzie wahania kosztów własnych wskutek zmian ilości godzin produkcyjnych, przypadających na ten sam przedmiot, spowodowanych różną sumaryczną wydajnością danej grupy robotników. Takich wahań wysokości kosztów własnych naturalnie nie można nazwać przyjemnemi. Rozdział kosztów wspólnych według wysokości płacy produkcyjnej również daleki jest od ideału, nie daje jednak tak dużych wahań kosztów własnych, gdyż przy tym sposobie liczenia iloczyn wysokości płacy godzinowej i wydajności robotnika jest ilością stosunkowo niezbyt zmieniającą się. Wskutek tego i koszt własny mniej się zmienia, gdyż obciążenie kosztami wspólnymi jest bardziej proporcjonalne do wydajności pracy robotnika, a więc i do ilości wykonanego wyrobu.

Każda wytwórnia, w razie konieczności redukcji, stara się zatrzymywać robotników najlepszych, a zwalnia gorszych, wskutek czego stosunek ilości dobrych robotników do ilości gorszych robotników jest cyfrą zmienną. Przy rozdziale kosztów wspólnych według czasu, zmienność tego stosunku powoduje nierówną zmienność kosztów własnych wyrobu. Jeżeli mianowicie wytwórnia przyjmie większą ilość gorszych robotników, wyroby wykonywane przez robotników lepszych, a więc wyroby lepsze, za które łatwiej jest uzyskać wyższą cenę,

potanieją, zaś wyroby, wykonywane przez robotników gorszych, podrożeją, gdyż zostaną bardziej obciążone kosztami wspólnymi. Przy rozdziale kosztów według płacy, wszystkie produkty równomierniej będą tanieć, względnie drożeć, zależnie od tego, czy produkcja rośnie, czy też maleje.

Takie nieprzyjemne wahania wysokości kosztów własnych powiększone być jeszcze mogą przez różnorodność produkcji, wskutek czego różne spółczynniki, mające uwzględniać różnicę kosztów miejsc pracy, nie dają pożądaných rezultatów. Jeżeli np. wytwórnia obrabiarek, budująca przeważnie ciężkie typy maszyn, buduje też jeden typ obrabiarki lekkiej, wtedy obrabiarka ta buchalteryjnie zawsze wypadnie za drogo, chociażby faktycznie dawała bardzo dobre zyski i produkcja jej stała na wyższym poziomie, niż produkcja takiejże maszyny w wytwórniach konkurencyjnych, budujących przeważnie lekkie typy maszyn. Zjawisko to jest zupełnie naturalne, a podłoże swoje ma nie w produkcji, lecz w przecenianiu wartości cyfr, podawanych przez buchalterję. Ponieważ podział miejsc pracy albo spółczynniki czy też procenty, uwzględniające różnicę kosztów miejsc pracy, nie podają różnicy kosztów różnych rodzajów robót (np. otworu 30 mm średnicy i 80 mm średnicy) wykonywanych na danej maszynie, kosztą wspólne, przypadające na wykonywaną obrabiarkę lekką, będą zawsze mieć wartość średnią, otrzymaną z sum kosztów bardzo drogich dużych frezów, rozwiertaków, trzpieni, wytaczadeł i t. d. i t. d., koniecznych do wykonywania dużych maszyn, oraz takichże małych i tanich narzędzi, koniecznych do wykonywania lekkich maszyn. Skutek jest taki, że średnia cena narzędzi, któremi obciąża się budowane duże maszyny, jest za niską, zaś średnia cena narzędzi, służących do wykonania lekkiej maszyny, jest za wysoka. Prowadzenie takiej prawdziwej buchalterji, która posiadałaby spółczynniki, uwzględniające nie tylko miejsca pracy, lecz i rodzaje robót, byłoby za bardzo kosztowne. Pozostaje więc tylko jedno wyjście, a mianowicie branie cyfr buchalterji z wielką rezerwą, zaś poprawianie rozdziału kosztów wspólnych, w razie konieczności, nie na podstawie takiego czy innego szablonu, lecz na podstawie rozumowania, oparte go na zasadach produkcji, nie rachunkowości, oraz na racjonalnej polityce cen. Jeżeli przyjmiemy, że rozdział kosztów wspólnych ma być kontrolowany i ewentualnie poprawiany na podstawie logicznych założeń, wtedy i wybór systemu rozdziału tych kosztów traci swoje zasadnicze znaczenie. Na usuwanie z programu produkcji takich maszyn, które wykazują buchalteryjną stratę, trudno jest zgodzić się w dzisiejszych czasach niedociążenia przedsiębiorstw. Również zasada specjalizacji nakazywałaby usuwać z programu produkcji taką lekką maszynę; zasada ta, chociaż zwykle bardzo celowa, nie może dać dziś takiego wzrostu produkcji, aby z nadmiarem pokrył on zmniejszenie obciążenia wytwórni, spowodowane zarzuceniem produkcji niektórych maszyn, np. w omawianym wypadku maszyn lekkich typów. Pierwszą troską musi być zawsze uzyskanie możliwie pełnego obciążenia wytwórni. Podobną niezgodność danych buchalterji ze

stanem faktycznym spotkać można i przy stosowaniu normalizacji do wykonywania drobnych części. Jeżeli części te wytwórnia sama wykonywała, wtedy dla umożliwienia taniej produkcji konieczne jest wyrabianie ich w większej ilości na zapas. Części, leżące dłuższy okres czasu w magazynie, zwiększają koszt magazynu, dlatego koszty te mogą łatwo przewyższyć zysk, jaki otrzymano w produkcji, a w wypadku takim normalizacja zamiast zysków daje straty, których normalna buchalteria fabryczna wprost nie wykaże.

Rozdział kosztów wspólnych według czasu, zastosowany do wytwórni, posiadającej dużo automatów, których produkcja jest prawie niezależna od wysokości płacy obsługującego je robotnika, jest bezsprzecznie bardzo dobry, gdyż rozliczone na czas koszty wspólne rozdzielają się równo na produkty i nie powodują zmiennych kosztów własnych, co mogłoby się zdarzyć przy rozdziale według płacy. (Zwolennicy rozdziału kosztów według czasu rozumują przeciwnie i uważają za zaletę ciągłe zmienianie się wysokości kosztów własnych). W przeciwieństwie do automatów, np. do robót ślusarskich, bardzo celowy jest rozdział kosztów wspólnych według płacy, gdyż wtedy tylko osiągnąć można możliwie niezmiennie koszty własne. Pomiedzy temi dwoma skrajnymi wypadkami, automatów i roboty ślusarzy, znajduje się cała skala różnego rodzaju prac, dla których oba sposoby rozdziału są mniej lub więcej celowe.

Często słyszy się zdanie, że maszynę, która ma znaczne koszty miejsca (wysoki współczynnik rozdziałowy), należy o ile możności omijać, to jest używać jej tylko w razie konieczności, gdyż jej wysokie koszty ruchu powodują wysokie obciążenie kosztami wspólnymi części obrabianych. Takie bezwzględne oparcie się na cyfrach, które daje buchalteria, i w tym wypadku prowadzić może do strat materialnych dla przedsiębiorstwa, mimo że cyfry buchalterji wykazują zysk formalny. Koszt

miejsca pracy obejmuje mianowicie nie tylko te koszty, które przez postój maszyn mogą być usunięte, lecz i koszty stałe, na które postój maszyny nie ma żadnego wpływu. Natomiast decydujący wpływ, zależny od postoju maszyn, mają narzędzia oraz koszty konserwacji maszyny. Wskutek tego obróbka na maszynie, która ma większy koszt miejsca, niekoniecznie bardziej zwiększy wydatki fabryki niż obróbka na maszynie, która wprawdzie ma mniejszy koszt miejsca, lecz używa droższych narzędzi i której utrzymanie drożej kosztuje. Wspominając o tej niesłuszności zbytznego honorowania szablonowego rozdziału kosztów wspólnych, mam na myśli przedewszystkiem frezarki i szlifierki.

W zasadzie jednak tak jeden, jak i drugi system, odpowiednio stosowany, może być dobrym, i oba są też używane przez pierwszorzędne wytwórnie, a najgorsze zło zaczyna się dopiero wtedy, gdy zdolność i metody produkcyjne danego warsztatu będziemy usiłowali sądzić tylko według cyfr buchalterji, a nie według podkładów czasowych i wydatków, jakich dostarcza statystyka warsztatowa. Trudności rozdziału kosztów wspólnych dla pracy chłopców można usunąć przez stworzenie oddziału, w którym tylko oni pracują, co naturalnie nie zawsze można zrobić, zaś wpływ różnej wydajności robotników na wahania kosztu własnego z natury rzeczy w zupełności usunięty być nie może.

Jak widzimy z powyższych przykładów, technik, który chciałby zawsze wierzyć cyfram, podawanym przez buchalterję, i według nich chciałby kierować produkcją, bardzo często musiałby lądować na mieliźnie. Buchalterja, mimo jej stałego rozwoju i coraz dalej idącego rozczłonkowania kosztów, nie jest w stanie być tak dobrym narzędziem w rękach kierownika wytwórni, jakim jest ona dla firmy handlowej nieprodukującej.

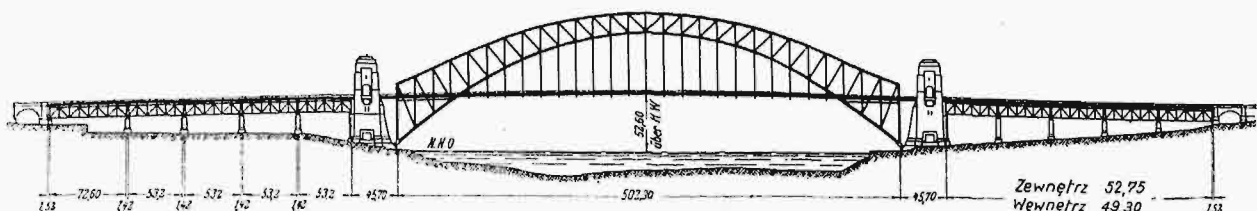
PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

BUDOWNICTWO.

Most w porcie Sydney w Australji.

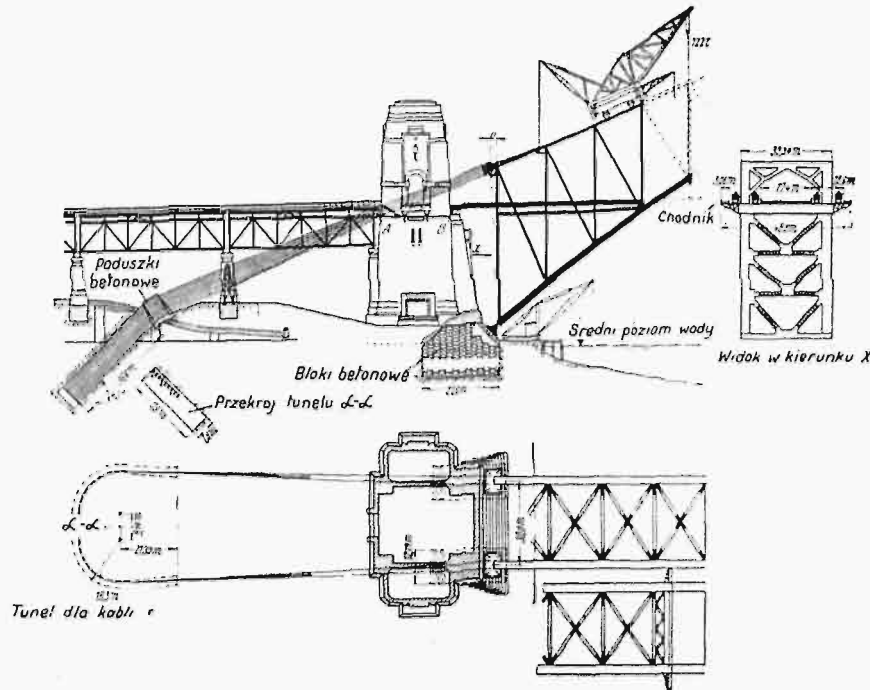
Most ten (rys.1) łączy dwie położone na przeciwległych stronach zatoki portowej części m. Sydney, posiadającego około 1,3 milj. mieszkańców. Budowa jego ma na celu zadośćuczynienie ogromnym potrzebom komunikacyjnym tego portowego miasta. Szerokość części przejazdowej (rys. 2)

wynosi 48,8 m. Składa się ona z pasa o szerokości 17,4 m do ruchu kołowego, 4-ch torów kolei elektrycznej i dwóch chodników dla pieszych po 3 m każdy. W przeciągu godziny most może przepuścić 168 pociągów, 6000 pojazdów i 3000 pieszych. Ogólna długość mostu wynosi 1150 m. Przy projektowaniu przyjęto obciążenie ruchome 17,8 t/m b., parcie wiatru 1000 kg/m² (!) i wahania temperatury 65°. Ogólny koszt budowy szacowany jest na 5,75 milj. funtów sterl.



Rys. 1. Ogólny widok mostu.

Przęsła boczne zaprojektowane są jako belki wolnopodparte z jazdą górą o dwóch dźwigarach głównych, których rozstaw wynosi 30 m. Dźwigary główne, o pasach równoległych i kracie zastrzałowej, stężone są tężnikami poziomymi w płaszczyźnie pasa górnego i tężnikami poprzecznymi na podporach oraz w każdym przedziale. Rozpiętości poszczegól-



Rys. 2. Szczegóły konstrukcji przęseł, filaru i zakotwienia.

nych przęseł podane są na rys. 1. Belki poprzeczne o przekroju bliźniaczym oparte są na pasie górnym, zaś belki podłużne — na belkach poprzecznych. Materiał przęseł bocznych — stal zlewna.

Przęsło środkowe może być pod względem wymiarów zaliczone do największych przęseł mostów łukowych na świecie. Przęsło to, o rozpiętości 502,9 m, składa się z dwóch dźwigarów głównych o rozstawie 30 m, Układ dźwigarów — łuk dwuprzegubowy o pasach parabolicznych z jezdnią podniesioną pośrodku. Dźwigary stężone są tężnikami poziomymi w płaszczyźnie pasa górnego i w płaszczyźnie pasa dolnego oraz ramownicami na podporach.

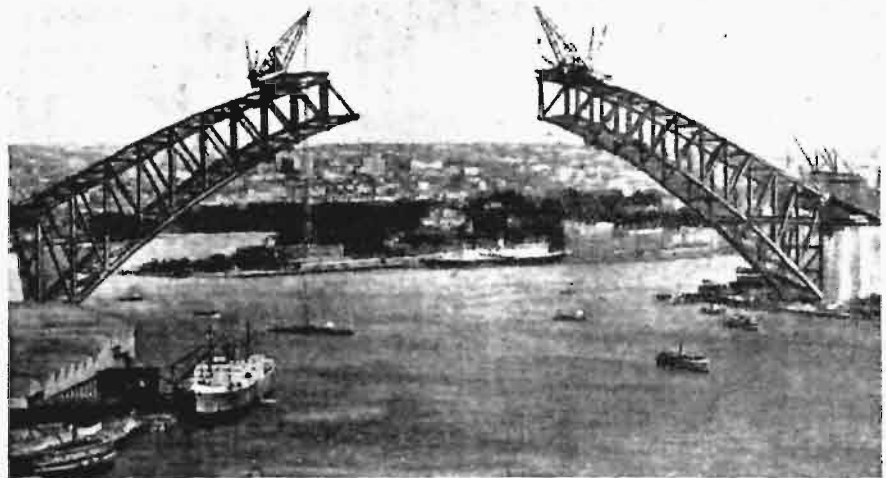
Do budowy łuków przęśla środkowego użyto stali krzemowej, zawierającej 0,35% C, 0,2% Si i 0,9% Mn, o następujących własnościach wytrzymałościowych: naprężenie rozrywające 5950 kg/cm², granica proporcjonalności 3360 kg/cm², wydłużenie 22%. Oto kilka liczb charakterystycznych: strzałka przęśla 107,7 m; wysokość spodu jezdni nad poziomem wody 52,5 m; odległości pionowe pomiędzy pasami: w środku przęśla 18,3 m, na podporach 57,3 m; szerokość pasów 3,55 m; wysokość pasa górnego 1,02 m, z wyjątkiem przedziałów skrajnych, w których wysokość zwiększona jest do 1,68 m; wysokość pasa dolnego w środku przęśla jest 1,22 m, ku podporom wzrasta do 2,51; przekrój pasa dolnego w środku przęśla wynosi 6800 cm² i 18000 cm² na podporach. Największe elementy, stosowane w przekrojach: kątowniki—305×305×32 mm, blachy węzłowe o grub. 54 mm, nity \varnothing 37 mm, przy największej długości nitowania 305 mm.

Łożysko (rys. 4). Największa reakcja dźwigara 1900 t. Kadłub łożyska o podstawie 7,61 × 6,4 m skonstruowany jest w sposób następujący. Podstawa kadłuba pochylona jest pod kątem 45° i składa się z 6 bloków ze staliwa, połączonych śrubami. Ciężar każdego bloku 25 t. Bloki zakotwiono w betonie podpory 24 śrubami o średnicy 11,4 cm. Do podstawy przyśrubowane są dwie trapezowe płyty ze stali kutej, pochylone pod kątem 54° do osi łożyska, na których opiera się szczeka kadłuba z gniazdem dla wałka przegubowego. Wymiary płyt: wysokość 2,9 m, podstawa dolna 7,31 m, górna 4,27 m, grubość 24 cm. Ciężar każdej płyty—32 t. 10 płyt ze staliwa, każda o ciężarze 3 t, nie przenoszą żadnego obciążenia, które całkowicie podejmują płyty trapezowe, lecz służą tylko kadłub w kierunku podłużnym. Szczeki przegubu i wałek przegubowy wykonane są ze stali kutej. Ciężar szczek wynosi po 20 t. Wałek przegubu ma długość 4,16 m i \varnothing 3,68 cm. Ciężar całego łożyska 300 t.

Podpory (rys 2) fundowane są na skale (twardy piaskowiec) i mają kształt wież, które z obu stron estetycznie zakończone przęsłem środkowym, zaś ciężarem swym zwiększają stateczność podpór na wywracanie i przesunięcie pod wpływem rozporu poziomego przęśla.

Ściany przyczółka są betonowe, lico- wane granitem. Właściwymi podporami, które przejmują oddziaływania łożysk-

są olbrzymie bloki betonowe o wymiarach podstawy 12,79 × 27,5 m. Dolna część bloku wykonana z betonu słabszego (1 cz. cementu, 1 1/2 cz. piasku, 4 cz. tłuczni granitowego, wytrzymałość kostkowa po 8 dniach 238 kg/cm²). W górnej części bloku zastosowano beton silniejszy (1:1 1/2:3, wytrzymałość kostkowa po 8 dn. 300 kg/cm²). Bezpośrednio pod

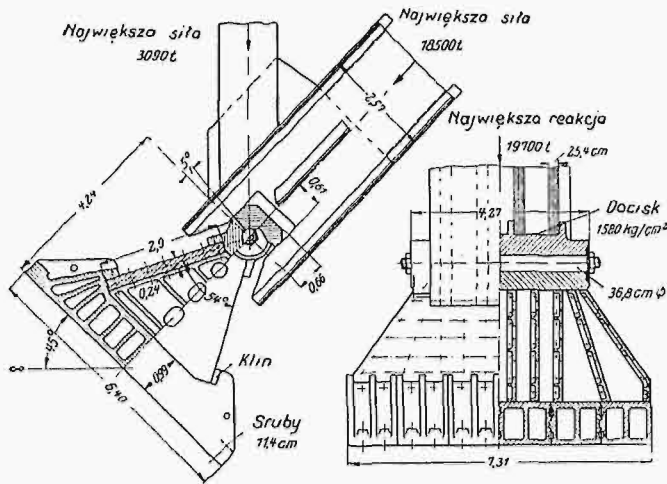


Rys. 3. Widok mostu podczas montażu przęśla środkowego.

podstawą łożyska zastosowano beton zbrojony krzyżowo prętami \varnothing 32 mm, rozstawionymi co 15 cm w obu kierunkach (beton 1: 3/4 : 2 1/2, wytrz. kostkowa po 8 dn. 490 kg/cm²). Największe naprężenie w betonie 70 kg/cm². Największe obciążenie podłoża 14 kg/cm².

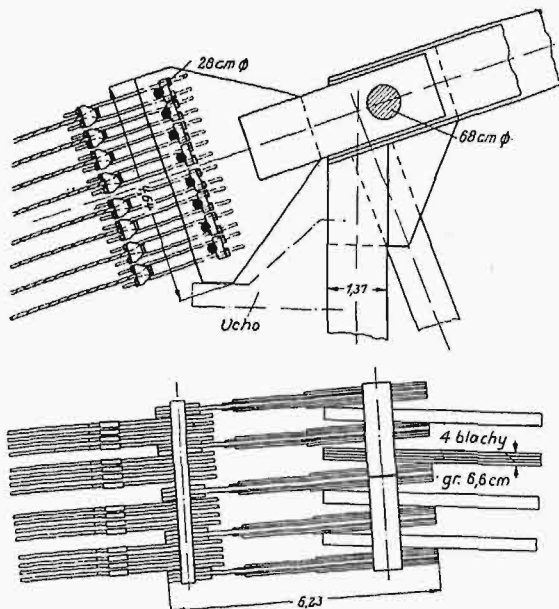
Montaż przęśla (rys. 2 i 3) prowadzono jednocześnie z obu stron. W tym celu zakotwiono zapomoceą kabli stalowych skrajne węzły pasa górnego poza podporą i w ten sposób

montowane przęsło zamieniono na dwa olbrzymie wsporniki, które monolowano stopniowo od podpór ku środkowi przęsła. Do zakotwienia jednej połowy przęsła użyto 128 kabli. Wytrzymałość jednego kabla na rozzerwanie wynosi 360 t, jego obciążenie dopuszczalne przyjęto 125 t. Celem uskutecznienia zakotwienia, przepuszczono kable przez tunel mający kształt litery U, wykuty w skałę. Przekrój tunelu o wymia-



Rys. 4. Łożysko główne.

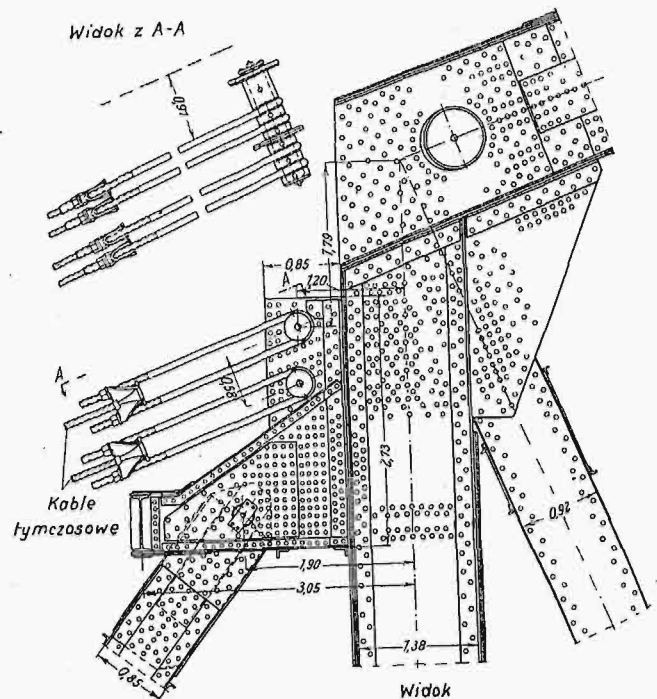
rach $7,5 \times 1,8$ m pochylony jest pod kątem 45° . Po wyjściu z tunelu kable ulegają odchyleniu na poduszkach betonowych. W poduszkach zabetonowano 128 rur, przez każdą rurę przechodzi więc jeden kabel. Przymocowanie kabli do dźwigarów (rys. 5) uskuteczniło w następujący sposób. Do górnego pasa przymocowano za pomocą dwóch sworzni o średnicy 0,68 m i długości 1,85 m ucho, wykonane z całego szeregu blach fasonowych.



Rys. 5. Szczegóły przymocowania kabli.

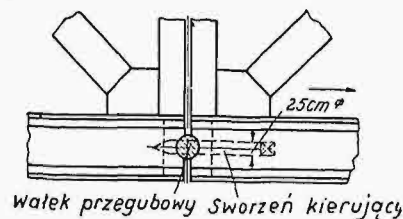
W przeciwnym szerokim końcu ucha osadzono osiem sworzni ϕ 0,28 m. Do każdego sworznia przymocowano za pomocą strzemion 16 kabli. Strzemiona posiadają z jednej strony siodełko, które oddaje ciśnienie na sworznie, a z drugiej strony tuleję, w której zamocowany jest koniec kabla. Obie te części połączone są śrubami, pozwalającymi regulować naciąg kabla. Końce kabli zalane są w tulejach stopem z 86% ołowiu, 11% antymonu i 3% cyny.

Przebieg montażu był następujący. Po wykonaniu bloków podporowych, ustawieniu łożysk i wybudowaniu wież do wysokości nieco poniżej jezdni, ustawiono na łożyskach ramę podporową i część pasa dolnego. Ramę podparto tymczasowo dwoma zastrzałami, opierającymi się o wieżę, i zakotwiono 8 kablami tymczasowymi. Zastrzały i kable przymocowano za pomocą sworzni do specjalnego wspornika, przynitowanego nieco niżej górnego pasa do krańcowych słupków (r. 6). Tymczasowe zamocowanie miało na celu umożliwienie wprowadzenia na pas górny dźwigu montażowego po zmontowaniu pierwszego przedziału. Pierwszy przedział zmontowano za pomocą dźwigu pływającego. Następnie wprowadzono na pas górny



Rys. 6. Tymczasowe zamocowanie kabli i zastrzału.

pierwszego przedziału dźwigu montażowego po pochylni, zbudowanej w tym celu, przymocowano ucho i założono właściwe kable. Zastrzały i kable tymczasowe usunięto. Dalsze przedziały montowano kolejno za pomocą dźwigu, posuwającego się po pasie górnym. Po zmontowaniu 13-go przedziału zmontowano w czternastym przedziale tylko pręt pasa dolnego i krzyżulec. Węzeł środkowy pasa dolnego zaprojektowano jako przegubowy (rys. 7). Przegub wykonano z dwóch wałków stalowych i szczęk, z których połowa przymocowana jest do lewej części dźwigara, a połowa do prawej części. Połączenie prawej i lewej części przęsła uskuteczniło początkowo tylko w węźle przegubowym pasa dolnego, zwalniając po-



Rys. 7. Węzeł środkowy pasa dolnego.

woli i stopniowo naciąg kabli. Prawidłowe zestawienie w kierunku poziomym uskuteczniło za pomocą sworzni o przekroju kwadratowym, posiadającego ostrze w kształcie ostrosłupa. Sworznie wsuwany był za pomocą prasy hydraulicznej pomiędzy wałki przegubowe w odpowiedni otwór. Po uskutecznieniu zetknięcia się obu części przęsła w przegubie pasa dolnego, zwolniono kable i w ten sposób układ wspornikowy zamieniono na łuk trójprzegubowy. Następnie zmonto-

wano słupki środkowy i pozostałe pręty pasa górnego. Węzeł środkowy pasa górnego zaprojektowany jest również jako przegubowy. Pręty pasa górnego, schodzące się w tym węźle, zakończone są pionowymi płytami o gr. 38 mm. Odstęp pomiędzy płytami wynosił 0,63 m. Po rozparciu płyt zapomocą pras hydraulicznych, ustawiono szczęki i wálki przegubowe. Pozostałą szczelinę zapełniono odpowiednią przekładką. Rozparcie należało wykonać przy jednakowej temperaturze całego przęsła. Uskuteczono je przy temperaturze 15°. Ciśnienie pras potrzebne do rozparcia wyniosło na jeden dźwigar 3250 t i rozsunęło płyty na 13 cm. W ten sposób układ trójprzegubowy zamieniono na układ dwuprzegubowy. Dalszy montaż nie stanowił już żadnych trudności.

Jeżeli wziąć pod uwagę, że początkowo obie części przęsła środkowego pracowały jako wsporniki przy olbrzymim obciążeniu siłą skupioną ok. 3000 t w postaci dźwigu montażowego, przyczem największy naciąg kabli zakotwienia dochodził do 27 400 t, że następnie wsporniki zostały zamienione na zupełnie odmienny pod względem pracy konstrukcji układ łuku trójprzegubowego, a ten ostatni na układ łuku dwuprzegubowego, to można sobie zdać sprawę, jak olbrzymie siły działały w tej konstrukcji i jakie trudności następczo zaczęło całe zagadnienie. Dlatego też most ten należy zaliczyć do pierwszorzędných dzieł sztuki inżynieryjnej. (B a u t e c h n i k, 1931 r., zes. 11 oraz Z. V. D. I., 1930 r., zes. 49).

W. W.

ELEKTROTECHNIKA.

Nowe angielskie transformatory trójfazowe.

Angielska firma Ferranti Ltd wykonała 3 transformatory trójfazowe, olejowe po 80 000 kVA, o przekładni 66 000/11 000 V, sprawności 99,44% przy 75°C; strata stała wynosi 107 kW, strata przy pełnym obciążeniu 474 kW. Transformator waży 110 t, ma ok. 5 m długości, 3 m szerokości i 4 m wysokości. Oszczędność na wadze w stosunku do dawniej budowanych analogicznych jednostek wynosi ok. 50%. Chłodzenie odbywa się olejem przetlaczanym przez skrzynie transformatora zapomocą specjalnych pomp. Olej chłodzi się wodą w osobnych chłodnicach. Ciężar jednostkowy ok. 1,4 kg/kVA jest niezwykle mały i stanowi rekord w swoim rodzaju, umożliwiony dzięki doskonale przemysłanemu systemowi chłodzenia oleju.

Ta sama firma wykonała ostatnio 18 sztuk transformatorów po 60 000 kVA — 132 000/22 000 Volt. Przy tej mocy chłodzenie odbywa się od zewnątrz przez sztuczny ciąg, od wewnątrz zaś zapomocą forsownego obiegu oleju. Bez tych zabiegów, t. j. przy chłodzeniu własnym, moc transformatora wynosi tylko 40 000 kVA. Pompy i wentylatory uruchamiane są zapomocą termostatów przy zwiększających się obciążeniach transformatorów i rosnących temperaturach oleju. (Engineering, 20 maja 1932 r.). S. J.

GOSPODARKA ELEKTRYCZNA.

„Wołgostroj“.

W myśl swej uchwały z dn. 23.III r. b., rosyjska rada komisarzy ludowych postanowiła przystąpić do organizacji przedsiębiorstwa elektrycznego, któremu nadano miano „Wołgostroju”. Przedsiębiorstwu temu ma być obecnie powierzona budowa trzech wielkich zakładów wodno-elektrycznych (2 — na rz. Woldze. 1 — na rz. Kamie koło Permu) o mocy do 1 miliona kW; do budowy ich przystąpić ma się jeszcze w ciągu b. roku. W przyszłości jest przewidziane podjęcie budowy sześciu dalszych elektrowni wodnych, tak iż razem w ramach „Wołgostroju” będzie 9 zakładów o mocy ogólnej 5,13.10⁶ kW i przewidywanej wy-

twórczości rocznej 28.10⁶ kWh. Wysokość jazów, wznoszonych w związku z budową tych zakładów, będzie dochodziła do 24 m. Głębokość rz. Wołgi, wynosząca miejscami 2,15 do 1,85 m, ma być na całej długości doprowadzona do co najmniej 5 m, co umożliwi na niej ruch statków o pojemności do 25000 tonn. Długość drogi żeglownej w pobliżu Samary ma być skrócona o 130 km. Wzniesienie projektowanych budowli wodnych ma pociągnąć za sobą zalew ok. 10 000 km² terenów pobrzeżnych. Tania energia elektryczna (ok. 5 gr. za 1 kWh) ma być zużyta do potrzeb różnych gałęzi przemysłu i rolnictwa (nawodnienie). Uruchomienie pierwszych trzech elektrowni jest przewidywane w r. 1935. (E T Z., t. 53, zes. 30, str. 725). P.

KOLEJNICTWO.

Wykrywanie rys w szynach na kolejach amerykańskich.

Większe wymagania, stawiane ruchowi kolejowemu, skłoniły koleje Stanów Zjedn. i Kanady do zastosowania twardszej stali szynowej o wysokiej zawartości węgla. Ma to jednak tę złą stronę, że wskutek zbyt silnego nierównomiernego ochładzania po walcowaniu powstają w główkach szyn rysy, które rozszerzają się następnie podczas pracy szyn w klimacie o silnych mrozach. W r. 1921 zauważono w Stanach Zjednocz. 2149 wypadków takich uszkodzeń szyn, gdy w r. 1930 — wykryto ich już 7320 na sieci o długości 240 000 km.

To też od r. 1929 badają koleje amerykańskie systematycznie swe szyny na wszystkich szlakach zapomocą specjalnego wagonu badawczego syst. Sperry'ego do wykrywania rys. Wagony te są napędzane silnikami spalinowymi, sprzężonymi z prądnicami, dostarczającymi prąd do omawianych badań. Badanie prowadzi się w ten sposób, że prąd przepuszcza się przez odcinek szyny pomiędzy dwiema szczotkami, ślizgającymi się po główce; wzrost oporności wskazuje, że dany odcinek zawiera pęknięcia. Metoda ta pozwala wykrywać rysy, zmniejszające przekrój główki od 5% wzwyż.

Praca wagonów powyższych dała wyniki bardzo korzystne. W r. 1931 10 wagonów wykonało ok. 65 000 km przebiegu, badając po 32 km szyn dziennie, przyczem znajdowano średnio jedną rysę na 11,9 km. Rysy są oczywiście rozmieszczone bardzo niejednostajnie, tak że, obok długich odcinków wolnych od nich zupełnie, znaleziono w jednym miejscu np. 33 rysy od odcinka o długości 1,6 km. (R. y. E n g r, maj 1932, str. 177/79. ZVDI, zes. 29, str. 715).

TURBINY WODNE.

Nowe turbiny dla elektrowni Trollhättan.

W r. 1930 zostały przebudowane 2 z pomiędzy najstarszych turbin Francisca o dwu wirnikach na osiach poziomych w elektrowni Trollhättan, wykonane w r. 1910, o mocy 12500 KM, przyczem moc ich podwyższono do 16000 KM. Obecnie zaś przebudowano następną z tej grupy turbin starszych. Przy pomocy badań modeli udało się przytem podnieść sprawność silnika z 86 na 91,6%, a moc podwyższyc do 17800 KM. Zamieniono przytem dawny wirnik o średnicy 1803 mm, z 19 łopatkami z blachy stalowej, na nowy, o średnicy 1930 mm, z 18 łopatkami ze stali nierdzewiejącej. Dzięki zastosowaniu wału wydrążonego o średnicy 460 mm zamiast dawnego pełnego \varnothing 320 mm, zaoszczędzono na łożysku środkowym. Przy przebudowie wreszcie prędnicy na większą moc zmieniono też częstotliwość z 25 na 50 okr. sek. (P o w e r, 21 czerwca 1932 r., str. 918).

Listy do Redakcji.

Żelazo a żelbet w mostownictwie.

W notatce pod tytułem „Żelazo a żelbet w mostownictwie”, zamieszczonej w zeszytach 27 — 28 Przeglądu Technicznego, profesor S. Kunicki wypowiedział zdanie, że „w mostach żelbetowych należy mieć zapas armatury na rdzewienie”, gdyż „skurcz betonu i spowodowane przezeń rysy i pęknięcia, które pod wpływem wilgoci atmosferycznej i mrozu rozszerzają się, mogą spowodować z biegiem czasu rdzewienie uzbrojenia”.

W związku z tem zdaniem nasuwają mi się następujące uwagi:

1) ponieważ skurcz betonu nie wywołuje żadnych sił, a więc też i rys, w konstrukcjach izostatycznych, przeto przytoczona uwaga może dotyczyć tylko konstrukcji hyperstatycznych;

2) gdyby istotnie rysy, powstające w betonie wskutek skurczu, wywoływały rdzewienie uzbrojenia, to zwiększenie przekrojów żelaza mogłoby jedynie przedłużyć mniej lub więcej okres użyteczności mostu, lecz nie uchroniłoby go od zupełnego zniszczenia; zwiększenie ilości uzbrojenia nie rozwiązywałoby więc sprawy;

3) skurcz betonu jest zjawiskiem o tyle zbadanem, że daje się w znacznej mierze opanować przez umiejętne przygotowanie betonu i przez zachowanie w betonowaniu pewnej kolejności, zależnej od ustroju przęsła. Wpływ skurczu betonu daje się również zredukować przez właściwe ukształtowanie ustroju;

4) na dowód tego, że mimo włoskowatych rys w betonie, żelazo pokryte betonem nie rdzewieje, można przytoczyć przykłady zastosowania betonu jako materiału ochronnego w budowie mostów żelaznych. W Le Bourget, na Chemin de Fer du Nord, istnieje czterdziestometrowe przęsło żelazne, którego pasy dolne obetonowano, gdyż farba nie była dość odporna na działanie dymu z parowozów, przechodzących pod mostem. Również na Chemin de Fer du Nord, ze względu na trudności konserwacyjne, oddawna miano zwyczaj obetonowywać całkowicie małe mostki żelazne pod torami stacyjnymi, podczas zaś zdarzającej się od czasu do czasu przebudowy i konieczności odbicia betonu w celu ułatwienia podniesienia mostu, stwierdzano zawsze, że żelazo nie jest naruszone przez rdzę.

Inż. Z. Wasutyński.

Odpowiedź

Z powodu uwag p. inż. Wasutyńskiego w związku z moim artykułem p. l. „Żelbet a żelazo w mostownictwie” mam zaszczyt zakomunikować następujące wyjaśnienia.

1) Do p. 1-go. Szanowny oponent przypuszcza, że jeśli skurcz ma miejsce w izostatycznej konstrukcji, to nie może wywołać rys lub pęknięć w betonie, gdyż niema sił powodujących te rysy. Gdybyśmy mówili o jednolitej, czysto-betonowej konstrukcji, mogącej się swobodnie odkształcać (izostatycznej) pod wpływem równomiernego we wszystkich częściach skurczu, to zupełnie zgodziłbym się z Oponentem. Lecz mówimy o żelazo-betonie. Beton podlega skurczowi, zaś żelazo sprzeciwia się temu wskutek przyczepności żelaza do betonu. To jest właśnie ta siła, która, hamując skurcz, może powodować rysy i pęknięcia w betonie).

Mało tego, nawet w plackach z czystego cementu, zarobionego wodą, jest znane zjawisko rys od skurczu. „Skurcz powstaje przez twardnienie cementu na powietrzu. Mianowicie górna warstwa placka, stykająca się bezpośrednio z powietrzem, wysycha szybciej i równocześnie, jak wszystkie zresztą ciała schnące, kurczy się. Tymczasem wewnętrzne i spód placka pozostają wilgotne i nie okazują tendencji kurczenia się. Wierzchnia warstwa, usiłując skrócić się, nie może przenieść powstającychciągnięć w materiale i pęka”¹⁾.

Oprócz tego, trzeba zwrócić uwagę, że konstrukcje, które w obliczeniach statycznych przyjmujemy za izostatyczne (t. j. swobodnie odkształcalne), w rzeczywistości, wskutek niewykonalności w praktyce idealnych teoretycznych warunków podparcia, nie mają zupełnej swobody odkształcania się i mogą

¹⁾ Patrz R a b o s é e. Le retrait et les variations thermiques dans les ouvrages en béton et en béton armé, dispositions adéquates. Discussion. Premier Congrès International du béton et du béton armé. Liège 1930. Volume I-er, page 546.

²⁾ Patrz. Inż. J. Nechay „Beton, jego tworzenie i własności”, 1931, str. 9 i 10.

zatem tylko rzekomo uchodzić za izostatyczne, nie będąc niemi w rzeczywistości. Wreszcie należy stwierdzić, zgodnie z doświadczeniem, że rysy w żelazo-betonowych konstrukcjach mogą pochodzić także od niejednakowej wydłużalności betonu i żelaza”.

Z piętnastu obiektów mostowych żelbetowych, w których inż. Perkuhn¹⁾ sfotografował i zmierzył szczegółowo rysy i pęknięcia, rzekomo izostatycznych było trzy, mianowicie dwa przekrycia belkowe jednoprzęsłowe i jeden łuk trójprzęgubowy; reszta zaś były to objekty hyperstatyczne. Zatem fakt rys i pęknięć w obiektach żelbetowych izostatycznych jest stwierdzony.

Inż. Perkuhn ustalił fakty rdzewienia żelaza armatury. Na Wschodnio-Chińskiej (Mandżurskiej) kolei żel., zbudowanej pod kierownictwem ś. p. inżyniera komunikacji Stanisława Kierbedzia (syna Hipolita), stwierdzono w 1916 roku, że kilka mostków żelazo-betonowych belkowych, rzekomo izostatycznych, wykazuje odpadanie betonu od armatury, czyli fakt możliwości rdzewienia uzbrojenia.

Na kolei żelaznej Władykaukaskiej ustalono w tym samym czasie fakt obnażania się armatury w ścianach zbiorników wodnych.

Na Kongresie Międzynarodowym Materiałów Budowlanych w r. 1915 w San Francisco fakty możliwości rdzewienia armatury w konstrukcjach żelazo-betonowych były potwierdzone przez inżynierów angielskich.

2) Do p. 2-go. Czy dla tego, że jakieś wady konstrukcji nie możemy zupełnie usunąć, nie powinniśmy się starać o jej zmniejszenie? Czy dlatego, że nie możemy gwarantować bezgranicznej trwałości jakiejś konstrukcji, nie powinniśmy się starać o przedłużenie, o ile możliwości, jej trwałości? Myślę że właśnie obowiązkiem inżynierów jest tak projektować, aby możliwie przedłużyć trwałość budowli. Wresztą podobne do moich propozycje były już robione przez niektórych inżynierów niemieckich.

3) Do p. 3-go. Zgadza się, że mogą być zastosowane rozmaite sposoby i środki ostrożności dla zmniejszenia wpływu skurczu, lecz czy jesteśmy pewni, że we wszystkich wypadkach będą te sposoby zastosowane i czy, nawet w razie ich zastosowania, skuteczność będzie taka, jakiej oczekujemy?

Co do opinii Szanownego Oponenta, że zjawiska skurczu betonu są już jakoby zupełnie zbadane, to naprz. prof. A. Mesnager jest wręcz przeciwnego zdania. W Comptes rendus du Premier Congrès International du Béton et du Béton armé (Liège, 1930) mówi on: „ou pouvait penser que tout ce qui en valait la peine aurait été dit sur le retrait; les travaux de ces dernières années nous ont montré, que bien au contraire, il faut modifier la plupart des anciennes idées et que nos études étaient à recommencer. Les deformations du béton avec le temps obéissent à des lois bien plus complexes que nous ne pensions”.

Stwierdzono, że odkształcenia betonu z biegiem czasu, pod wpływem różnych okoliczności, zmieniają się i że jest to materiał, który (jeśli można się tak wyrazić w przenośni) jak gdyby „żyje”, a w każdym razie jakby „oddycha”.

4) Do punktu 4-go. Zgadza się, że zastosowane we Francji, na Chemin de fer du Nord, sposoby ochrony żelaznych konstrukcji od rdzewienia zapomocą okładania warstwą betonu, opisane w referacie p. Cambournac'a na Kongres Międzynarodowy Mostowy w Liège (1930), stanowią dobry przykład, podobnie jak i okresowe malowanie żelaza, o ile prowadzi się staranny nadzór nad budowlą.

Wierzę, że w ciągu pewnego okresu czasu nie zauważono rdzewienia pokrytych w ten sposób konstrukcji żelaznych, lecz to nie wyklucza faktów przeciwnych, skonstatowanych i wskazanych powyżej, w p. 1-szym.

Możliwe zawsze wypadkowe (w zależności od różnych przyczyn) pęknięcie w jednym miejscu powłoki betonowej, niezauważone w swoim czasie, może spowodować rdzewienie żelaza.

Na zakończenie uważam za wskazane nadmienić, że w tak odpowiedzialnych obiektach, jak mosty, względny na zachowanie bezpieczeństwa powinny górować nad zagadnieniem kosztów, a zatem wskazana jest raczej ostrożność, niż zbytina śmiałość.

Prof. Dr. Inż. St. Kunicki.

³⁾ Patrz. Prof. W. Paszkowski. Żelbetnictwo. Wydział II r. 1920/1921, str. 4.

⁴⁾ Patrz. Perkuhn, Risse-und-Rost bildung im Eisenbeton. Zeitschrift für Bauwesen 1916.