

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Nowsze urządzenia przeładunkowe w portach morskich, nap. Inż. I. Brach.
 Ramy eliptyczne (c. d.), nap. Dr. St. Bryła, Profesor Politechniki Lwowskiej.
 O pasowaniach wtlaczanych, nap. Inż. Stefan Zagożdźński.
 W sprawie artykułu „O pasowaniach wtlaczanych”, nap. Inż. Wacław Moszyński.
 Przegląd pism technicznych.

SOMMAIRE:

Nouveaux appareils de levage et manutention dans les ports maritimes (à suivre), par M. I. Brach, Ingénieur.
 Le calcul des cadres élliptiques (suite), par M. St. Bryła, Dr., Professeur à l'Ecole Politechnique de Lwów.
 Sur les tolérances et les tensions se produisant dans les assemblages à la presse, par M. S. Zagożdźński, Ingénieur.
 A propos de l'article précédent, par M. W. Moszyński, Ingénieur.
 Revue documentaire.

Nowsze urządzenia przeładunkowe w portach morskich.

Napisał Inż. I. Brach.

Wstęp.

Porty są środowiskami olbrzymiego ruchu towarów, napływających z obszarów, ciężących do portu od strony lądowej i morskiej. W portach przeładunku się towary nietylko pochodzące z danego kraju lub do danego kraju skierowane, ale i z krajów sąsiednich, dla których koszty przewozu przez dany port najlepiej się kalkulują. Owe obszary ciężenia różnych portów stykają się i zachodzą na siebie. Stąd powstaje żywa rywalizacja portów, które starają się prześcignąć wzajemnie w swych urządzeniach, aby koszty przeładunku uczynić jak najniższymi i ściągnąć jak najlichnniejszą klientelę. Tak Genua włoska rywalizuje z Marsylją, Rotterdam — z Antwerpią czy Hamburgiem, Gdańsk — ze Szczecinem i Królewcem i t. p.

Urządzenia portowe przeładunkowe, mając do czynienia z wielkimi masami towarów, skupionymi na małej przestrzeni, mają za zadanie szybkie przeładowanie tych mas. Drugim ich zadaniem jest dążenie do jak najniższych kosztów przeładunku.

Najważniejszym czynnikiem, decydującym o rodzaju urządzeń przeładunkowych, jest ich zdolność

do szybkiego przeładunku, albowiem to wpływa w głównej mierze i na koszt przeładunku. Im dłuższy bowiem czas przeładunku, a tem samem i postój statku przy nabrzeżu, tem większe opłaty portowe obciążają każdą jednostkę przeładowywanego materiału. Szybkość przeładunku uzyskuje się przez zwiększenie wydajności poszczególnych urzą-

żeń oraz przez ustalenie jak największej ilości jednostek pracujących przy danym statku.

Rozwój więc urządzeń przeładunkowych idzie w kierunku osiągnięcia jak największej wydajności przy jak najmniejszym zapotrzebowaniu długości nabrzeża dla danego urządzenia.

Ze względu na rodzaj wyładowywanych towarów, dzielimy urządzenia przeładunkowe na: 1) urządzenia przeładunkowe dla towarów drobnicowych i 2) urządzenia przeładunkowe dla towarów masowych. Ze względu na miejsce, w którym przeładunek się odbywa, dzielimy te urządzenia na: a) urządzenia nabrzeżne i b) urządzenia pływające.

Opisywane poniżej urządzenia obejmują głównie typy stosowane w portach europejskich. Nie obejmują zaś szeregu urządzeń amerykańskich, w Europie mało stosowanych.



Rys. 1. Zóraw bramowy w porcie Split, zbudowany przez Hutę Zgóda.

A. Urządzenia nabrzeżne.

1) Urządzenia dla towarów drobnicowych.

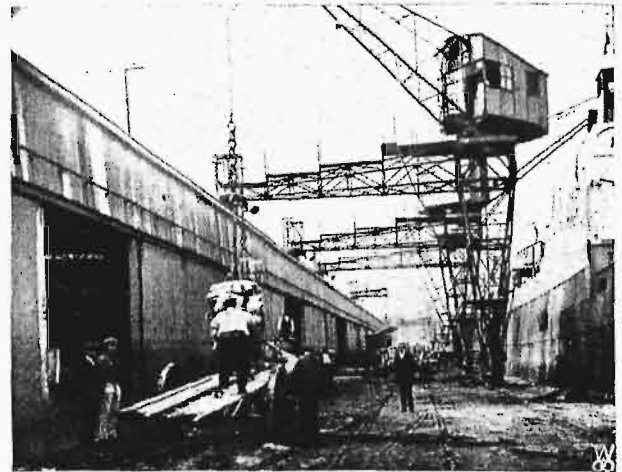
Urządzenia dla towarów drobnicowych są to urządzenia z wyjątkiem i typowe, nadające się do każdego gatunku towarów, i to tak do wyładunku, jak i załadunku.

Typowym przedstawicielem tych urządzeń jest żóraw obrotowy półbramowy lub bramowy. Jeśli magazyn znajduje się blisko brzegu, jak to zwykle ma miejsce przy towarach drobnicowych droższego gatunku, których nie załadowuje się bezpośrednio do wagonów, lecz do magazynów, wówczas podwozie żórawia ma układ półbramy (rys. 2). Jeśli magazyn jest nieco od brzegu odsunięty lub jego budowa nie pozwala na znoszenie odpowiednich obciążeń, wówczas podwozie żórawia ma układ bramy, obejmującej 1 — 3 torów kolejowych (rys. 1). Wysięgnik żórawia sięga 8 — 15 m poza brzeg, a wysokość jego wierzchołka wynosi 15 — 25 m ponad poziom nabrzeża. Ciężar podnosi się z prędkością 40 — 90 m na minutę, a żóraw obraca się z prędkością 1 do 2 razy na minutę. Brama, względnie półbrama, posiada za reguły przesuw mechaniczny; napęd stosuje się w ostatnich czasach prawie wyłącznie elektryczny. Żórawie te przeładowują wszelkiego rodzaju towary, tak drobnicowe (worki, paczki, kłocce, beczki, pręty i t. p.), do których są dzisiaj specjalnie przeznaczone, jak i masowe, w razie potrzeby, przyczem dla towarów sypkich stosuje się kubły lub chwytaki systemu jednolinowego.

Gęstość ustawienia żórawi półbramowych ilustruje fakt, że w basenie Kaiser Wilhelm-Hafen w Hamburgu zainstalowano na przestrzeni około 2 km nabrzeża 129 sztuk żórawi.

Rys. 2 przedstawia przeładunek worków z towarem sypkim na furmanki i do magazynów w Hawrze.

Ciągła dążność do zwiększenia szybkości przeładunku i wydajności danego nabrzeża wprowadziła w ostatnich czasach nowy typ żórawia portowe-



Rys. 2. Żóraw półbramowy w Hawrze.
Przeładunek towarów w workach.

go, mianowicie żóraw ze zmiennym wysięgiem typu t. zw. w y p a d o w e g o.

Rys. 3 przedstawia jeden z typów takiego żórawia.

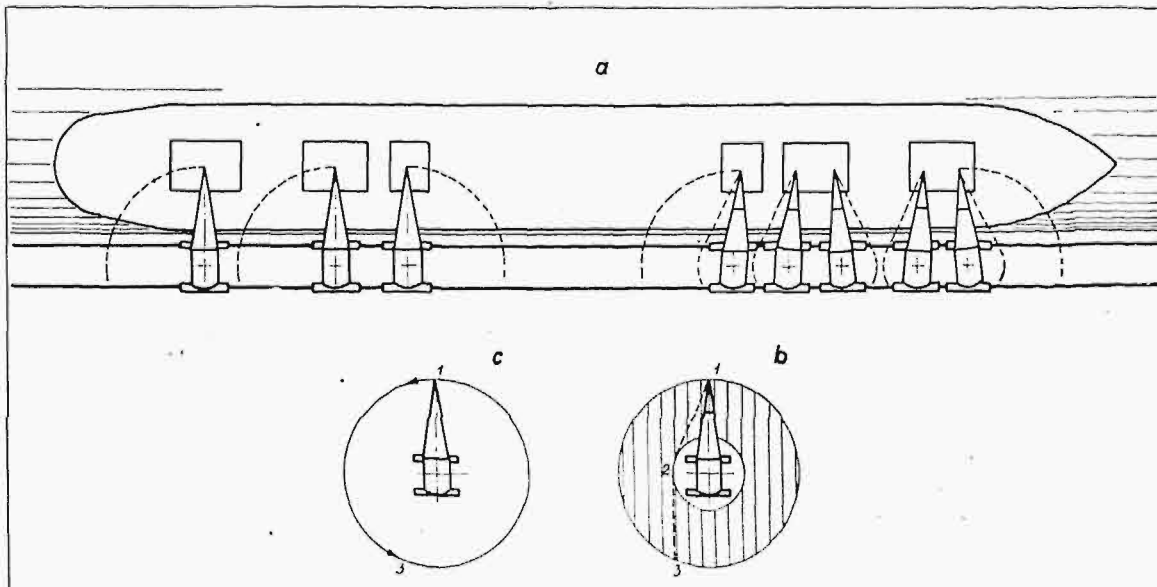
Żórawie te posiadają wysięg zmienny, to znaczy, że wysięgnik może wahać się około punktu stałego u swej podstawy i w ten sposób wychylać się w przód i w tył, wydłużając względnie skracać odległość osi haka od osi obrotu żórawia. Drugą charakterystyczną cechą żórawi wypadowych jest to, że w czasie zmieniania wysięgu ciężar za-



Rys. 3. Żóraw wypadowy.

wieszony na haku porusza się poziomo, lub po linii zbliżonej do poziomej. Uzyskuje się to przez prowadzenie liny podnoszącej przez odpowiednie krąż-

i t. d., proporcjonalne do tonażu statku i towaru, opłaty za przystań, proporcjonalne do czasu postoju i tonażu, opłaty za przeładun-



Rys. 4. Porównanie możliwości wyładunku żórawiami zwykłymi i wypadowemi.

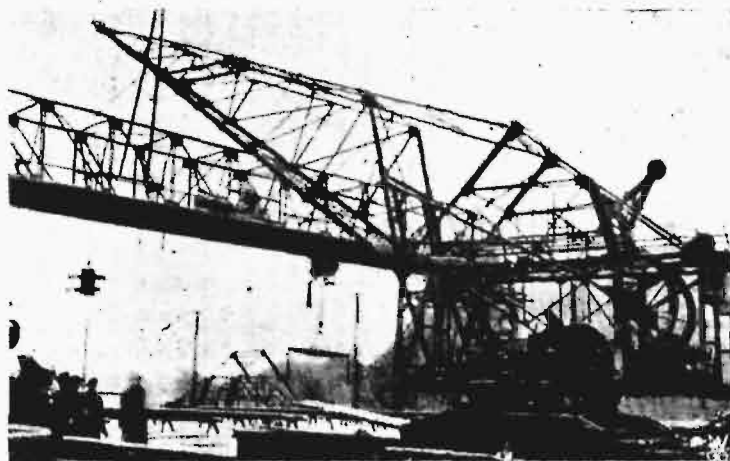
ki, umieszczone na różnych wahających się dźwigniach oraz na stałych i ruchomych przegubach. Wysięgnica ma przytem albo kształt prosty (rys. 3) albo łamany (rys. 5a, 5b i 7).

Poziome prowadzenie ciężaru służy do tego, aby mechanizm do zmiany wysięgu nie wykonywał bezużytecznie pracy podnoszenia ciężaru, do czego przeznaczony jest tylko mechanizm podnoszący. Mechanizm ten może być wskutek tego odpowiednio mały. Do tego samego celu, t. j. zmniejszenia oporów zmiany wysięgu, zmierza stosowanie przy tych żórawiach zrównoważenia ciężaru wysięgnicy przez przeciwcieżar.

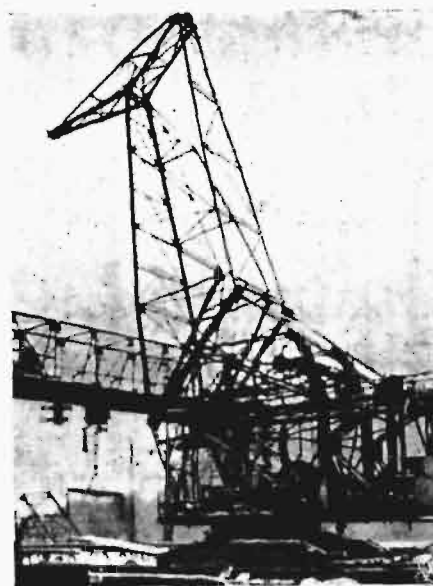
Potrzeba instalowania tych urządzeń wynika głównie z wprowadzania coraz to większych jednostek okrętowych.

Na koszt przewozu 1 tonny towaru z jednego portu do drugiego i wyładowania tegoż składają się opłaty przewozowe, proporcjonalne do czasu, w którym dany towar pozostaje na statku, opłaty ogólne portowe za wjazd i wyjazd

nek, proporcjonalne do czasu postoju i tonażu. Mamy więc pewne opłaty proporcjonalne tylko do tonażu statku, czyli obciążające tonnę towaru jednakowo na statku małym i dużym, oraz pewne opłaty proporcjonalne do czasu pozostawania towaru na statku. Ponieważ koszt 1 tonny pojemności statku małego i dużego jest mniej więcej ten sam, a co za tem idzie i koszt amortyzacji i utrzymania, obciążający tonnę towaru przewożonego jest podobny, więc koszt przebywania 1 tonny towaru na statku małym i dużym przez jeden dzień będzie ten sam. To samo dotyczy opłat za przystań, które obciążają jednakowo tonnę towaru pozostającego przy brzegu jeden dzień na statku małym i na dużym. Wynika z tego, że aby koszt transportu i wyładunku był jednakowy przy statku małym i dużym, czas trwania wyładunku musi być jednakowy



Rys. 5a.

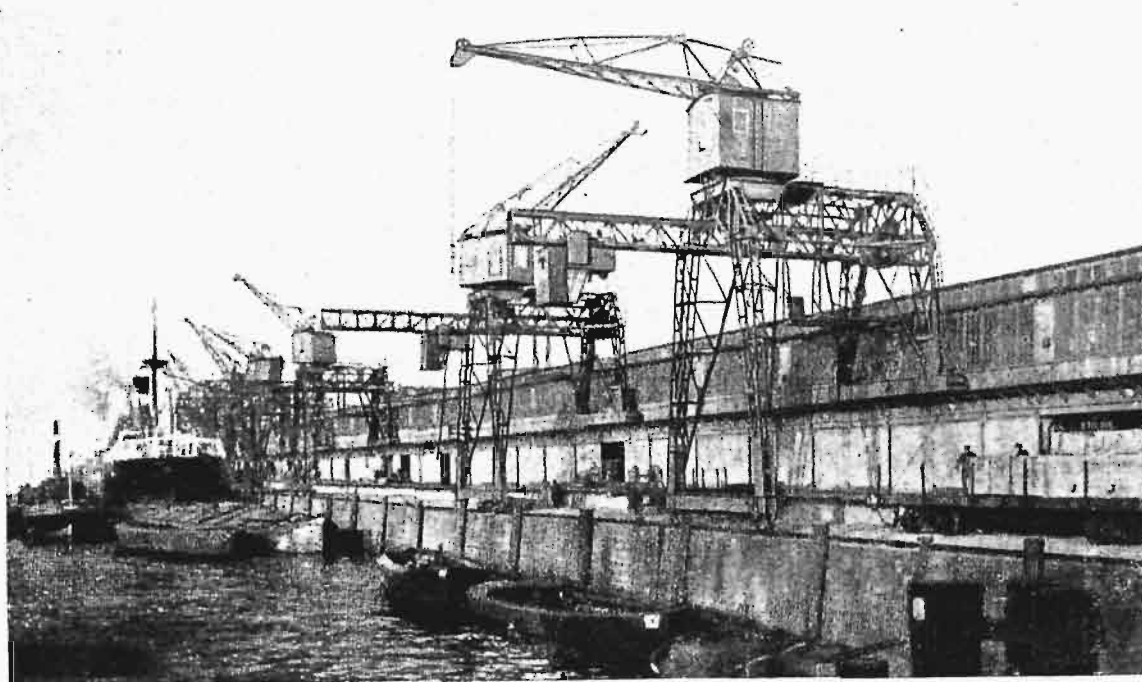


Rys. 5b.

Żóraw wypadowy (projektu krajowego) w dwóch krańcowych położeniach: przy największym i przy najmniejszym wysięgu.

przy jednym i drugim statku. Jeśli więc statek o zawartości 2000 tonn towaru wyładuje się w ciągu 2-ch dni, to i statek o zawartości 10 000 tonn to-

galne, gdyż długość statku nie jest wprost proporcjonalna do jego objętości, a co gorsze — ilość i wielkość luk okrętowych również nie jest propor-

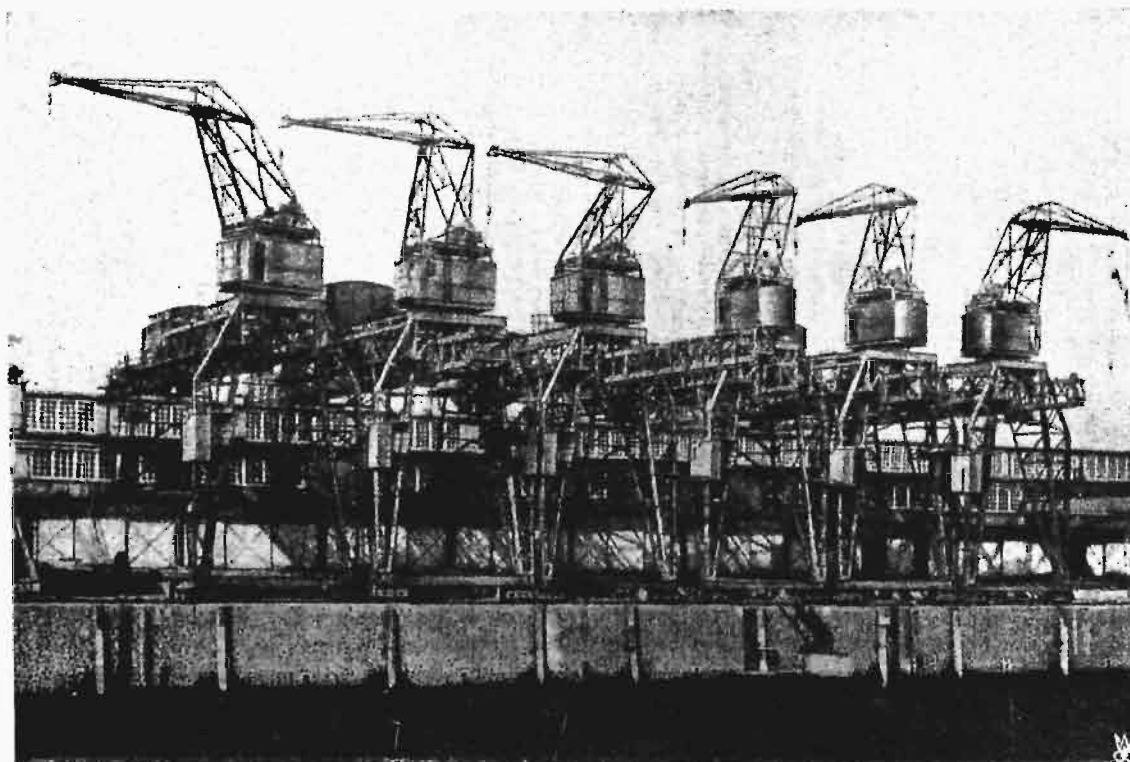


Rys. 6. Żórawie podwójne w porcie Hamburskim.

waru powinien wyładować się również w ciągu 2-ch dni. Teoretycznie byłoby to osiągalne w ten sposób, że jeśli przy statku pierwszym wyładunek odbywał

się przy pomocy 4-ch żórawi, to przy statku drugim należałoby zastosować 5×4 , czyli 20 żórawi. Jest to przy pomocy normalnych urządzeń nieosią-

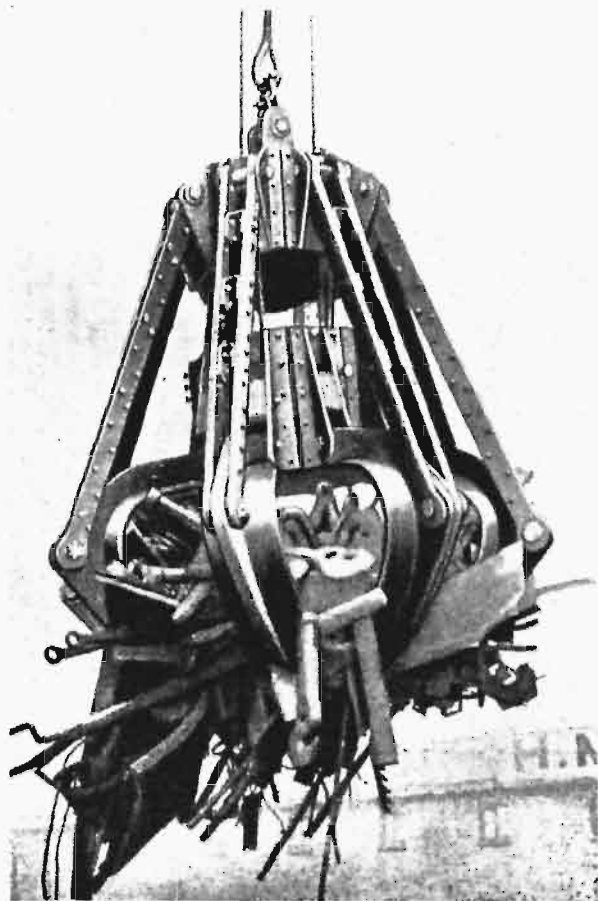
galne, gdyż długość statku nie jest wprost proporcjonalna do objętości statku. Wynika stąd konieczność zwiększenia wydajności poszczególnych żórawi i jak największego ich zbliżenia.



Rys. 7. Żórawie wypadowe w Hamburgu.

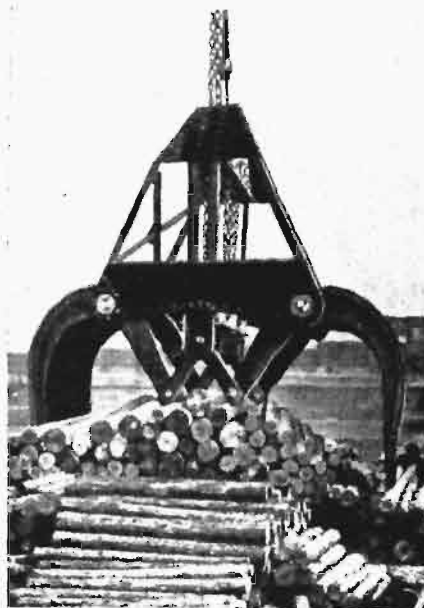
galne, gdyż długość statku nie jest wprost proporcjonalna do jego objętości, a co gorsze — ilość i wielkość luk okrętowych również nie jest propor-

Rys. 4 obrazuje, w jaki sposób przy pomocy żórawi typu wypadowego można osiągnąć zbliżenie żórawi do siebie w czasie pracy. Ponieważ koniec



Rys. 8. Chwytnik „Polyp”.

i wózka podwieszono na belce wysuwalnej. Wózek podwieszony, wykonywając ruch posuwisty, pracuje intensywniej od żurawia obrotowego, nie może jednak brać przedmiotów długich, ze względu na ograniczony prześwit między nogami bramy. Żurawie w czasie pracy uzupełniają się, względnie pracują przy tym samym towarze z wydajnością równą sumie obu żurawii.



Rys. 9. Chwytnik do drzewa (otwarty).

wysięgніка z ciężarem porusza się nie po łuku, lecz po linii prostej, zbliżającej się do osi żurawia, więc długość nabrzeża potrzebna dla takiego żurawia w czasie pracy jest o wiele mniejsza, niż dla żurawia dawnego typu.

Na szkicu *a* z lewej strony rys. 4 widać, jak przy 3-ch lukach statku można było ustawić tylko 3 żurawie obrotowe normalnego typu. Z prawej zaś strony statku, przy takich samych 3-ch lukach, ustawiono 5 żurawii wypadowych. Żuraw wypadowy może obsługiwać całe pole, zawarte między kołem największego i najmniejszego wysięgu, jak to zakresowano na szkicu *b*. Z punktu 1 do punktu 3 może hak przejść po linii najkrótszej 1 — 2 — 3, biegnącej blisko osi żurawia. Normalny zaś żuraw obrotowy może obsługiwać tylko łuk koła (szkic *c*), o ile nie przesuniemy całego żurawia, co ze względu na sąsiedztwo innych żurawii jest niepożądane lub wprost niemożliwe.

Żuraw wypadowy uwidoczony na rys. 5 a i b, jest projektu krajowego*). Zdjęcie wykonane jest w czasie montażu. Rys. 5a przedstawia żuraw przy największym wysięgu, rys. 5b — przy wysięgu najmniejszym.

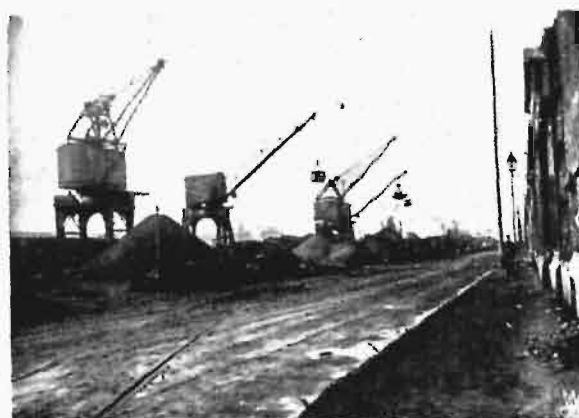
Żurawie wypadowe typu jak na rys. 5, jak również i różnych innych typów, są całkowicie wykonywane w kraju.

Inny sposób zwiększenia ilości żurawii, pracujących na jedną lukę statku, wprowadzono na jednym z nabrzeży w Hamburgu. Jest to t. zw. żuraw podwójny (rys. 6), złożony z żurawia obrotowego

Rys. 7 przedstawia układ żurawii podwójnych, jednakże już z zastosowaniem żurawii wypadowych zamiast normalnych obrotowych. Żurawie te zainstalowano niedawno w Hamburgu.

2) Urządzenia dla towarów masowych.

Do towarów masowych należą towary takie, jak węgiel, ruda, nawozy sztuczne, złom żelazny, zboże i t. p. Towary te posiadają przeważnie znaczny



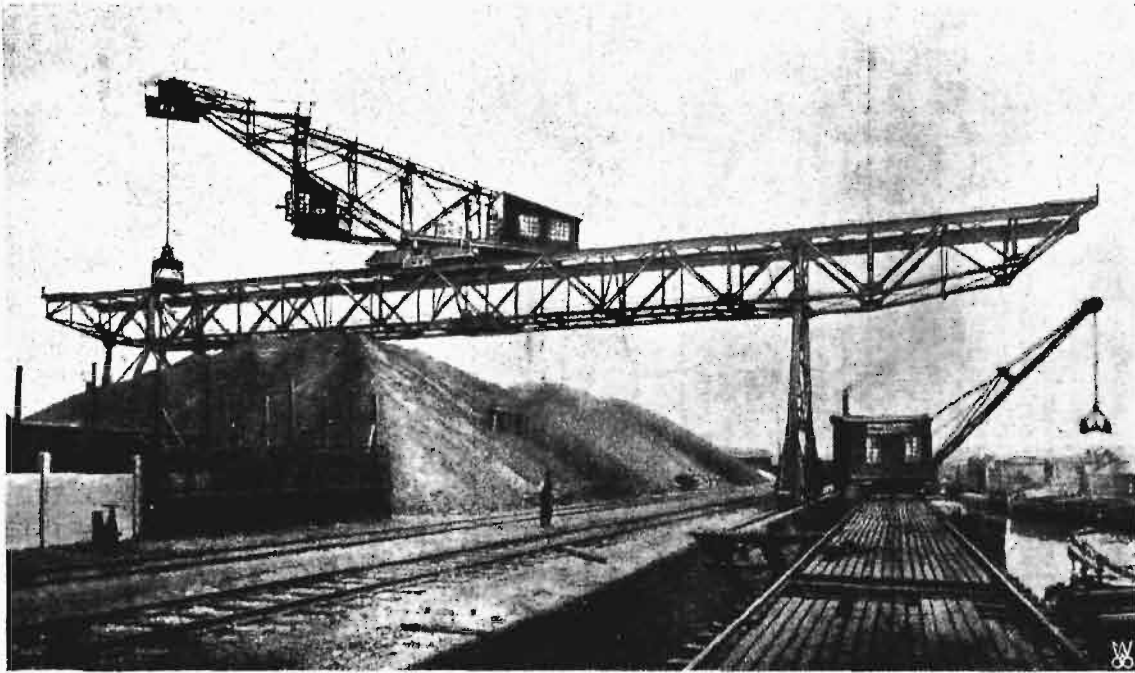
Rys. 10. Żurawie na nabrzeżu Colbert w Hawrze.

ciężar w stosunku do swej wartości. Przeładunek przy pomocy zwykłych opisanych wyżej urządzeń byłby nieekonomiczny i obciążałby zbyt koszt

*) Wykonany pod kierunkiem prof. W. Suchowiaka.

jednostki towaru. Do przeładunku tych towarów musiano zastosować więc takie urządzenia, któreby koszt przeładunku jednej tonny w stosunku do towarów drobnicowych wielokrotnie zmniejszyły.

węgla na nabrzeżu Colbert w Hawrze przy pomocy chwytakowych żórawi obrotowych z bramą obejmującą 1 tor. Przyczyny tej nieekonomicznej pracy postaramy się poniżej wyjaśnić.



Rys. 11. Żóraw mostowy: most z przesuwającym się po nim żórawiem obrotowym.

Towary masowe posiadają z reguły konsystencję sypką i złożone są w całej masie na statku, w wagonie lub na placu; odpowiednio też do tego układu zastosowano urządzenia przeładunkowe.

Urządzenia przeładunkowe dla towarów masowych należą do typu urządzeń specjalnych i dane urządzenie nadaje się w całości albo w swych częściach wymiennych (chwytak) tylko do pewnego określonego towaru. Buduje się też urządzenia przeznaczone wyłącznie do załadunku statków lub też do wyładunku ze statków.

Typowym elementem przeładunkowym, służącym do przeładunku towarów masowych sypkich, jest automatyczny chwytak systemu dwulinowego. Chwytak taki jest zawieszony na wysięgnicy odpowiednio skonstruowanego żórawia i przy pomocy specjalnego mechanizmu, mianowicie dźwigniki chwytakowej, może wykonywać otwieranie lub zamykanie swych szczęk, które na skutek swego ciężaru własnego i odpowiedniej budowy wciskają się w zabierany materiał i zamykają się. Chwytaaki buduje się w Europie o zawartości 2 — 10 tonn. Ponieważ ciężar chwytaka wynosi prawie tyle co ciężar użyteczny towaru, więc żórawie chwytakowe posiadają obciążenie dochodzące do 20 tonn.

Na rys. 9 widzimy chwytak, przeznaczony do przeładunku drzewa. Tego rodzaju chwytaki mają jednakże tylko wyjątkowe zastosowanie, przy kłocach o równej długości, jak przy kopalniakach lub papierówce.

Żóraw chwytakowy, zbudowany jako normalny żóraw obrotowy, na bramie obejmującej 1 lub 2 torry, nie spełniałby należycie swego zadania. Widzimy to na rys. 10, przedstawiającym wyładunek

Wyładunek węgla, rudy i t. p. odbywa się ze statków bezpośrednio do wagonów, i naodwrot. Żóraw bramowy, wspomniany wyżej, może napełniać lub brać z najbliższych wagonów (1 — 3). Po załadowaniu tych najbliższych wagonów należy cały pociąg przesunąć i podstawić wagony następne, lub też żóraw musi za każdym razem przesuwać się do sąsiednich wagonów. W pierwszym wypadku jesteśmy skrupowani położeniem następnych wozów, do których odbywa się równocześnie wyładunek lub załadunek i mamy przerwy w ruchu w czasie przetaczania wagonów. W drugim wypadku mamy stratę czasu na przesuwanie żórawia oraz przeszkadzamy w pracy żórawiom sąsiednim.

Ponieważ nadchodzenie wagonów w stosunku do nadchodzenia statków nie jest współmierne, zachodzi przy tych towarach potrzeba magazynowania na placu. O ile więc plac składowy jest blisko brzegu, co musi mieć miejsce przy tych żórawiach, mamy zatarasowane drogocenne miejsce przy brzegu, potrzebne do manipulacji, jak to zresztą widać na rysunku 10.

Zasadnicze więc cechy, jakie muszą posiadać chwytakowe urządzenia przeładunkowe dla towarów masowych, są następujące:

a) muszą przeładowywać szybko i wielkie objętości, stąd też prędkości podnoszenia przekraczają 1 m/sek, prędkości jazdy wynoszą przeszło 2 m/sek, a objętości chwytaków przynajmniej 2 tonny towaru;

b) powinny pozwalać na ładowanie do wagonów na kilku torach, aby można było wygodnie na jednym z torów manipulować wagonami, a na innych przeładowywać;

c) powinny pozwolić na odsunięcie miejsca składowego jak najdalej od brzegu i zostawić wolne miejsce do manipulacji tak wagonów, jak i furmanek, czy samochodów.

Zadania te spełniają mniej więcej w jednakowy sposób:

a) żórawie mostowe z żórawiem obrotowym, przesuwalnym na moście;



Rys. 12. Most przeładunkowy (w Gdyni) z wózkiem podwieszonym (bud. Huty Zgody).

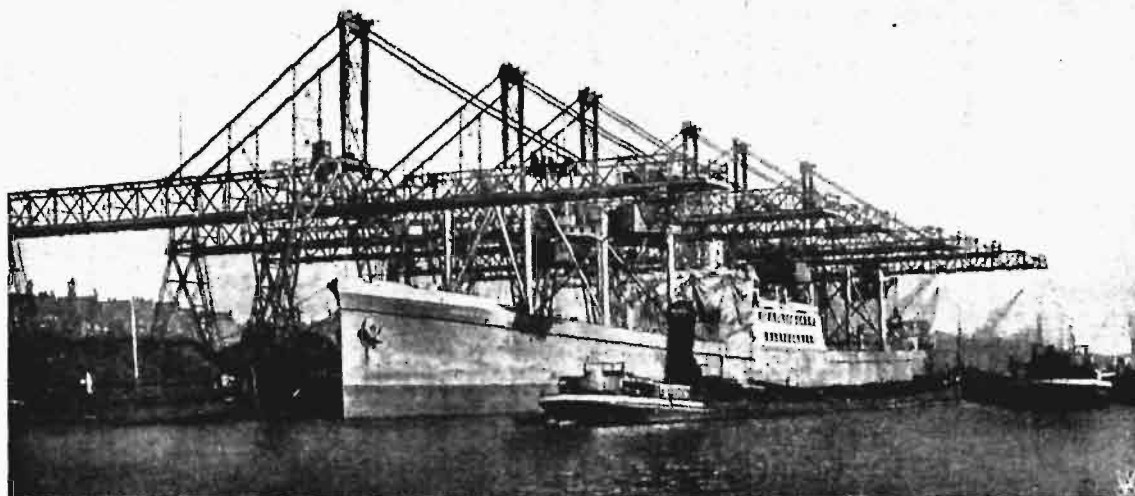
b) mosty przeładunkowe z wózkiem podwieszonym. Rys. 11 przedstawia typ pierwszy, rys. 12 — drugi.

Główną część urządzenia w jednym i drugim wypadku stanowi most, wykonywany z reguły jako konstrukcja kratowa i obejmujący szereg torów kolejowych. Most nie jest niczem innym jak bramą (rys. 1), tylko znacznie wydłużoną, bo obejmującą zwykle więcej niż 3 tory i zaopatrzoną przeważnie w wysięgi, wychodzące poza podpory. Po moście przesuwa się w wypadku pierwszym po gór-

Są między temi urządzeniami różnice na korzyść jednych lub drugich. W pierwszym wypadku mamy mechanizm obrotu żórawia uruchamiany za każdym razem, który nie istnieje w drugim wypadku. Mechanizm obrotowy jest niekorzystny w stosunku do przesuwanego przy wielkich prędkościach. W tych samych warunkach, t. zn. dla tego samego ciężaru użytecznego i przy tej samej prę-

dkości jazdy wózka, co i prędkość na obwodzie wysięgnicy żórawia, wynoszącej np. 2 m/sek, przeciążenie silnika przy rozruchu w jednej sekundzie może wynosić w pierwszym wypadku około 30%, a w drugim 150%. Jeśli uwzględnimy masy rozruszane żórawia, to stosunek ten jeszcze o wiele bardziej się pogorszy. Stąd też prędkości obwodowej 2 m/sek zwykle się nie przekracza, a prędkość jazdy 2 m/sek przy wózkach podwieszonych jest uważana za średnią. Koszt konstrukcji żelaznej jest podobny w jednym i drugim wypadku, gdyż — jak-

kolwiek w pierwszym wypadku konstrukcja mostu jest znacznie niższa — to jednak obciążenie na koła jezdne jest znacznie większe przy żórawiu obrotowym, niż przy wózku podwieszonym. Ponieważ przy wózkach podwieszonych można uzyskać dużo większe prędkości i wydajności niż przy żórawiach obrotowych, więc też dla transportu wielkich mas na znaczniejszą odległość używa się przede wszystkim mostów przeładunkowych z wózkami podwieszonymi. Żórawie mostowe natomiast posiadają większą zwrotność i możliwość dostosowania



Rys. 13. Zespół mostów przeładunkowych na jednym z nabrzeży w Rotterdamie.

nych jego pasach normalny żóraw obrotowy, w wypadku drugim — po dolnych pasach wózek przesuwany, często również zaopatrzonej w małą wysięgnicę obrotową.

się do luki statku i wagonu. Stąd też, o ile przeważa czynnik wyładunku do wagonów nad składowaniem na plac i odległości nie są duże, np. 4 — 6 torów, wtedy stosuje się żórawie mostowe. Uwidocz-

nione na rys. 12 dwa mosty przeładunkowe są wyrobu krajowego (Huta Zgoda) i zainstalowane są w Gdyni.

Mosty przeładunkowe buduje się o długościach dochodzących do 160 m, przyczem część przednia jest podnoszona, dla swobodnego przejazdu statków, i jej długość dochodzi do 40 m.

Ze względu na wielkie odległości placów składowych od brzegu, prędkość jazdy wózka jest znaczna i wynosi 2 — 3 m/sec. Udźwig dochodzi do 20 tonn, czyli zawartość chwybaka dochodzi do

12 tonn ciężaru. Wydajność mostu przy średnich odległościach i wyładunku na plac ze statku lub z placu na statek wynosi 100 — 300 tonn na godzinę.

Na nabrzeżach przeznaczonych do przeładunku takich towarów, jak węgiel i ruda, zwykle nie przeładowuje się już innych towarów, i na całym nabrzeżu ustawia się szereg mostów przeładunkowych. Układ mostów przeładunkowych na jednym z nabrzeży w Rotterdamie przedstawia rys. 15.

(d. c. n.)

Ramy eliptyczne^{*)}

Napisał Stefan Bryła.

4. Całkowite jednostajne obciążenie rozpory.

Dla belki wolno podpartej o rozpiętości $2a$ siła poprzeczna w odległości x od środka wynosi

$$T_{00} = -px.$$

Rozkłada się ona na dwie siły N_0 i T_0 . Zatem

$$N_0 = T_{00} \sin \vartheta = -px \sin \vartheta,$$

$$T_0 = T_{00} \cos \vartheta = -px \cos \vartheta.$$

W równaniach powyższych x jest ujemne dla lewej połowy, dodatnie dla prawej, kąt ϑ zaś odwrotnie, zatem N_0 jest dodatnie wszędzie, zaś T_0 jest dodatnie dla lewej, ujemne dla prawej połowy ramy.

Dla słupów jest

$$N_0 = A = B = pa,$$

$$T_0 = 0.$$

$$M_0 = A(a+x) - \frac{1}{2}p(a+x^2) = \frac{1}{2}p(a^2-x^2). \quad (46)$$

Dla słupów jest $x = \pm a$, więc $M_0 = 0$.

Zatem

$$S = 0.$$

Wedł. (11)

$$R = \frac{1}{2}p \int_c^D (a^2 - x^2)(h+y) ds = \varphi_2 R',$$

przyczem

$$R' = p \int_0^a (a^2 - x^2)(h+y) dx.$$

Ponieważ M_0 , a więc i wyrażenie pod całką, maleje ku słupom aż do zera, przeto podstawiając dx za ds popełniamy niewielki błąd. Błąd ten naprawimy przez wstawienie współczynnika zwiększającego φ_2 .

Wyrażenie ostatnie można rozbić na trzy całki:

$$1) \quad ph \int_0^a (a^2 - x^2) dx = \frac{2}{3} pa^3 h,$$

*) Ciąg dalszy do str. 199 w zesz. 10 z r. b.

$$2) \quad pa^2 \int_0^a y dx = \frac{\pi}{4} pa^3 b,$$

gdyż całka ostatnia przedstawia ćwierć pola elipsy, które wynosi $ab\pi$,

$$3) \quad p \int_0^a y x^2 dx = pb \int_0^a \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} x^2 dx = \\ = pa^3 b \int_0^1 \sqrt{1-x^2} x^2 dx = pa^3 b I.$$

Ostatnią całkę otrzymaliśmy, podstawiając w poprzedniej x za $\frac{x}{a}$, wskutek czego granica górna zmieniła się z a na 1. Podstawiając $x = \sin \varphi$ otrzymujemy

$$I = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi d\varphi = \frac{\pi}{16}.$$

Zatem

$$R' = p \left[\frac{2}{3} a^3 h + \frac{\pi}{4} a^3 b + \frac{\pi}{16} a^3 b \right] = \\ = pa^3 \left[\frac{2}{3} h + \frac{3}{16} \pi b \right].$$

Czyli

$$R' = pa^3 (0,667 h + 0,589 b) \quad (47)$$

Dla koła

$$R'_0 = pr^3 (0,667 h + 0,589 r),$$

$$M_0 = \frac{1}{2}p(r^2 - x^2) = \frac{1}{2}py^2 = \frac{1}{2}pr^2 \sin^2 \vartheta,$$

$$R_0 = \int_{-r}^{+r} M_0 (h+y) ds = pr^3 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^2 \vartheta (h+r \sin \vartheta) d\vartheta.$$

Ale

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^2 \vartheta d\vartheta = \frac{\pi}{4} \quad (\text{por. 16})$$

zaś

$$\int \sin^3 \vartheta d\vartheta = - \int \sin^2 \vartheta d \cos \vartheta =$$

$$= - \int (1 - \cos^2 \vartheta) d \cos \vartheta = - \cos \vartheta + \frac{1}{3} \cos^3 \vartheta,$$

czyli

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^3 \vartheta = 1 - \frac{1}{3} = \frac{2}{3}.$$

Więc

$$R_0 = pr^3 \left(\frac{\pi}{4} h + \frac{2}{3} r \right) = pr^3 (0,785 h + 0,667 r).$$

Dla

$$h = 0 \quad R_0 = 0,667 pr^3, \quad R'_0 = 0,589 pr^3,$$

$$\varepsilon = \frac{R - R'}{R'} = \frac{667}{589} - 1 = 0,1325.$$

Dla

$$h = r \quad \varepsilon = \frac{196}{1256} = 0,156,$$

$$h = 2r \quad \varepsilon = \frac{314}{1923} = 0,163,$$

$$h = 3r \quad \varepsilon = \frac{432}{2600} = 0,166,$$

$$h = 4r \quad \varepsilon = \frac{550}{3267} = 0,168,$$

$$h = \infty \quad \varepsilon = \frac{118}{667} = 0,177.$$

Dla $b = 0$ t. j. dla rozpory prostej jest

$$R' = R = 0,667 pa^3h,$$

czyli błąd $\delta = 0$. Będzie więc

$$\varphi_2 = 1 + \alpha \varepsilon$$

przyczem dla

$\frac{h}{a} =$	0	1	2	3	4	∞
$\varepsilon =$	0,1325	0,156	0,163	0,166	0,168	0,177.

Dla innych wartości $\frac{h}{a}$ należy interpolować linijnie.

Przykład 3.

Rama jak w przykładzie 1.

Płyta 10 cm gruba, żebra 30 cm szerokie wystają z płyty o 40 cm. Odstęp żeber od osi do osi 3,0 m.

Ciężar stały, żelbet $\gamma = 2,4 t/m^3$.

Płyta 10 cm = 0,1 m, żebro grubość 0,50, szerokość 0,30 m, odstęp żeber 3 m,

$$p = (0,1 \cdot 3,0 + 0,4 \cdot 0,3) 2,4 = (0,3 + 0,12) \cdot 2,4 = 1,008 t/m$$

$$A = B = ap = 9 \cdot 1,008 = 9,072 t.$$

Wedł. (47)

$$R' = 9,072 \cdot 9^3 (0,667 \cdot 14 + 0,5896 \cdot 9) =$$

$$= 9,072 \cdot 81 (9,35 + 5,304) = 9,072 \cdot 81 \cdot 12,884 = 9470,$$

$$\varepsilon = 0,156 + (0,163 - 0,156) 0,555 =$$

$$= 0,156 + 0,004 = 0,16$$

$$\varphi = 1 + 0,16 \frac{6}{9} = 1,107,$$

$$R = 1,107 \cdot 9470 = 10489 tm^3,$$

$$H = \frac{10480}{10890} = 0,963 t.$$

Dla $x = 0$ (wierzchołek)

$$M_0 = \frac{1}{8} p (2a)^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,008 \cdot 9^2 = 40,9 tm.$$

Wedł. (4)

$$M = 40,9 - 0,963 \cdot 20 = 40,9 - 19,26 = 21,64 tm,$$

$$N = 0,963, \quad T = 0.$$

Dla

$$x = \pm \frac{a}{2} = 4,5 m, \quad (\text{równ. 46}), \quad \text{Wedł. } M_0 =$$

$$= \frac{1}{2} pa^2 \left(1 - \frac{1}{4} \right) = 40,9 \cdot \frac{3}{4} = 30,65 tm,$$

$$M = M_0 - H \cdot 19,2 = 30,65 - 18,49 = 12,16 tm \quad (\text{r. 4})$$

$$T_{00} = + 1,008 \cdot 4,5 = \pm 4,536 t,$$

$$N_0 = 4,536 \cdot 0,36 = 1,63 t,$$

$$T_0 = \pm 4,536 \cdot 0,936 = \pm 4,25 t,$$

$$N = 1,63 + 0,963 \cdot 0,936 = 1,63 + 0,902 = 2,532 t,$$

$$T = \pm 4,25 \pm 0,963 \cdot 0,36 = 4,25 - 0,346 = \pm 4,596 t$$

Punkt C $N = 9,072 t \quad T = - 0,963,$

„ D $N = 9,026 t \quad T = + 0,663,$

$$M_C = M_D = - 0,963 \cdot 14 = - 13,5 tm.$$

5. Ciężar własny rozpory.

Gdyby grubość d rozpory była nieskończenie razy mniejsza od wymiarów a i b , pionowa grubość v (a zatem i obciążenie jednostkowe, t. j. przypadające na jednostkę rzutu poziomego) rosłoby proporcjonalnie do $\sec \vartheta$, czyli byłoby

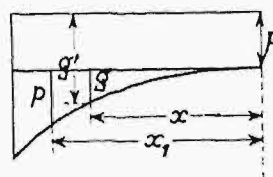
$$v = d \sec \vartheta.$$

Ponieważ d posiada wartość skończoną w porównaniu do a i b , równanie powyższe ważne jest z bardzo wielkim przybliżeniem dla części płaskiej, dla $\vartheta < 45'$. Dla części stromych odchyłka od tego równania rośnie szybko ze wzrostem ϑ . Dla $\vartheta = \frac{\pi}{2}$ byłoby $v = \infty$, w rzeczywistości v jest skończone.

Możemy ciężar własny g' (rys. 8) rozłożyć na:

1) Ciężar jednostajny stały, odpowiadający zwornikowi, o wielkości p . Wpływ jego omówiono w rozdziale poprzednim.

2) Ciężar zmienny g' rosnący od zera wraz



Rys. 8.

z odдалeniem od klucza (zwornika).

Jest więc

$$g' = p \sec \vartheta = p + g$$

czyli

$$g = p (\sec \vartheta - 1) \dots (48)$$

Dla $\vartheta = 45^\circ$ $\sec \vartheta = 2$, więc $g = p$.

Odpowiada temu odcięta x_1 (równ. 19). Ponieważ prawo zmienności obciążenia (48) ważne jest tylko w przybliżeniu, a zastosowanie go do rachunku prowadzi do bardzo zawiłych całek, wreszcie dla stromych części daje ono wyniki wręcz absurdalne, zastąpiono je z korzyścią prawem parabolicznym, które dla części środkowej ($\vartheta < 45^\circ$) jest prawie identyczne z prawem (48), zaś dla części stromych nie prowadzi do absurdu ($g = \infty$), tylko daje wartości skończone. Mianowicie przyjmiemy

$$g = n x^2.$$

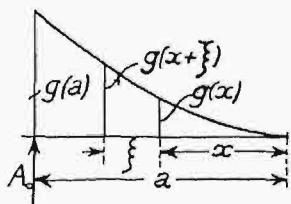
Dla $x = 0$ $g = 0$, dla $x = x_1$ $g = p$,

$$\text{więc } p = n x_1^2, \text{ czyli } n = \frac{p}{x_1^2} = \frac{p}{a^2} (1 + \alpha^2).$$

Dla

$$x = a \quad g = g_a = n a^2 = p \left(\frac{a}{x_1}\right)^2 = p (1 + \alpha^2).$$

Ostatnia wartość może przypadkowo być równa rzeczywistej, w ogólności jednak jest od niej różna. Błąd ten jednak ma mały wpływ na moment M_0 , a więc i na wartość R .



Rys. 9.

Oddziaływanie belki wolno podpartej, a zarazem naszej ramy

$$A = B = \int_0^a g dx = n \int_0^a x^2 dx =$$

$$= \frac{n}{3} a^3 = \frac{1}{3} g_a a.$$

Siła poprzeczna w belce wolno podpartej w odległości x od środka

$$T_{00} = - \int_0^x g dx = - \frac{n}{3} x^3 = - A \left(\frac{x}{a}\right)^3.$$

Znak $-$, gdyż dla prawej połowy belki siła poprzeczna jest ujemna, zaś x dodatnie.

Podobnie jak w poprzednim rozdziale,

$$N_0 = T_{00} \sin \vartheta$$

$$T_0 = T_{00} \cos \vartheta,$$

i też sama uwaga odnośnie do znaków, co tam, i tu dotyczy. Dla słupów $N_0 = A$, $T_0 = 0$,

$$M_0 = B (a - x) - \int_0^{a-x} g \xi d\xi = \frac{n}{3} a^3 (a - x) - \int_0^{a-x} g (x + \xi) \xi d\xi,$$

przyczem

$$g (x + \xi) = n (x + \xi)^2.$$

Zatem

$$\int_0^{a-x} g (x + \xi) \xi d\xi = n \int_0^{a-x} (x + \xi)^2 \xi d\xi =$$

$$= \frac{n}{12} (3a^4 - 4a^3 x + x^4),$$

zaś

$$M_0 = \frac{n}{12} (a^4 - x^4) \dots (49)$$

Dla

$$x = \pm a \quad M_0 = 0,$$

więc

$$S = 0,$$

zatem

$$R = \varphi_8 R'.$$

I znów można przyjąć $ds = dx$, więc

$$R' = 2 \frac{n}{12} \int_0^a (a^4 - x^4) (h + y) dx.$$

Ale

$$h \int_0^a (a^4 - x^4) dx = \frac{4}{5} h a^5,$$

$$\int_0^a a^4 y dx = \frac{\pi}{4} a^5 b,$$

$$\int_0^a y x^4 dx = a^5 b \int_0^1 \sqrt{1 - x^2} x^4 dx =$$

$$= a^5 b \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^4 \varphi \cos^2 \varphi d\varphi.$$

W ostatniej całce wolno zamienić \sin i \cos , więc

$$I = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^4 \varphi \cos^2 \varphi d\varphi = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^2 \varphi \cos^4 \varphi d\varphi$$

czyli

$$2I = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi (\sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi) d\varphi = \frac{\pi}{16}.$$

Zatem

$$R' = \frac{n}{6} \left(\frac{4}{5} h a^5 + \frac{\pi}{4} a^5 b - \frac{\pi}{32} a^5 b \right) =$$

$$= \frac{n}{3} a^5 \left(\frac{2}{5} h + \frac{7}{64} \pi b \right),$$

czyli

$$R' = A (0,4 h + 0,344 b) a^2 =$$

$$= \frac{1}{3} p a^3 (1 + \alpha^2) (0,4 h + 0,344 b),$$

Dla rozporę prostej $b = 0$, $\alpha = 0$

$$R_{II}' = R_{II} = \frac{2}{15} p h a^3.$$

Dla
jest

$$a = b = r$$

$$M_0 = \frac{nr^4}{12} (1 - \cos^4 \vartheta).$$

Więc

$$R_0 = 2 \frac{nr^5}{12} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (1 - \cos^4 \vartheta) (h + r \sin \vartheta) d\vartheta;$$

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin \vartheta d\vartheta = 1,$$

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^4 \vartheta d\vartheta = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \vartheta d\vartheta - \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^2 \vartheta \cos^2 \vartheta d\vartheta =$$

$$= \frac{\pi}{4} - \frac{\pi}{16} = \frac{3}{16} \pi,$$

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin \vartheta \cos^4 \vartheta d\vartheta = - \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^4 \vartheta d \cos \vartheta = \frac{1}{5}.$$

Zatem

$$R_0 = \frac{nr^5}{6} \left[h \left(\frac{\pi}{2} - \frac{3}{16} \pi \right) + r \left(1 - \frac{1}{5} \right) \right] =$$

$$= \frac{nr^5}{6} \left[\frac{5}{16} \pi h + \frac{4}{5} r \right] = A r^2 (0,941 h + 0,4 r).$$

Tymczasem (por. a)

$$R_0' = A r^2 (0,4 h + 0,344 r).$$

Z porównania obu ostatnich wzorów wynikają następujące wartości

$$\varepsilon_3 = \frac{R - R'}{R'}$$

dla

$$\frac{h}{r} = \frac{h}{a} = 0 \quad \varepsilon_3 = \frac{0,056}{0,344} = 0,163$$

$$= 1 \quad \varepsilon_3 = \frac{147}{744} = 0,198$$

$$= 2 \quad \varepsilon_3 = \frac{238}{1144} = 0,208$$

$$= 3 \quad \varepsilon_3 = \frac{329}{1544} = 0,213$$

$$= 4 \quad \varepsilon_3 = \frac{420}{1944} = 0,216$$

$$= \infty \quad \varepsilon_3 = \frac{91}{400} = 0,2275.$$

Dla innych wartości $\frac{h}{a}$ można interpolować liniowo. Spółczynnik zwiększający $\varphi_3 = 1 + \alpha \varepsilon_3$.

Przykład 4.

Ciążar zmienny. Rama jak w przykł. 2.

$$g_a = 1,008 \cdot (1 + 0,667)^2 = 1,458 \text{ tm},$$

$$n = g_a : a^2 = 1,458 : 81 = 0,018,$$

$$A = B = \frac{a}{3} \cdot 1,458 = 4,374 \text{ t},$$

$$R' = A a^2 (0,4 \cdot 14 + 0,334 \cdot 6) = A a^2 (5,6 + 2,064) =$$

$$= 4,374 \cdot 81 \cdot 7,664 \text{ (równ. a)},$$

$$\varepsilon_3 = 0,198 + 0,555 (0,208 - 0,198) =$$

$$= 0,198 + 0,006 = 0,204.$$

$$R = 1,204 R' = 3260 \text{ tm}^3,$$

$$H = \frac{3260}{10890} = 0,3 \text{ t}.$$

Dla $x = 0$

$$M_0 = \frac{n}{12} a^4 = 0,0015 \cdot 81^2 = 9,85 \text{ tm},$$

$$M = M_0 - 0,3 \cdot 20 = 9,85 - 6 = 3,85 \text{ tm},$$

$$N = 0,3 \text{ t}, \quad T = 0.$$

$$x = \mp \frac{a}{2} = \mp 4,5 \text{ m},$$

$$M_0 = 9,85 (1 - 0,5^4) = \frac{15}{16} 9,85 = 9,24 \text{ tm},$$

$$M = M_0 - H \cdot 19,2 = 9,24 - 0,3 \cdot 19,2 =$$

$$= 9,24 - 5,76 = 3,48 \text{ tm}$$

$$T_{00} = \pm A \left(\frac{1}{2} \right)^3 = 4,374 : 8 = \pm 0,547 \text{ t},$$

$$N_0 = 0,547 \cdot 0,36 = 0,197,$$

$$T_0 = \pm 0,547 \cdot 0,936 = \pm 0,5115,$$

$$N = N_0 + H \cdot 0,936 = 0,197 + 0,2808 =$$

$$= 0,4778 \text{ t},$$

$$T = T_0 \mp H \cdot 0,36 = \pm 0,5115 \mp 0,108 =$$

$$= \pm 0,4035 \text{ t}.$$

Punkt C

$$N = 4,374 \text{ t}, \quad T = -0,3 \text{ t},$$

$$M = -0,3 \cdot 14 = -4,2 \text{ tm}.$$

Punkt D

$$N = 4,374 \text{ t}, \quad T = +0,3 \text{ t}, \quad M = -4,2 \text{ tm}.$$

(d. c. n.).

O pasowaniach wtlaczanych.

Napisał Inż. S. Zagożdźniński.

Artykuł poniższy porusza interesujące zagadnienie naprężeń, powstających przy pasowaniu wtlaczanym i mocno wtlaczanym wedl. norm polskich. Autor dochodzi, na podstawie obliczeń teoretycznych, do wniosku, że przewidziane w normach polskich wciski przekraczają granice dopuszczalne, ze względu wytrzymałościowych, z wyjątkiem szczupłego zakresu wypadków.

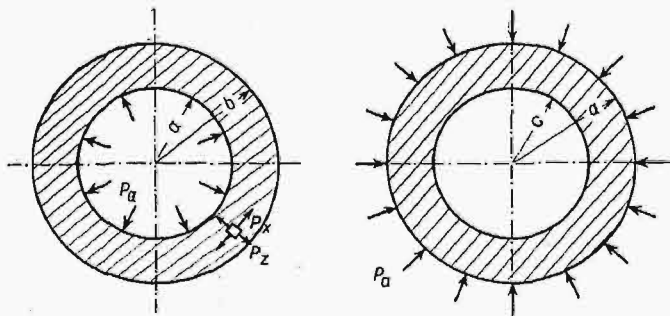
Wniosek ten jednak, jako oparty na niewłaściwych przesłankach, jest niesłuszny (wyniki obliczeń autora są słuszne tylko do granic plastyczności, czyli mniej więcej w przypadkach obwiedzionych w tabelach grubemi linjami). Mimo to jednak artykuł zamieszczamy, — ponieważ sprawa ta może być podobnie traktowana przez większą liczbę osób, — ale równocześnie udzielamy głosu innemu autorowi, prostującemu twierdzenia pierwszego artykułu.

Spodziewamy się bowiem, że polemika ta może się przyczynić do właściwego oświetlenia zagadnienia w szerszych kołach technicznych.

(Przyp. Redakcji).

Chociaż normy dla pasowania wtlaczanego i mocno wtlaczanego są już przyjęte do ogólnego użytku, to jednak zastosowanie ich budzi poważne wątpliwości. Chodzi tu mianowicie o wysokie naprężenia obwodowe, powstające w materiale części wtlaczanych prasą lub osadzanych ze skurczem. Duże wartości tych naprężeń są wynikiem przyjęcia zbyt wielkich wcisków. P. inż. Moszyński zaznacza w artykule, zamieszczonym na łamach niniejszego pisma¹⁾, iż normy szwedzkie podają dla powyższych pasowań tak wielkie wciski, że bezwątpienia muszą nastąpić pęknięcia nakładanych części. W polskich normach miano uniknąć tych błędów przez zmniejszenie wartości wcisków. A zatem twórcy naszych norm zdawali sobie sprawę, jakie niebezpieczeństwo pociągają za sobą zbyt duże wciski, nie zbadali jednak (jak można sądzić z poniższych spostrzeżeń) powstających naprężeń przy tego rodzaju połączeniach. Pracę tę podjął autor niniejszego artykułu, skłoniony przez pewien przypadek w praktyce, który groziłby zniszczeniem wielu kosztownych części w danej konstrukcji, jeśliby zastosowano wciski według norm polskich.

W pierścieniu o promieniu wewnętrznym a i zewnętrznym b , poddanym ciśnieniu wewnętrznemu p_a , powstają naprężenia radialne p_r i obwodowe p_x (rys. 1). Te ostatnie osiągają maksimum na wewnętrznej powierzchni pierścienia i minimum na zewnętrznej²⁾.



Rys. 1 i 2.

ximum na wewnętrznej powierzchni pierścienia i minimum na zewnętrznej²⁾.

$$(p_x)_{\max} = \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} p_a \quad (1)$$

$$(p_x)_{\min} = \frac{2a^2}{b^2 - a^2} p_a \quad (2)$$

¹⁾ Przegl. Techniczny 1928, str. 158. „W sprawie pasowań zgrubnych”.

²⁾ Timoszenko-Huber. Wytrzymałość materiałów, str. 249.

Następuje przytem powiększenie promienia a o wielkość:

$$\delta_1 = \frac{ap_a}{E} \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} + \sigma \right) \quad (3)$$

gdzie oznacza E — moduł sprężystości podłużnej, σ — liczbę Poisson'a.

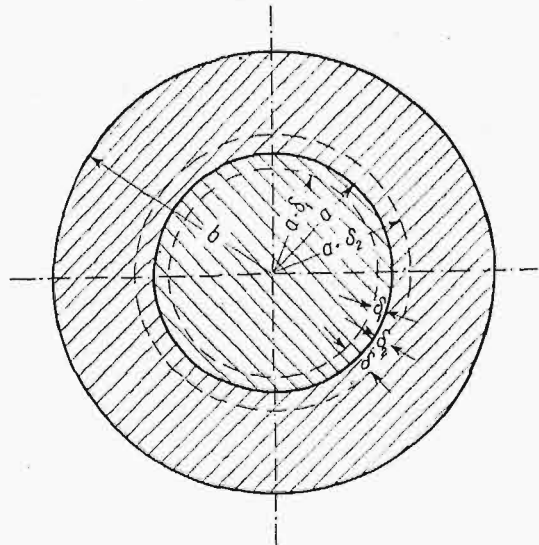
Jeżeli poddać ciśnieniu zewnętrznemu p_a pierścień o promieniu wewnętrznym c i zewnętrznym a (rys. 2), to skrócenie promienia a wyniesie:

$$\delta_2 = \frac{ap_a}{E} \left(\frac{a^2 + c^2}{a^2 - c^2} - \sigma \right) \quad (4)$$

Jeśli $c = 0$, to

$$\delta_2 = \frac{ap_a}{E} (1 - \sigma) \quad (5)$$

Przypuśćmy, że trzeba nasadzić tuleję o promieniach $a - \delta_1$ i b na oś o promieniu $a + \delta_2$ zapomocą składania ze skurczem lub wtlaczania prasą (rys. 3). Po złączeniu po-



Rys. 3.

wstanie między tuleją a osią ciśnienie p_a , które spowoduje powiększenie promienia wewnętrznego tulei o wartość δ_1 i skrócenie promienia osi o δ_2 . Wcisk, czyli różnica między promieniami jest równa sumie powyższych wielkości:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2.$$

Podstawiając odpowiednie δ_1 i δ_2 ze wzorów (3) i (5), otrzymujemy:

$$\delta = \frac{ap_a}{E} \cdot \frac{2b^2}{b^2 - a^2} \quad (6)$$

Stąd wyznacza się wzajemne ciśnienie:

$$p_a = \frac{E \delta}{a} \cdot \frac{b^2 - a^2}{2b^2} \quad (7)$$

przy założeniu, że materiał obu części jest jednakowy. Podstawiając znaną wartość p_a do wzorów (1) i (2), znajdziemy maksymalne naprężenia obwodowe w tulei na średnicy wewnętrznej

$$(p_x)_{\max} = \frac{1 + \left(\frac{a}{b}\right)^2}{2} E \frac{\delta}{a} \quad (8)$$

oraz minimalne na średnicy zewnętrznej

$$(p_x)_{\min} = \left(\frac{a}{b}\right)^2 E \frac{\delta}{a} \quad (9)$$

Założmy, że części łączone wykonano ze stali węglistej o module sprężystości podłużnej $E = 2100000 \text{ kg/cm}^2$. Stosując dalej oznaczenia, przyjęte w normach:

$$L_w \text{ (maksymalny wcisk w } \mu) = 2 \cdot 10000 \delta \text{ cm,}$$

$$d \text{ (średnica pasowania w cm)} = 2 \cdot 10a \text{ cm,}$$

weźmiemy pod uwagę tylko dwa przypadki:

1) $\frac{a}{b} = 0,5$ (piasty kół, nasadzanych na osie, wirniki turbin parowych i t. p.). Przy tym stosunku średnic otrzymuje się (rys. 4):

$$(p_x)_{\max} = 1310 \frac{L_w}{d} \quad \dots \quad (10)$$

$\frac{a}{b} = 0,5$

$$(p_x)_{\min} = 525 \frac{L_w}{d} \quad \dots \quad (11)$$

$\frac{a}{b} = 0,5$

2) $\frac{a}{b} = 0,8$ (wieńce kół zębatach, tuleje i t. p.). Dla tego przypadku (rys. 5):

$$(p_x)_{\max} = 1720 \frac{L_w}{d} \quad \dots \quad (12)$$

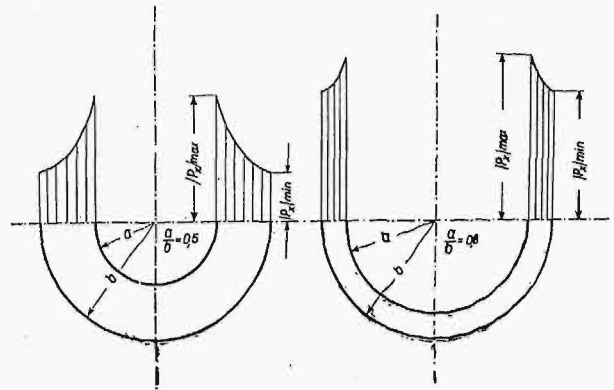
$\frac{a}{b} = 0,8$

$$(p_x)_{\min} = 1340 \frac{L_w}{d} \quad \dots \quad (13)$$

$\frac{a}{b} = 0,8$

Na tablicach I i II umieszczono wartości naprężeń, obliczone według wzorów (10), (11), (12) i (13) dla pasowań włączanych i mocno włączanych w III klasie przy zasadzie stałego otworu.

Z tablic naprężeń wynika, że pasowania włączane i mocno włączane dadzą zastosować się tylko dla poszczególnych przypadków, oddzielonych na tablicach I i II grubą linią, i to także z pewnymi zastrzeżeniami. Dla wszelkich innych przypadków zastosowanie wcisków według norm grozi



Rys. 4 i 5

pęknięciem nakładanej części. Ponieważ normy pasowań oparte są na doświadczeniach czeskich, pożądanym więc byłoby sprawdzić, w jakich warunkach wykonano te doświadczenia. Można przypuszczać na podstawie tablic naprężeń, że prawdopodobnie dotyczyły się one dużych średnic i osiąg-

III klasa (zasada stałego otworu).

Tabl. I. Pasowanie mocno włączane (naprężenia w kg/cm²).

d (milimetry)		10	18	30	50	80	120	180	260	360	
L _w (mikrony)		55	75	95	130	160	210	280	360	460	
$\frac{L_w}{d}$		5,5	4,15	3,16	2,6	2,0	1,75	1,55	1,38	1,28	
Naprężenia p _x w kg/cm ²	$\frac{a}{b} = 0,5$	minimum	2890	2180	1660	1360	1050	920	813	725	670
		maximum	7200	5450	4150	3410	2620	2300	2030	1810	1680
	$\frac{a}{b} = 0,8$	minimum	7380	5560	4230	3490	2680	2350	2080	1850	1720
		maximum	8600	7150	5450	4480	3440	3010	2670	2380	2200

Tabl. II. Pasowanie włączane (naprężenia w kg/cm²).

d (milimetry)		10	18	30	50	80	120	180	260	360	
L _w (mikrony)		50	65	75	95	120	150	180	220	270	
$\frac{L_w}{d}$		5,0	3,6	2,5	1,9	1,5	1,25	1,0	0,85	0,75	
Naprężenia p _x w kg/cm ²	$\frac{a}{b} = 0,5$	minimum	2620	1890	1310	1000	790	660	525	445	395
		maximum	6550	4700	3300	2500	1950	1650	1310	1100	980
	$\frac{a}{b} = 0,8$	minimum	6700	4800	3350	2550	2000	1700	1340	1150	1000
		maximum	8600	6200	4300	3300	2600	2150	1720	1450	1300

nięte wyniki ułożono w pewne zależności czysto empiryczne, następnie ekstrapolowano je na obszar małych średnic. Takie postępowanie byłoby najzupełniej niesłuszne, bo zwykle prowadzi do błędnych wyników, gdyż zależności empiryczne są ważne tylko w tych granicach, w których wykonywano doświadczenia.

Niezrozumiałą jest także w normach polskich klasyfikacja pasowań włączanych. Zdawałoby się, że najsluszniej jest charakteryzować rodzaj pasowania ciśnieniem p_a , jakie powstaje między nasadzanymi częściami. Okazuje się, że przy wciskach według norm ciśnienie to dla pasowania włączanego waha się od 590 kg/cm² do 3930 kg/cm². Na tablicy III zestawiono ciśnienia p_a obliczone według wzor-

Trudno zrozumieć, dlaczego to pasowanie, przy którym powstają ciśnienia $p_a = 1000$ kg/cm² (dla $d = 360$ mm) nazywa się mocno włączaniem, a to, przy którym powstaje ciśnienie $p_a = 3930$ kg/cm² (dla $d = 10$ mm) nazywa się tylko włączaniem. Można także charakteryzować pasowanie włączane siłą, jaką trzeba wyrwać, aby wcisnąć 1 cm b. obwodu (w ten sposób przeważnie określa się rodzaj włączania w większości wytwórni). Ta charakterystyka pasowania sprowadza się zresztą do poprzedniej, gdyż wspomniana siła jest proporcjonalna do ciśnienia p_a .

Z powyższych rozważań widać, że normy pasowań włączanych oparte są wyłącznie na pewnych stosunkach geometrycznych bez wniknięcia w istotę włączania. Dlatego

T a b l. III.

d (milimetry)		10	18	30	50	80	120	180	260	360
p_a kg/cm ²	mocno włączane	4320	3260	2480	2040	1570	1375	1220	1085	1000
	włączane	3930	2830	1960	1490	1180	985	785	670	590

ru (7) przy $\frac{a}{b} = 0,5$ i $E = 2\,100\,000$ kg/cm², dla pasowania włączanego i mocno włączanego w III klasie norm polskich.

stosowanie wartości dla pasowań włączanych i mocno włączanych według norm polskich jest w praktyce bardzo ryzykowne.

W sprawie artykułu „O pasowaniach włączanych”.

Napisał Inż. W. Moszyński.

Autor wymienionego w tytule artykułu, p. inż. Zagodziński, poruszył ciekawy i ważny dla praktyki warsztatowej temat włączania, i za to należy mu się prawdziwa wdzięczność. Sądzę, że nie weźmie mi za złe, że pozwolę sobie stanąć w obronie dość mocno przez niego skrytykowanych „twórców”, jak ich nazywa, układu pasowań, jednocześnie wyjaśniając niektóre sprawy, które zostały określone, jako trudne do zrozumienia.

Otóż, istotnie, zdawaliśmy sobie sprawę, że normy szwedzkie przewidują zbyt wielkie wciski, zmniejszyliśmy je na podobieństwo norm zakładów Skody, o których wiedzieliśmy, że wyrosły z najlepszych badań, przeprowadzonych do owego czasu, a nam znanych; uważaliśmy, że takie postawienie sprawy jest najsluszniejsze, jeżeli nie mieliśmy możliwości przeprowadzić sami doświadczeń lepszych, niż to uczyniły zakłady Skody. Nie zbadaliśmy jednak naprężeń, powstających przy pasowaniach włączanych, metodą wskazaną przez autora, gdyż zgóry uznaliśmy ją za chybioną, dlatego zaś — wykażę na przykładzie.

Mam właśnie pod ręką zyczliwie przed kilku laty przyjętą książkę: O. Lasche „Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen und Turbodynamos”, 1921; korzystam z niej, bo na str. 7 rys. 10 przedstawiony jest wykres rozrywania stali maszynowej zwykłej o wytrzymałości na rozciąganie 5400 kg/cm²; próbke, po uzyskaniu wydłużenia trwałego 6,7%, odciążono zupełnie; nie wykazała ona żadnych pęknięć i przy ponownych rozciąganiach zachowywała się znów jako materiał sprężysty, przyczem granica płynności przesunięta została z 3200 kg/cm² do 4800 kg/cm², wytrzymałość na rozciąganie nieznacznie zwiększona do 5700 kg/cm², i tylko wydłużenie przy rozerwaniu tej „nowej” próbki wypadło nieco mniejsze. Gdyby autor obliczył na podstawie prawa Hooke'a naprężenie, jakiego musiało istnieć w pręcie w chwili osiągnięcia wydłużenia 6,7%, otrzymałby nie 5000 kg/cm², jakie istotnie miało miejsce, lecz jakąś fantastycznie wielką cyfrę, która kazałaby mu sądzić, że

pręt musiał zostać zerwany o wiele wcześniej, nim osiągnął to wydłużenie.

Mógłbym opuścić cały powyższy ustęp, poprostu stwierdzając, że autor zapomniał o odkształceniach trwałych, zmieniających najzupełniej stan rzeczy, zachodzących przy włączaniu; trwałe odkształcenie 1%, które najtrwadsze stale maszynowe znoszą najzupełniej dobrze, powoduje w wypadku cienkościennego pierścienia 10 mm, o który autor szczególnie się obawia, zwiększenie średnicy 0,1 mm, największy zaś wcisk w pasowaniu mocno włączaniem wynosi zaledwie połowę tego; a zatem w najgorszym ze złych wypadku uzyskalibyśmy w tem pasowaniu trwałe odkształcenie zaledwie 0,5%, i wzory zupełnie poprawnie wprowadzone przez autora nie zezwoliłyby mu obliczyć rzeczywistej wartości ciśnienia, działającego na ścianę wewnętrzną pierścienia, ani siły, potrzebnej do dokonania połączenia.

Mógłbym więc opuścić ów ustęp, przytoczyłem go jednak po to, by na oczywistym przykładzie wykazać to, o czem autor zdaje się zapomnieć w wypadku nieco bardziej złożonym.

Tuszę, że autor w tej chwili nie czuje już do nas żalu, że nie sprawdziliśmy obliczeniowo naprężeń, zachodzących przy włączaniach.

Czego istotnie żałuję, to tego, że autor nie omówił w swym artykule bliżej owego przypadku z praktyki, który groził zniszczeniem wielu kosztownych części konstrukcji, jeżeliby zastosowano wciski według norm polskich, i nie podał, jakie znalazł lepsze praktycznie wyjście, bo to byłoby dla nas może istotnie cenną wskazówką; nadewszystko zaś żałuję, że autor nie odważył się przecież dokonać próby włączania według norm polskich w jednym choćby wypadku, gdyż tem przyczyniłby się istotnie do wyjaśnienia interesującej go sprawy.

Na jedną rzecz pozwolę sobie jeszcze zwrócić uwagę, że autor w obliczeniach swych oparł się na największym teoretycznie możliwym wcisku, co sprawia, że obliczenia jego i dane przytoczone w tablicach mają tembardziej teoretyczną tylko wartość. Gdyby autor przeliczył wszystko dla najmniejszych wcisków, przekonałby się, że tam naprężenia teoretyczne wypadają niemal niezmiennie dla wszystkich średnic, i to jest właśnie słuszne, bo w pasowaniach

właczanych zależy nam przede wszystkim na obecności dobrze ilościowo określonego w cisku najmniejszego, zapewniającego zawsze i wszędzie konieczną trwałość połączenia; wcisków większych nie obawiamy się zbytnio naogół, gdyż odkształcenia trwałe, o których mowa wyżej, dają nam rękojmię, że bez szkodliwych następstw złożenie da się skutecznie; zresztą, w wypadkach, gdy wymagane jest utrzymanie sił właczających w wąskich granicach, musimy uciekać się nieuniknienie do selekcji, lub nawet przystosowywania (autor zechce porównać str. 37—41 mej książeczki o pasowaniach), co, przy kosztownych częściach maszynowych może być szczególnie wskazane. Skoro oprócz się musieliśmy na wcisku najmniejszym, nie będąc panami pola tolerancji, musieliśmy przyjąć wcisk największy takim, jaki dawała go suma wcisku najmniejszego i nie dającej się zmniejszyć tolerancji pasowania, godząc się z góry, że pasowania właczane, zwłaszcza w klasie trzeciej, nie mogą być rozpatrywane jako w całej pełni zamienne.

Temi samymi przesłankami kierowaliśmy się, przyjmując za podstawę najmniejsze luzy w pasowaniach suwliwym i obrotowym ciasnym, i innego wyjścia na to znaleźć nie sposób.

Odpowiadając poza tem autorowi na końcowe ustępy jego artykułu, stwierdzę, iż: 1) nie sądzę, by pasowania właczane i mocno właczane dały się zastosować tylko w szczególnych wypadkach, oddzielonych na tablicach I i II grubą linią (i to z zastrzeżeniem), — by dla innych zaś wypadków, przy zastosowaniu wcisków według norm, groziło pęknięcie nakładanej części; że, przeciwnie, pewien jestem, że normy dają wskazania zupełnie dobre, byle je umiejętnie stosować; 2) doświadczenia czeskie dokonane były w obszarach średnic od 8 mm do 360 mm, i ludzie, którzy je robili,

nie pozwoliliby sobie nigdy na tak nierozsądne ekstrapolacje, o jakie autor skłonny jest ich posądzać; 3) klasyfikacji pasowań właczanych nie można było oprzeć na ciśnieniu p_a , gdyż ono, teoretycznie obliczając, jak to sam autor wykazuje, zależy poza wciskami od grubości ścian przedmiotów składanych, normy zaś mogą uwzględnić same tylko wciski, poza tem wykazaliśmy, że owe ciśnienia nie mają przy trwałych odkształceniach żadnego praktycznego znaczenia; 4) siła właczania nie może być obliczana na 1 cm b. obwodu, gdyż zależy ona od wcisku, długości powierzchni zetknięcia i spółośnika, który maleje nieznacznie ze wzrastającą średnicą; siła ta nie jest więc proporcjonalna do teoretycznego ciśnienia p_a ; 5) nie normy pasowań, ale rozważania autora „oparte są wyłącznie na pewnych stosunkach geometrycznych, bez wnikięcia w istotę właczania”; 6) omawiany artykuł nie wykazuje zupełnie, by „stosowanie wartości pasowań właczanych i mocno właczanych według norm polskich było w praktyce bardzo ryzykowne” (podkreślenie moje).

Na zakończenie pozwolę sobie przeprosić autora, że krytyką moją, nieco może ostrą, sprawiłem mu przykrość, proszę jednak go uwzględnić, że piszę krytykę krytyki, która — jak sądzę — jest również dość ostrą, a co gorsza — nieugruntowaną.

Nasz układ pasowań jest dobrem ogólnym, które, niestety, niezmiernie wolno przesiąka do przemysłu, z jego wyraźną szkodą; z tego powodu publiczne zabieranie głosu w tej sprawie, o ile chodzi o krytykę układu, powinno dokonywać się z dużą dozą rozważań, by nie wprowadzać nikogo w błąd i nie zniechęcać do podejmowania wysiłków wprowadzania układu pasowań w życie.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

GOSPODARKA ELEKTRYCZNA.

Elektryfikacja Polski.

Jak wiadomo, miasto Gdynia uzyskało na cele elektryfikacyjne pożyczkę szwajcarską w kwocie 4 milionów fr., a nadto są w toku rokowania co do udziału kapitału szwajcarskiego w elektryfikacji województw Poznańskiego i Pomorskiego.

Z tej okazji inż. H. Hürzeler z Bazylei, który kierował budową drugiego zakładu wodnego na Czarnej Wodzie, dopływie Wisły w miejscowości Żur na Pomorzu (pierwszy zakład jest w Gródku), opisał w czasop. „Schweizerische Bauzeitung” szkicowo stan elektryfikacji Polski i więcej szczegółowo wspomniany zakład wodnoelektryczny w Żurze. (Schweiz. Bztg. 1931, zes. 7 (14 lutego). Prof. A. R.

KOLEJNICTWO.

Ochładzanie wagonów sypialnych.

Kolej Baltimore-Ohio w St. Zjedn. stosuje do ochładzania wagonów sypialnych, stojących przez cały dzień na upale, następujący prosty sposób, umożliwiający właczanie wagonów do pociągów wieczorem w stanie ochłodzonym. Na wózku ręcznym ustawia się zbornik lodu i 1¼-konny silnik elektryczny, napędzający wentylator. Ten ostatni włacza ok. 90 m³/min ochłodzonego powietrza przez otwarte okno wagonu w jednym końcu wagonu. Dla ułatwienia przepływu powietrza przez wagon, w drugim końcu tegoż stawia się wentylator wyciągowy. (Railway Age, 22 listopada 1930 r., str. 1099).

OBRÓBKA METALI.

Postępy wiercenia i frezowania.

Obszerna dziedzina zastosowań wiercenia doznała w ostatnich latach znacznego ograniczenia, dzięki rozpowszechnianiu się spawania, które usuwając wiercenie i nitowanie w rozmaitych konstrukcjach żelaznych pobija swym tańszym kosztem. Ale i wiercenie stara się nadażyć za współzawodnictwem. W tym celu wprowadza się przyspieszenie pracy przez automatyzację obrabiarek i zastosowanie maszyn wielorzecionowych. Nowoczesna wiertarka do produkcji masowej ma samoczynny ruch roboczy i wznoszenie się wrzeciona, samowłaczający się stół obrotowy, liczne przyrządy, uchwyty pneumatyczne i t. d. Dla uczynienia wiertarki wielorzecionowej, skomplikowanej budowy, bardziej wszechstronną w zastosowaniu, wprowadza się napęd indywidualny każdego wrzeciona; możemy w ten sposób zmieniać liczbę obrotów wrzeciona odpowiednio do tworzywa obrabianego i średnicy wiertła. Zyskują na rozpowszechnieniu zwłaszcza wiertarki promieniowe; sztywność tego ustroju ostatnio znacznie się poprawiła.

Jak i w innych rodzajach skrawania, korzystne byłoby i przy wierceniu zastosowanie dużych posuwów i małych szybkości skrawania, gdyż dałoby to mniejsze zużycie narzędzia przy dużej wydajności. Ujemną zaś stroną jest oczywiście to, że powstają wtedy duże siły pionowe, co zmusza do ciężkiej budowy wiertarek. Przeważnie tedy zwiększa się wydajność wiercenia przez podwyższenie prędkości skrawania, sięgającej dziś do 50—60 m/min.

Wiąże się to z użyciem narzędzi z materiałów o odp. wytrzymałości i twardości, naprz. z zastosowaniem wiertel z ostrzami ze stopu Widia, wprowadzonymi w r. 1930.



Rys. 1.
Zestawiony
z 2 części frez
walcowy o wyso-
kiej wydajności.

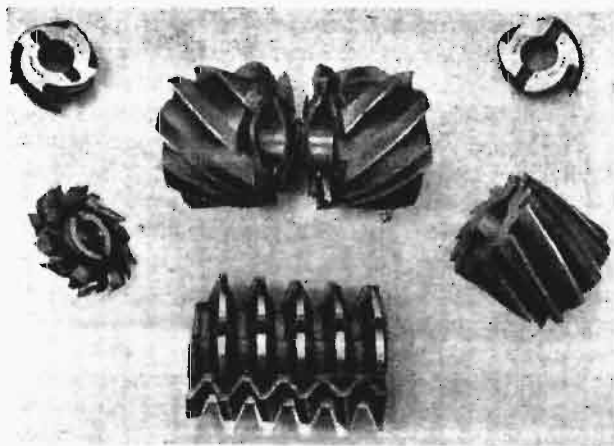


Rys. 2.
Frez tarczowy.

Wprowadzenie płytek z tego stopu w wiertłach napotkało na duże trudności, ze względu na sam charakter wiercenia, połączonego z trudnością usuwania wiórów. To też Widia znalazło zastosowanie głównie do wiercenia żeliwa oraz takich tworzyw, co do których wiertła nawet z najlepszej stali szybkołatającej zawodzą; są to: wysokoprocentowe stale manganowe, kujna leżna, marmur, szkło i t. p., a zwłaszcza materiały izolacyjne; do zwykłych natomiast tworzyw w budowie maszyn, zwłaszcza do głębokich otworów, bardziej wydajne jest wiertło ze stali szybkołatającej, niż z ostrzem z „Widia”.

Dalej zwraca autor uwagę na znaczenie właściwego utrzymania narzędzia, zaszlifowywania go nie przez robotnika samego, lecz w narzędziowni, oraz wspomina o nowych szlifierkach specjalnych do zaszlifowywania wiertel spiralnych, o dużej wydajności i dokładności.

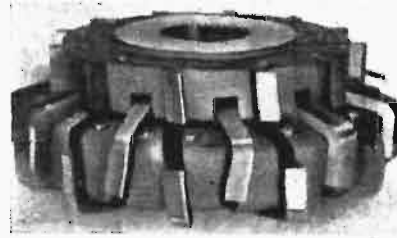
Co się tyczy frezowania, to zaznacza się fakt, iż dobrze skonstruowane frezy walcowe, czołowe i tarczowe są doskonałymi narzędziami do obróbki surowego materiału. Autor przytacza charakterystyczne frezy współczesne do tego celu



Rys. 4. Osadzanie frezów na trzpieniu bocznych, przy użyciu klinów

(rys. 1—3), zaznaczając, że cechami zasadniczymi ich są: duża podziałka, uzębienie spiralne i — we frezach tarczowych — zęby zwrócone kolejno w różne strony. Cechy te ułatwiają skrawanie, dając zarazem dostateczną jednostajność obróbki i dobre odprowadzanie wiórów.

Samo narzędzie nie zapewnia atoli należytych wyników frezowania, mian. nie usuwa falistości powierzchni obrobionej, która jest skutkiem: 1) pewnej, choć nieznacznej, mimo-



Rys. 3.
Głowica frezowa.

Rys. 1 — 3.
Frezy nowoczesne.

środkowości ruchu obrotowego freza, jego uderzeń, a tych nie udaje się sprowadzić poniżej 0,03 mm; 2) ugięcia wrzeciona frezarskiego pod wpływem sił, działających na frez. Chodzi tedy o wzmocnienie wszystkich elementów mechanizmu osadzenia freza; m. in. trzpień frezarski jest obecnie wzmocniany przez usunięcie rowków na kliny i wprowadzenie klinów bocznych (rys. 4), na które wycięcia są we frezie (zwiększenie średnicy trzpienia i freza jest niewskazane ze względu na sam przebieg skrawania).

Trzecim polem udoskonaleń frezowania jest skracanie wszystkich czasów jałowych (samoczynny ruch wsteczny, stół obrotowy przy frezarkach pionowych i t. d.).

Znaczne postępy są do zanotowania w zakresie frezowania kół zębatych. Metoda obwiedniowa, przy użyciu frezów szlifowanych, aczkolwiek nie uczyniła szlifowania kół zbędnym we wszystkich wypadkach, to jednak znacznie je ułatwiła. Ostatnio podjęto w Ameryce wysiłki w kierunku zautomatyzowania frezarki obwiedniowej. Jest to b. trudne zadanie konstrukcyjne, ale zdaje się zbliżać do rozwiązania.

Do obróbki wielkich powierzchni ciągłych znajdują duże zastosowanie frezy typu pokazanego na rys. 3, w których używa się lekkich stopów na kadzib, a Widia — na ostrze; ostrza są tak ustawione, by je jaknajłatwiej było zaszlifowywać (możliwie nie zdejmując z frezarki!), przyczem chodzi o takie zaszlifowanie, by wszystkie ostrza skrawały równomiernie. (Dr. Inż. Stoewer. Maschinenbau 1931, zes. 4, str. 117/19).

SPAWANIE.

Nowy wielki budynek spawany.

W lecie r. ub. ukończyło T-wo Westinghouse budowę swego 24-go gmachu spawanego. Budynek ten, 11-piętrowy, ma 58 m wysokości, 67 m długości i 36,5 m szerokości; ustrój jego zawiera 1800 t stali, wobec czego uważa się go za największy na świecie budynek o połączeniach wyłącznie tylko spawanych. Budowa jego wymagała wykonania przeszło 16 000 m spoin, na co zużyto ok. 15 t elektrod. Ogółem było zatrudnionych przy budowie szkieletu 15 spawaczy. Jako największe naprężenie w spoinach dopuszczono 790 kg/cm². Budynek mieści 25 laboratorjów technicznych, mających na celu badania najróżnorodniejszych przedmiotów, zaczynając od lamp katodowych, a kończąc na lokomotywach elektrycznych. Musi on zatem być odporny na większe drgania i wytrzymały na duże obciążenia. Jedno z laboratorjów służy do badań spawania. (Eng. News-Rec., 11 grudnia 1930 r., str. 925/927).