

TREŚĆ: Część urzędowa. Część nieurzędowa. Prof. E. Bratro: Krzywizny drogowe a motoryzacja ruchu drogowego. — Inż. Dr. W. Burzyński: O wyboczeniu posprężystem. (Dokończenie). — Inż. J. Relwicz: Polski układ pasowań średnic. — Inż. M. Bessaga: Parę uwag o wpływie obciążeń ciągłych, niejednostajnie rozłożonych na ustroje statyczne. — Wiadomości z literatury technicznej. — Recenzje i krytyki. — Bibliografia. — Różne sprawy.

## Część urzędowa.

### Ustawy i rozporządzenia.

W Dzienniku Ustaw:

Nr. 12, poz. 88. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 7. II. 1930 o statystyce ruchu towarów na drogach wodnych śródlądowych.

W Monitorze Polskim:

Nr. 37, poz. 63. Uchwała Rady Ministrów z dnia 20. I. 1930 o utworzeniu Komitetu Meljoracyjnego.

### Zmiany personalne.

#### Mianowania.

Urząd Wojewódzki (Dyrekcja Robót Publicznych) w Białymstoku: pracownik kontraktowy inż. Zygmunt Bojarzyński — prowiz. referendarzem w VII. st. sł.

Urząd Wojewódzki (Dyrekcja Robót Publicznych) w Lublinie: pracownik kontraktowy inż. Wiesław Orłowski — prowizor. referendarzem w VII. st. sł.

Urząd Wojewódzki (Dyrekcja Robót Publicznych) w Łodzi: inż. Jan Goetzer — prowiz. referendarzem w VII. st. sł.

Urząd Wojewódzki (Dyrekcja Robót Publicznych) w Nowogrodku: urzędnik prowizor. VI. st. sł. inż. Henryk Ubysz — inspektorem w VI. st. sł.

Urząd Wojewódzki (Dyrekcja Robót Publicznych) w Toruniu: pracownik kontraktowy inż. Henryk Kiepal — urzędnikiem prowizorycznym w VI. st. sł.

Urząd Wojewódzki (Dyrekcja Robót Publicznych) w Warszawie: pracownik kontraktowy inż. Witold Dębski — prowiz. referendarzem w VII. st. sł.

#### Przeniesienia.

Inż. August Rybicki, inżynier powiatowy w VI. st. sł. z Urzędu Wojewódzkiego (Dyrekcja Rob. Publ.) w Toruniu — do Urzędu Wojewódzkiego (Dyr. Robót Publ.) we Lwowie.

Inż. Stanisław Moor, urzędnik VII. st. sł. z Urzędu Wojewódzkiego (Dyr. Rob. Publ.) w Łodzi — do Urzędu Wojewódzkiego (Dyr. Rob. Publ.) w Krakowie.

#### Zwolnienia.

Urząd Wojewódzki (Dyr. Rob. Publ.) w Warszawie: inż. Józef Zieliński, urzędnik prowizor. VII. st. sł.

#### Sprostowanie.

W Nr. 4 *Czasopisma Technicznego* na str. 49 w dziale „Zmiany personalne“, wiersz 8 od dołu, przed nazwiskiem inż. Fryderyk Blum, zamiast „radca budownictwa VI. st. sł.“ powinno być: „radca budownictwa V. st. sł.“.

## Część nieurzędowa.

Prof. Emil Bratro.

### Krzywizny drogowe a motoryzacja ruchu drogowego.

Referat wygłoszony 8 stycznia 1930 w Pol. Tow. Politechnicznym\*).

Wśród rozlicznych nowych problemów, które wyłoniły się w odniesieniu do dróg ze względu na motoryzację ruchu drogowego, nie ostatnie miejsce zajmuje sprawa krzywizn drogowych. Krzywizny stosowane dotychczas na naszych drogach, będące z reguły łukami kołowymi, uwzględniały zasadniczo tylko ruch zaprzęgowy; rezultatem tego były częste załamania kierunku osi drogi wynikające z dążności do zastosowania się do lokalnych warunków, następnie promienie na ogół wzięwszy stosunkowo nie wielkie, które zresztą dla powolnego ruchu zaprzęgowego były zupełnie odpowiednie.

Ruch zaprzęgowy wycisnął w tym kierunku silne piętno na naszym ustawodawstwie drogowym, albowiem zabezpieczono w niem możliwość użycia promieni minimalnych dla dróg I. kl. — 50 m, dla II. kl. — 25 m. Ta ostatnia data wynika, jak wiadomo, z ewentualności przepuszczenia przez krzywizny długiego drzewa przy wykonywaniu przedniego i tylnego skrętu wozu.

Dopóki na drogach panował wszechwładnie ruch zaprzęgowy, stosowanie małych promieni nie było zbyt dokuczliwym, z warunkiem nie schodzenia naturalnie poniżej wspomnianych granic; sprawa jednakże stała się bardzo drażliwą z chwilą ukazania się na drodze pojazdu mechanicznego, który zdobywa coraz szersze pole działa-

nia i stawia nowe wymagania, do których konstruktor drogowy bezwarunkowo zastosować się musi, aby zabezpieczyć jakie takie choćby warunki bezpieczeństwa przejazdu. Jeżeli cały szereg momentów, które związane są z motoryzacją ruchu drogowego, może u nas przeczekać jeszcze czas jakiś, to poruszona obecnie sprawa krzywizn drogowych domaga się gwałtownie pewnej korekacji dotychczasowych pojęć, oraz ustalenia, w jakich granicach leży minimum promienia drogowego, warunkującego odpowiednie bezpieczeństwo publiczne.

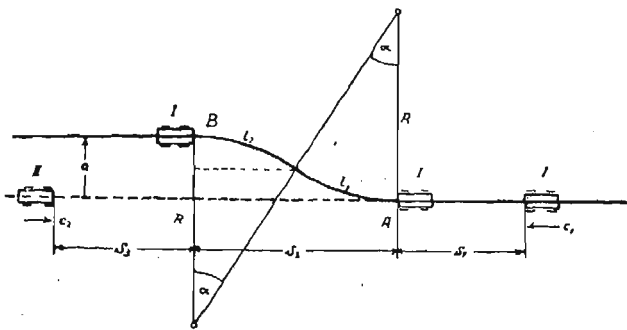
Że stosunki pod tym względem są u nas na niektórych drogach wprost nie do utrzymania, świadczy najlepiej trasa, silnie przez samochody uczęszczanej drogi Zakopane-Morskie Oko, na której chyba wprost łasce Opatrzności przypisać należy, stosunkowo niewielką ilość wypadków. Każdy jednakże, kto tę drogę przebywał w samochodzie przyznać musi, iż przejazd przez tamtejsze krzywizny, przy uwzględnieniu częstej nieprzejrzystości terenu nie należy do zbyt przyjemności. Środki materialne na złagodzenie dotychczasowego niebezpiecznego stanu, przynajmniej na partjach najważniejszych, znaleźć się muszą, gdyż rozchodzi się tu o bezpieczeństwo publiczne; należy przeto już obecnie podnieść te momenty, które dla całej sprawy muszą być decydujące, aby z jednej strony dostosować się do wymogów ruchu, z drugiej zaś nie przeholować zbyt, gdyż jest ona połączoną bądź co bądź z znacznie większymi wydatkami, co do których ze względu na nasz stan materialny, musimy być bardzo ostrożni.

\*) Podobny temat rozpatruje Inż. H. Pichl w artykule ogłoszonym w Nr. 7 ex 1930 *Bautechnik* p. t. „Jednolite podstawy projektowania dróg pierwszorzędnych“.

Pomijając na razie, dostatecznie znaną zawodowcom tendencję do stosowania przy ruchu motorowym długich prostych, dalej sprawę stosowania ewentualnych krzywych przejściowych, który to moment uważam w naszych warunkach na ogół jeszcze jako przedwczesny i mogący przeczekać jeszcze czas jakiś, pragnę zająć się podstawami ustalenia minimalnych promieni drogowych, oraz temi według mego zdania koniecznymi zarządzeniami, które już dzisiaj wydać by należało i które na dalszą przyszłość odkładane być nie powinny.

Punktem wyjścia dla rozpatrzenia tej sprawy będzie zajęcie się bezpieczeństwem ruchu motorowego w prostej. Przypuśćmy, iż na prostej znajdują się w ruchu dwa samochody I i II zdążające w kierunkach przeciwnych z chyżościami  $c_1$  i  $c_2$  przyczem samochód I znajduje się z jakichkolwiek bądź przyczyn na torze nieprzepisowym. W wypadku jeśli kierowca samochodu I omyłki swej nie-spostrzeże nieuniknione jest zderzenie obu wozów. Ominięcie tego niebezpieczeństwa możliwe jest w sposób dwójaki; albo kierowca samochodu I, natychmiast po zorjentowaniu się wykona dwa potrzebne skrety, jeden w prawo, drugi w lewo i wprowadzi pojazd w położenie bezpieczne w stosunku do samochodu II, albo też obaj kierowcy natychmiast po zorjentowaniu się zaczynają pojazdy swoje hamować. Najmniej oczekiwanym jest ostatecznie możliwy wypadek trzeci, mianowicie, iż kierowca I wykonuje opisany poprzednio skręt, zaś kierowca II hamuje wóz, z tego prostego powodu, iż ten ostatni znajdując się na torze przepisany, a oczekując dostosowania się do tego kierowcy I nie ma właściwie żadnego powodu do hamowania.

Rozpatrzmy teraz oba poprzednio wymienione wypadki, pomijając zupełnie wypadek trzeci, który jako zbyt korzystny, nie może stanowić podstawy do zasadniczych rozważań.



Rys. 1.

Obliczmy drogę jaką wykona samochód I od chwili zorjentowania się o grożącym niebezpieczeństwie. Droga ta jest w pierwszym rzędzie zależna od zdolności orientacyjnych kierowcy, trzeba bowiem pamiętać, iż przez ten, resztą bardzo krótki czas orientowania się, wóz znajduje się w ruchu. Przy pewnej sprawności kierowcy okres potrzebnego na to czasu jest niewielki i przyjmujemy go w wielkości  $1''$ . W tym czasie jednak samochód wykona drogę:  $s_1 = c_1 m$ , jeżeli przez  $c_1$  nazwalimy chyżość ruchu w  $m/s$ . Dopiero po przebyciu drogi  $s_1$  rozpoczyna się łukowy skręt wozu. Droga  $s_2$  od położenia A do B wynosić będzie:

$$s_2 = l_1 + l_2 = 2R \frac{\pi}{180} \alpha$$

przyczem robimy założenie, iż oba skrety odbędą się pod tym samym kątem środkowym  $\alpha$ , czyli że  $l_1 = l_2$ .

Sumaryczna zatem droga jaką wykona samochód I wynosi:

$$s_1 + s_2 = c_1 + 2R \frac{\pi}{180} \alpha = c_1 + 0.0349 R \alpha$$

Powyższa długość drogi byłaby zupełnie wystarczającą, gdyby rozchodziło się o wyminięcie stojącej przeszkody; w danym wypadku jest ona jednakże za małą,

albowiem samochód II znajduje się w stałym ruchu z chyżością  $c_2 m/s$ . Do chwili zatem gdy samochód I wykona drogę  $s_1 + s_2$ , przychodząc w bezpieczne położenie B, odbędzie samochód II drogę:

$$s_3 = c_2 + 0.0349 R \alpha \frac{c_2}{c_1}$$

W wypadku, gdy oba samochody jadą z jednakową chyżością, gdy zatem  $c_2 = c_1$ , droga  $s_3 = s_2 + s_1$ .

Łączna zatem długość, którą należałoby nazwać długością orientacyjną wyniesie:

$$S = s_1 + s_2 + s_3 = c_1 + c_2 + 0.0349 R \alpha \frac{c_1 + c_2}{c_1}$$

lub też przyjąwszy jednakową chyżość obu wozów  $c$ :

$$S = 2c + 0.0698 R \alpha$$

Ponieważ przy ruchu samochodowym przywykliśmy określać chyżość w  $km/g$ , przeto nazwawszy tak pojętą chyżość przez  $C km/g$  otrzymamy:

$$S = 2 \frac{C}{3.6} + 0.0698 R \alpha = \frac{C}{1.8} + 0.0698 R \alpha$$

Obliczmy teraz na podstawie powyższego wzoru, jak wielkie będą te długości orientacyjne, warunkujące bezpieczeństwo ruchu dla omawianego wypadku przy rozmaitych, stosowanych na drogach szybkościach, przyjąwszy nadto, iż skręt samochodu odbywa się łukiem o możliwie małym promieniu  $R = 25 m$  zaś bezpieczny odstęp samochodów w przekroju drogi B wyniesie  $a = 3 m$ . Ta wielkość odstepu jest zupełnie usprawiedliwiona dopuszczalnymi rozmiarami samochodu, które w kierunku poprzecznym jak wiadomo dochodzić mogą do  $2.50 m$ .

W tym wypadku:

$$\cos \alpha = \frac{R - a}{R} = 0.94 \text{ zaś } \alpha = 19^\circ$$

Poniższe zestawienie podaje nam długości orientacyjne zaokrąglone do metrów.

$C km/g$	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$S m$	44	50	55	61	66	72	78	83	89

Na powyższe długości, przy rozmaitych chyżościach jazdy droga musi być bezwzględnie widoczna, jeżeli pragniemy zachować bezpieczeństwo ruchu.

Rozpatrzmy jednak powyższą sprawę również i w drugim wypadku, mianowicie gdy obaj kierowcy spostrzegłszy grożące im niebezpieczeństwo zaczynają samochody hamować. Jest to wypadek z praktycznego punktu widzenia tem więcej konieczny do omówienia, iż bardzo często zdarzy się, że opisane poprzednio skreślenie samochodu I na tor właściwy okaże się z rozmaitych przyczyn (przeszkoda na drodze) chwilowo nie możliwe.

Wielkość pracy hamowania w poziomie określoną zostanie wzorem:

$$w_i \mu S_1' = \frac{m c^2}{2} = \frac{w c^2}{2g} = \frac{w C^2}{2g \cdot 3.6^2} kgm$$

jeżeli oznaczymy przez:

$w$  ciężar całego samochodu,

$w_i$  ciężar wypadający na tylne koła samochodu (adhezyjny),

$\mu$  współczynnik tarcia posuwistego

$S_1'$  drogę, na której hamowanie następuje,

$c$  i  $C$  chyżości jak poprzednio.

Jak wiadomo ciężar samochodu nie jest rozdzielony równomiernie na obie osie; na oś tylną, pędną, przypada przy samochodach ciężarowych  $64-75\%$  całego ciężaru, przy osobowych  $56-62\%$ . Przyjąwszy zatem przeciętną wartość  $w_i = 0.6w$  otrzymamy:

$$0.6 w \mu S_1' = \frac{w C^2}{2g \cdot 12.96} \text{ lub}$$

$$S_1' = \frac{C^2}{2 \cdot g \cdot 12.96 \cdot 0.6 \mu} = \frac{C^2}{152.56 \mu}$$

$S_1'$  jest zatem długością tej przestrzeni na której powinno nastąpić zahamowanie wozu; ażeby jednak otrzymać istotną przestrzeń jaką samochód odbędzie od chwili spostrzeżenia niebezpieczeństwa do końcowego momentu zahamowania, należy do powyższej długości dodać jeszcze drogę odbytą przez okres orjentacji, który przyjęliśmy w wypadku poprzednim na  $1''$ . Wobec tego istotna droga przebieżona przez jeden wóz będzie:

$$S_2' = \frac{C}{3.6} + \frac{C^2}{152.56\mu}$$

Ponieważ dalej hamują równocześnie oba samochody, przeto całkowita droga hamowania obu wozów z dodatkiem pewnej skromnej odległości bezpieczeństwa, którą przyjąc możemy na  $5m$  wyniesie:

$$S' = 2S_2' + 5 = 2\left(\frac{C}{3.6} + \frac{C^2}{152.56\mu}\right) + 5$$

pod założeniem jednakowej chyżości obu wozów.

Nieco kłopotliwą staje się sprawa w odniesieniu do oceny wartości współczynnika  $\mu$ , albowiem wielkość jego jest w wysokiej zależności od rodzaju obręczy jak również od typu nawierzchni i jej chwilowego stanu. Doświadczenia wykazały bardzo obszerną skalę tego współczynnika<sup>1)</sup> zależnie od tego czy ma się do czynienia z masywami czy też z pneumatykami (te ostatnie mogą być znowu gładkie, karbowane lub zaopatrzone w napinki), oraz w odniesieniu do szorstkości nawierzchni oraz okoliczności czy mamy do czynienia z nawierzchnią suchą czy też mokrą. Uwzględniając w naszych warunkach tylko żwirówki zwykłe, oraz jezdnię średnio-mokrą przyjąc możemy jako przeciętną wartość tego współczynnika około  $0.25$  dla pneumatyków.

W ten sposób ostatni wzór napisać możemy w formie:

$$S' = 2\left(\frac{C}{3.6} + \frac{C^2}{38.14}\right) + 5.$$

Ustawmy teraz na podstawie powyższego wzoru podobne zestawienie jak poprzednio dla rozmaitych chyżości:

$C$ km/g	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$S'$ m	37	69	111	164	227	300	385	480	585

z którego widzimy, iż na ogół wzięwszy otrzymujemy długości orjentacyjne znacznie niekorzystniejsze niżli w wypadku uwzględnienia wyminięcia się samochodów w ruchu. Wynika z tego przesłanka, iż celem zapewnienia bezpieczeństwa komunikacji właśnie te daty muszą być brane w pierwszym rzędzie pod rozwagę. Innemi słowy drugi wiersz powyższego zestawienia normuje nam odległości na które droga powinna być w kierunku prostym widoczna<sup>2)</sup>.

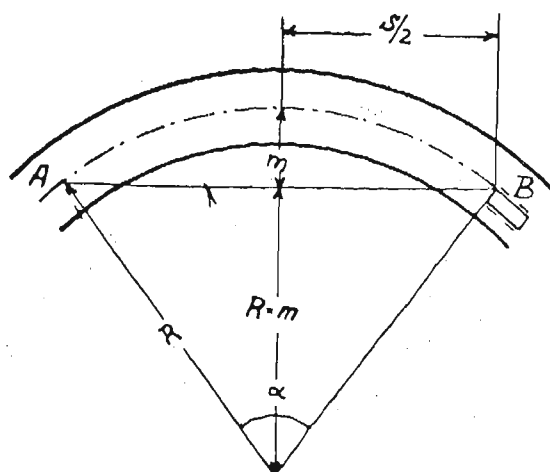
O ile dotrzymanie tego rodzaju widocznej odległości, szczególnie dla chyżości praktycznie na drogach naszych stosowanych, które leżą w granicach  $50$  do  $60$  km/g w liniach prostych jest stosunkowo dość łatwe, utrudnia się sprawa o ile przeniesiemy rozważania nasze na krzywizny. Nie ulega żadnej wątpliwości, że zabezpieczenie powyższych odległości posiada dla krzywizn tem większe znaczenie, że właśnie tutaj z innych względów, mianowicie działania siły odśrodkowej, ruch odbywa się często w sposób nieregularny t. z. iż wóz często znajduje się na torze nieprzepisanym, przeważnie wewnętrznym.

Kierowca wjeżdżający w krzywiznę a znajdujący się mniej więcej około osi drogi, powinien mieć ją dostatecznie dobrze widoczną na długość  $S'$ , przyczem długość ta powinna być liczoną w poziomie wysokości jego oka, zatem

<sup>1)</sup> Patrz Dr. Inż. Rudolf Schenck: „Die Fahrbahnreibung im Kraftwagenverkehr“ Strassenbauverlag Martin Boerner Halle-Saale 1928.

<sup>2)</sup> O ile droga idzie w spadku należy odpowiednio przekształcić równanie pracy hamowania samochodów.

mniej więcej, przy dzisiejszej niskiej konstrukcji samochodów około  $1.40m$ . Jak widzimy z rys. 2 możliwem to



Rys. 2.

będzie wówczas, gdy istnieć będzie wolna dla oka wysokość łuku:

$$m = R - \sqrt{R^2 - \frac{S'^2}{4}}$$

O ile droga prowadzona jest w terenie nizinnym, niezabudowanym, natenczas nawet przy zastosowaniu ostrych krzywizn nie będzie prawdopodobnie powodu do obaw co do bezpieczeństwa ruchu, albowiem zabezpieczoną jest tu odpowiednio przejrzystość terenu. Gdy jednak trasa przechodzi przez kopiec, względnie w partji odcinkowej z przekopem od strony wewnętrznej łuku lub też, gdy najbliższe sąsiedztwo krzywizny drogowej jest silnie zabudowane, natenczas stosunki przejazdu kształtują się niepomysłnie i wtedy celem zapewnienia bezpieczeństwa musi być dobrany stosownie promień krzywizny.

Rozpatrzmy najpierw wypadek pierwszy, mianowicie prowadzenie drogi przekopem względnie w odcinku.

Z powyższego wzoru na wysokości łuku otrzymamy, iż:

$$R = \frac{4m^2 + S'^2}{8m}$$

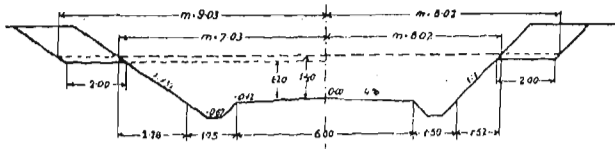
czyli wielkość najmniejszego promienia w odniesieniu do rozmaitych chyżości jazdy.

Parę słów należy obecnie poświęcić rozpatrzeniu u nas sprawy chyżości jazdy, gdyż od niej, jak wiemy, zależec będzie wartość  $S'$  mająca decydujący wpływ na ukształtowanie się wielkości promienia.

Ustawodawstwo nasze załatwiło się z tą sprawą bardzo prymitywnie; dozwalając na ogół na nieograniczoną szybkość jazdy na wolnej przestrzeni z wyjątkiem tylko w odniesieniu do pojazdów o wadze przekraczającej  $3.500kg$  dla których, przy zaopatrzeniu ich w obręcze gumowe przewidziana jest maksymalna szybkość  $40$  km/g, postanawia iż „na ostrych skrętach zabrania się jechać z szybkością większą niż  $6$  km/g“. Pomijam na razie samo pojęcie „ostrych skrętów“ dość nieuchwytnie dla kierowcy, który często pochodzi ze środowiska mało inteligentnego, natomiast podnieść muszę nieprawdopodobne wprost żądanie, by kierujący samochodem przejeżdżał często dość długie przestrzenie, jak n. p. w terenie podgórnym lub górskim, gdzie istnieją liczne skręty, z szybkością  $6$  km. Jak wiemy wszyscy dobrze, życie przeszło nad tego rodzaju przepisem do porządku dziennego i nie waham się stwierdzić, iż nikt się do niego nie stosuje. Zresztą byłoby również wdzięczne pole do rozpatrzenia przez specjalistów, w jaki sposób tego rodzaju jazda oddziałuje na samochód. Sądzę, że rezultaty nie byłyby zbyt korzystne.

Z tego powodu w dalszych rozważaniach uwzględniam to, co życiowo jest uzasadnione t. z. przyjmuję,

iż kierowca może na krzywiźnie w partji niezabudowanej poruszać się z szybkością 30 km.



Rys. 3.

Odpowiadająca tej szybkości długość orientacyjna  $S'$  wynosi 69 m. Powołując się na rys. 3, który wykonany został tylko dla szerokości drogi 6,00 m i pochylenia skarp 1:1 i 1:1 1/2 i obliczając analogiczne daty dla szerokości 7,00 i 8,00 m otrzymujemy następujące wartości najmniejszego promienia  $R$  przy zaokrągleniu szerokości  $m$  na  $dcm$  zaś promienie  $R$  na 0 lub 5 m.

Szerokość drogi $b$ m	Pochylenie skarp	Szerokość $m$ w wysokości 1,40 m	Promień $R$ m
6,00	1:1	6,00	100
6,00	1:1 1/2	7,00	90
7,00	1:1	6,50	95
7,00	1:1 1/2	7,50	85
8,00	1:1	7,00	90
8,00	1:1 1/2	8,00	80

Zwrócić należy uwagę, iż świadomie popełniamy tutaj pewien błąd wynikający z faktu, że przejeżdżana długość w łuku jest istotnie nieco większa, niżli odnośna długość cięciwy (w danym wypadku 69 m), jednakże błąd ten leży w tak skromnych granicach (waha się pomiędzy skrajnymi wartościami 2,2% a 3,2%), iż wpływu żadnego na ostateczny rezultat nie wywiera.

Widzimy z powyższego, że minimalne promienie, warunkujące bezpieczeństwo przejazdu są dość znaczne i stoją bardzo daleko od przyjmowanych dotychczas wartości.

Z uwagi, iż nie zawsze będzie możliwość dostosowania się do powyższych wymogów, należy rozpatrzyć jaki istnieje tu środek zaradczy, umożliwiający zmniejszenie promienia.

Najlepszym środkiem w tym kierunku jest odpowiednio rozszerzenie przekopu, zatem przesunięcie jego skarpy ku środkowi krzywizny. Rozszerzenie to jednak, wykonane wzdłuż całej skarpy podroży nam w wysokiej mierze kosztu wykonania; dlatego też będzie zupełnie wystarczającym dla celów bezpieczeństwa ruchu wykonanie w odnośnej skarpie, w wysokości mniej więcej 1,20 m nad niweletą drogi, stosownej ławeczki (rys. 3), która zwiększając nam wartość  $m$ , dozwoli równocześnie na zmniejszenie promienia krzywizny. Jeżeli dla podanych poprzednio wypadków przyjmujemy uwidocznione na rys. 3 rozszerzenie przekopu w formie 2 m szerokiej ławeczki, natenczas otrzymamy minimalne promienie zmniejszone, podane w poniższym zestawieniu.

Zwrócić należy uwagę, że z punktu widzenia teoretycznego, wystarczałoby wykonanie ławeczki w wysokości oka kierowcy t. z. 1,40 m nad niweletą; względy praktyczne jednak przemawiają za ławeczką nieco głębszą ze względu na ewentualny późniejszy porost trawy na niej, który mógłby kierowcy zasłaniać wolne pole widzenia.

Nie od rzeczy będzie zauważyć, iż w wypadku, gdy krytyczny kąt  $\alpha$ , odpowiadający potrzebnej do hamowania długości  $S'$  jest większy od kąta środkowego krzywizny

drogi, natenczas stosunki przedstawiają się korzystniej, gdyż część długości  $S'$  wpada podówczas w kierunku prostej drogi, która tem samem staje się bardziej przejrzystą. Niestety w partjach górskich przy silnej rzeźbie terenu wypadek ten zajdzie stosunkowo rzadko.

Szerokość drogi $b$ m	Pochylenie skarp	Szerokość $m$ w wysokości 1,40 m	Promień $R$ m
6,00	1:1	8,00	80
6,00	1:1 1/2	9,00	70
7,00	1:1	8,50	75
7,00	1:1 1/2	9,50	70
8,00	1:1	9,00	70
8,00	1:1 1/2	10,00	65

Również korzystnie będzie tu oddziaływać zastosowanie krzywych przejściowych względnie dostatecznie duże rozszerzenie drogi w krzywiźnie po stronie wewnętrznej, jednakże znacznie większe niżli to ma miejsce z uwagi na możliwość przejazdu dwóch pojazdów w krzywiznach.

Bardzo niekorzystnie przedstawia się sprawa krzywizn drogowych w partjach silnie zabudowanych, jak to ma często miejsce przy przekraczaniu wsi i miasteczek.

Jeżeli nawet przyjmujemy, iż wszędzie zastosowany jest przepis ustawowy, że budynku nie wolno stawiać w odległości mniejszej jak 3,50 m od przeciwskarp rowu przydrożnego, co niestety u nas nie zawsze jest dochowane, natenczas przy uwzględnieniu górnej szerokości rowu 1,50 m otrzymujemy dla wskazanej poprzednio chyżości, dla drogi 6,00 m szerokiej najmniejszy promień 80 m, dla 7,00 m — 75 m zaś dla 8,00 m — 70 m. Ponieważ dochowanie tego rodzaju promieni w partjach zabudowanych, będzie często niemożliwe ze względu na znaczne koszty jakieby potrzebna rekonstrukcja pociągnęła, nie pozostanie nic innego, jak tylko dalsze ograniczenie szybkości ruchu w granicach życiowo uzasadnionych. Granice te w osiedlach widzę w szybkości 20 km/g. W tym razie długość orientacyjna maleje do 44 m a wynika już z wypadku pierwszego, mijania się pojazdów w ruchu. Przy uwzględnieniu powyższej długości promień minimalny waha się między 30 a 35 m w zależności od szerokości drogi, przyczem pozostaje nienaruszone założenie, iż w rzeczywistości budynki znajdują się w ustawowej odległości od drogi. Ponieważ jednakże warunek ten nie zawsze jest dochowywany, przeto sądzę, iż bezpieczniej będzie przyjęcie dla miejscowości minimum promienia w ilości 50 m.

Podane powyżej rozważania odnoszą się do dróg wszelkich kategorii a więc tak do I jak i II klasy. Wobec rozwijającego się ruchu samochodowego nie znajduję żadnej przyczyny któraby usprawiedliwiała różniczkowanie dróg w odniesieniu do poruszonego momentu. Różnice pomiędzy I a II klasą mogą istnieć w odniesieniu do spadku, typu nawierzchni i t. p. nigdy jednak w odniesieniu do krzywizn minimalnych, które pozostać muszą jednakowe. O ile pod tym względem, do pewnego stopnia usprawiedliwione były różnice przy uwzględnieniu tylko ruchu zaprzęgowego, to nowoczesny środek komunikacyjny, samochód, wymaga stosownej korekcy pojęć.

Kończąc tych kilka słów pragnę zwrócić uwagę jeszcze na jedno. Nie ulega żadnej kwestji, że otoczenie drogi obustronnymi alejami podwyższa wartość jej pod względem estetycznym, szczególnie o ile rozchodzi się o zwykłe nawierzchnie żwirowe. Niestety względy bezpieczeństwa publicznego przemawiają bardzo silnie przeciwko

umieszczaniu drzew alejowych po stronie wewnętrznej ostrych krzywizn, gdyż w tych wypadkach traci droga na przejrzystości i staje się dla ruchu bardzo niebezpieczną. Amerykanie w nowszych konstrukcjach idą nawet tak daleko, że usuwają wogóle drzewa z najbliższego są-

siedztwa drogowego nawet w kierunkach prostych. Do takiej skrajności nie ma u nas jeszcze istotnego powodu, natomiast usunięcie drzew na krzywiznach od strony wewnętrznej uważam za rzecz, nad którą poważnie zastanowić się należy.

Inż. Dr. Włodzimierz Burzyński.

## O wyboczeniu posprężystem.

(Dokończenie).

Przechodzimy do rozbiórki krytycznego wzoru Broszki. Zarzucając Euler'owi i v. Kármán'owi, że we formułach swych nie uwzględniają skrócenia  $\varepsilon_k$  pręta, zapowiada autor noty, zacytowanej we wstępie, wzór wolny od tej niedokładności, a odnoszący się zarówno do wyboczenia sprężystego jak i niesprężystego. Założenia znajdujemy identyczne jak u v. Kármán'a: wykres  $\sigma^* = f(\varepsilon)^1$  z dołączoną prostą (przynależną składowym malejącym) w punkcie krytycznym  $K^*$  (rys. 1) i „płaskość” przekroju; stąd wykres naprężeń podłużnych  $\sigma$  (jak na rys. 3) z załomem w miejscu  $z = -\zeta_0$ ,  $\sigma^* = \sigma_k^*$  i — przy zachowaniu naszej nomenklatury — równanie:

$$\varepsilon = \varepsilon_k + \frac{z + \zeta_0}{\rho} (1 - \varepsilon_k). \quad (1^*)$$

Równanie to odpowiada naszemu (4); zauważmy bowiem, że drobną różnicę między  $\rho_0$  i  $\rho$  można zawsze pominąć, że pozatem jest:  $z + \zeta_0 = \zeta$ ; brak znaku pierwiastka nad  $(1 - \varepsilon_k)$  tłumaczy się tem, że Broszko, zapowiadając uwzględnienie zmian wymiarów w kierunku osi  $x$ , nie liczył się jednak z zmianami w kierunkach  $y$  i  $z$  — podobnie jak się to robi w teorii sprężystości w dużej liczbie zagadnień. W obszarach plastycznych powinno się to raczej uwzględnić; jednakowoż pozostaje to do pewnego stopnia kwestją zapatrywań — i to tembardziej, że pominięcie odnośnych zmian można konsekwentnie tłumaczyć przyjęciem jako jednostek rachunkowych  $\sigma^*$  a nie  $\sigma$ . Prosta  $\eta$  czyli — według omawianej pracy — miejsce tych punktów przekroju, których odkształcenia  $\varepsilon_k$  nie doznają zmiany liczebnej po zgięciu, jest jak u v. Kármán'a równoległą do głównej środkowej osi  $y_1$ ; oddalenie obu osi  $\zeta_0$  figuruje w nocie jako wielkość różna od zera — oczywiście zupełnie słusznie, skoro chodzi przede wszystkim o przypadek ogólniejszy t. j. o wyboczenie posprężyste. Z ostatniej uwagi niedługo skorzystamy.

Z kolei rzeczy czytamy warunek momentów w równaniu następującem:

$$P_k w = \int_{(A)} z \sigma^* dA = \int_{(A)} E^* \varepsilon z dA = \\ = \left[ \varepsilon_k + \frac{\zeta_0}{\rho} (1 - \varepsilon_k) \right] \int_{(A)} E^* z dA + \frac{1 - \varepsilon_k}{\rho} \int_{(A)} E^* z^2 dA. \quad (2^*)$$

Spotykamy w niem zgrabny sposób zdefiniowania modułu  $E^*$  relacją  $E^* = \frac{\sigma^*}{\varepsilon}$ <sup>2)</sup>. Temu sposobowi pojmowania rzeczy nie można nie zarzucić; należy jednakże pamiętać o tem, że  $E^*$  jest zmienne i to inaczej dla  $\varepsilon < \varepsilon_k$ , a inaczej dla  $\varepsilon > \varepsilon_k$  — jak to widzimy z wzorów (2) i (3). Lecz  $\varepsilon$  jest funkcją  $z$  (1\*); w konsekwencji tedy jest  $E^*$  zależne od  $z$  i to inaczej dla  $z < -\zeta_0$ , a inaczej dla  $z > -\zeta_0$ . Za-

<sup>1)</sup> Piszemy  $\sigma^*$  a nie  $\sigma$ , bo należy tak wnioskować z braku jakiegokolwiek zastrzeżenia.

<sup>2)</sup> Sposób ten wprowadził G. Lang (1896); korygując mianowicie prawo Hooke'a przyjął on dla żeliwa i kamieni linjową zależność  $E^*$  od  $\sigma^*$  i otrzymał w ten sposób formułę hiperpoliczną, znaną zresztą już wcześniej przez H. Cox'a (1851). Dla tych samych prawie materiałów znaleźli E. Hodgkinson (1849) i Hartig (1893) formułę paraboliczną  $\sigma^* = f^*(\varepsilon)$  lub innymi słowy linjową zależność  $E^*$  od  $\varepsilon$ .

leżność tę możnaby odczytać z brakujących w nocie wzorów, podobnie zbudowanych jak (5) i (6); wzory tego typu zostały przez Broszkę milcząco przyjęte, mianowicie w prostolinijnym, załamaniem ograniczeniu wykresu naprężeń.

Tymczasem zmienności tej autor noty nie uwzględnił. Przyjąwszy, że drobne zmiany  $E^*$  w obrębie przekroju można w przypadku wyboczenia nieskończenie słabego pominąć, zastępuje zmienne  $E^*$  pod znakiem całki stałym  $E_k^* = \frac{\sigma_k^*}{\varepsilon_k}$  przed znakiem całki i w konsekwencji — z tytułu, że  $\int_{(A)} z dA = 0$ , zaś  $\int_{(A)} z^2 dA = I$  — otrzymuje:

$$P_k w = \frac{1 - \varepsilon_k}{\rho} E_k^* I. \quad (3^*)$$

Całka przybliżonego równania różniczkowego  $\frac{1}{\rho} = -\frac{d^2 w}{dx^2}$  dostarcza wreszcie relacji:

$$P_k = \frac{\pi^2}{l^2} (1 - \varepsilon_k) E_k^* I, \quad (4^*)$$

w której  $l$  oznacza długość początkową pręta.

Wzór (4) ma niezwykle walory zewnętrzne; budowa jego jest absolutnie prostsza<sup>3)</sup> od naszego wzoru (14) lub v. Kármán'a (I); iloczyn reprezentujący sztywność zginania da się tu zawsze rozłożyć na czynniki  $E_k^*$  i  $I$ ; wielkość  $I$  ma charakter czysto geometryczny jak w wyboczeniu sprężystem; obliczenie sztywności  $E_k^* I$  następcza tu zatem znacznie mniej trudności, aniżeli we wzorach (14) i (I), które wymagają dla każdego przekroju specjalnych rozważań i to silnie skomplikowanych. Z tego powodu służyć on może bardzo korzystnie do celów orientacyjnych.

Niezależnie jednak od tych zalet należy stwierdzić teoretyczną niepoprawność formuły (4\*).

Usterka drobna — te dodatek  $(1 - \varepsilon_k)$ , który powinien się być mieścić w mianowniku, jak nam to wskazuje wzór (17), a nie w liczniku. Tłumaczy się to bardzo prosto; autor wzoru (4\*) zapomniał poprostu o swej uwadze wstępnej i, zamiast długości skróconej  $l(1 - \varepsilon_k)$  pręta, wstawił po scałkowaniu jego długość początkową  $l$ ; inaczej mówiąc uwzględnił on tylko wpływ siły podłużnej na wartość krzywizny  $\frac{1}{\rho}$ .

Jednakże podkreślona właśnie przed chwilą niezwykle prosta budowa formuły (4\*) nasuwa już poważne podejrzenia. Uważny czytelnik zapyta zapewne — co się stało z wielkością  $\zeta_0$  i gdzie ona — chociażby pośrednio — figuruje w omawianym wzorze? Otóż niema jej tam nigdzie. Sprawa przedstawia się poprostu tak, jakgdyby było  $\zeta_0 = 0$ ; wtedy pomijając lapsus  $(1 - \varepsilon_k)$  widzimy w formule (4\*) wzór poprawny, ale odnoszący się tylko do wyboczenia sprężystego, przyczem poprostu jest  $E_k^* = E$ . Opinję

<sup>3)</sup> Przy tej ocenie nie wolno nam jednak zapomnieć o tem, że formuła (4\*) nie podaje jeszcze końcowego wyniku, albowiem  $E_k^*$  jest funkcją  $P_k$  i to bardziej zawilą aniżeli n. p.  $E_k''^*$ .

powyższą można wyrazić jeszcze inaczej: Od czasów pomyłki Engesser'a względnie uwag Considère'a i Jasińskiego jest rzeczą wiadomą, że poprawna formuła wybożenia posprężystego nie może określić krytycznej wartości obciążenia przy pomocy jednego tylko modułu charakterystycznego (w tym wypadku  $E_k^*$ ), lecz zgodnie z wykresem naprężeń (przyjętym i przez Broszkę) musi w grę wciągnąć dwa takie moduły; w konsekwencji tedy wzór (4\*) operując jednym parametrem charakterystycznym może odnosić się tylko do wybożenia sprężystego.

Powyższa ocena domaga się oczywiście bliższego wyjaśnienia nieporozumienia, jakie najoczywiej tkwi w relacji (4\*). Nieporozumienie to mieści się w operacji wykonanej na równaniu (2\*). Zastąpienie zmiennego  $E^*$  stałym (w obrębie przekroju)  $E_k^*$  jest matematycznie niedopuszczalne chociażby z punktu widzenia rzędu funkcji podcałkowej. Całki tego równania należało rozłożyć według schematu  $\int_{(A)} = \int_{(A')} + \int_{(A'')}$  i w naznaczonych obszarach wykonać — zresztą bardzo proste — całkowanie.

Zauważmy następujące: Tylko dla  $z = -\zeta_0$  jest  $E^* = E_k^*$ ; redukując zatem zmienne w obrębie przekroju  $E^*$  do wartości  $E_k^*$  redukował autor noty równocześnie — powiedzmy w automatyczny sposób — wymiary poprzeczne pręta do ostrza  $z = -\zeta_0$ . Inaczej mówiąc wzór Broszki mógłby posiadać w obszarach posprężystych znaczenie, ale tylko dla pręta, którego jeden wymiar poprzeczny jest bardzo mały — i to z tem zastrzeżeniem, że wzór ten odnosiłby się do przypadku t. zw. wybożenia excentrycznego o mimośrodku obciążenia  $-\zeta_0$ <sup>4)</sup>. Jednakże o takim nie miało być wogóle mowy; pozostaje tedy uznać z konieczności argument o nieściśłości operacji podcałkowej i przy tym w dalszym ciągu pozostaniemy.

Stanowisko negatywne wymaga zazwyczaj konkretnego dowodu prawdy. Przeprowadzimy go opierając się w tym celu wprost na założeniu autora noty tj.  $E^* = E_k^*$ . Zauważmy, że w nocie tej nie zużyto jednego warunku równowagi, t. j. warunku sił w formie:  $P_k = \int_{(A)} \sigma^* dA$ . Uwzględniając w warunku tym relację (1\*) i definicję:  $E^* = \frac{\sigma^*}{\varepsilon}$  otrzymamy:

$$P_k = \int_{(A)} \sigma^* dA = \int_{(A)} E^* \varepsilon dA = \left[ \varepsilon_k + \frac{\zeta_0}{\varrho} (1 - \varepsilon_k) \right] \int_{(A)} E^* dA + \frac{1 - \varepsilon_k}{\varrho} \int_{(A)} E^* z dA. \quad (5^*)$$

Równanie (5\*) doprowadziliśmy do tego samego standardum rachunkowego, do jakiego Broszko doprowadził warunek momentów (2\*). Kładąc więc obecnie konsekwentnie  $E^* = E_k^* = \frac{\sigma_k^*}{\varepsilon_k}$  otrzymujemy — z powodu, że  $\int_{(A)} dA = A$

i  $\int_{(A)} z dA = 0$  — równanie następujące:

$$P_k = \varepsilon_k E_k^* A + \frac{\zeta_0}{\varrho} (1 - \varepsilon_k) E_k^* A.$$

Lecz:  $\varepsilon_k E_k^* A = \sigma_k^* A = P_k$ , pozatem jest  $A \neq 0$ . Otrzymujemy zatem ostatecznie:

$$\frac{\zeta_0}{\varrho} (1 - \varepsilon_k) E_k^* = 0, \quad (6^*)$$

jako brakujące w nocie równanie. Spełnić się ono może dla:  $E_k^* = 0$  albo dla  $\varepsilon_k = 1$  albo też dla  $\frac{1}{\varrho} = 0$  albo wreszcie dla  $\zeta_0 = 0$ . Lecz pierwiastki  $E_k^* = 0$  i  $\varepsilon_k = 1$  są nie do

<sup>4)</sup> O ile wogóle nie należałoby zmienić w takim wypadku całego toku rozumowania od początku.

pomyślenia; wynik  $\frac{1}{\varrho} = 0$  nie doprowadzi nigdy do warunku wybożenia; rezultat  $\zeta_0 = 0$  wykluczył Broszko zakładając  $\zeta_0 \neq 0$ ; istotnie bowiem tak musi być — jak zauważyliśmy — przy wybożeniu posprężystym.

Doprowadziliśmy tem samem metodę zamiany zmiennego  $E^*$  na stałe  $E_k^*$  dla widocznej sprzeczności. Zapytajmy więc, pod jakim warunkiem można zatrzymać wzór (4\*) jako formułę — jak głosi tytuł noty — wogóle wybożenia krytycznego? Pozostaje tylko jedno: Założymy  $\zeta_0 = 0$ , a zatem  $E^* = E_k^* = E = \text{constans}$ . Otrzymamy w ten sposób z wzoru (4\*) znaną formułę Euler'owską dla przypadku wybożenia sprężystego (18); dodatek  $(1 - \varepsilon_k)$  oczywiście pominiemy.

Wykrycie niepoprawności formuły (4\*) nie nastęczało zbyt trudności. Więcej nieco myśli kosztowała sprawa inna. Co spowodowało autora tego wzoru do uczynienia błędu, któregooby w innych warunkach nigdy z pewnością nie popełnił? Rozwiązanie mieści się — przypuszczam — w jedynym w całej nocie wyrazie wypisanym kursywą. Słowo to brzmi „infiniment“ lub w przekładzie i obszerniej „pręt wygięty nieskończenie słabo“. Broszko zatem nie bez przyczyny przyjął, że rozpatrując nieskończenie małe odchylenie pręta od postaci prostej (bo faktycznie takie tylko da się pomyśleć przy  $P = P_k$ ) musi to i matematycznie dobitnie zaakcentować. Innemi słowy tłem pomyłki jest przeoczenie paru momentów charakterystycznych dla istoty zagadnienia.

Albowiem — owo nieskończenie słabe wybożenie zostało wystarczająco silnie podkreślone matematycznie w sposób następujący: Odkształcenia dodatkowe, wywołane zgięciem, dodawano do odkształcenia  $\varepsilon_k$ , wywołanego akurat obciążeniem  $P_k$ , a nie  $P > P_k$ , więc chociażby n. p.  $P = P_k + \delta P$ . Podobnie postąpiono z naprężeniami. Dzięki temu (argument najważniejszy) łączono znakiem równości zarówno wyrażenia  $P_k$  i  $A \sigma_k^*$ , jak i  $P_k$  i  $\int_{(A)} \sigma^* dA$ . W warunkach brzegowych uwzględniono<sup>5)</sup> długość pręta skróconą właśnie odkształceniem  $\varepsilon_k$ , a nie innem. W tej ostatniej operacji nic nie mówiono o dodatkowym skróceniu  $\delta l$  cięciwy, możliwem dopiero przy wybożeniu skończonem.

Na zakończenie zauważmy jeszcze jedno: Jak wzory (5) i (6) pouczają<sup>6)</sup> jest zmiana  $(\sigma - \sigma_k)$  naprężenia  $\sigma$  (zatem zarówno  $\sigma'$  jak i  $\sigma''$ ) względnie według obecnej nomenklatury zmiana  $(\sigma^* - \sigma_k^*)$  naprężenia  $\sigma^*$  proporcjonalna do  $\frac{1}{\varrho}$  lub — co na jedno wychodzi do  $\frac{1}{\varrho}$ ; z równania zaś (2\*) widzimy, że  $\frac{1}{\varrho}$  jest proporcjonalne do  $w$ . Zakładając tedy dowolnie małe rzędne ugięcia  $w$  (zatem i nieskończenie małe), przyjmujemy dowolnie małe  $\frac{1}{\varrho}$ , a tem samem i odpowiednio drobne zmiany  $\sigma^*$ . Lecz wtedy i odkształcenia  $\varepsilon$  dowolnie małe różnią się od  $\varepsilon_k$ . W konsekwencji zatem są i zmiany  $E^* = \frac{\sigma^*}{\varepsilon}$  tak małe, jak tylko pomyśleć je chcemy.

Tem samem wykazałem, że w poprawnej metodzie obliczania krytycznej wartości  $P_k$  jest wprowadzony przez Broszkę postulat, dotyczący  $E^*$ , ściśle spełniony bez potrzeby użycia operacji matematycznie niedopuszczalnych.

Lwów, 10. stycznia 1930 r.

<sup>5)</sup> Przypuśćmy, że i w nocie to zrobiono.

<sup>6)</sup> Jak wspomniałem przyjęcia wzorów analogicznych można się wyraźnie dopatrzeć w omawianej obecnie pracy.



Ostatni ustęp wyczerpuje dokładnie dyspozycję, naznaczoną we wstępie mej notatki. W tej też formie oddałem ją Redakcji *Czasopisma Technicznego* w pierwszej połowie stycznia. Jak się dowiedziałem — wpłynął równocześnie do teki redakcyjnej artykuł<sup>7)</sup> na podobny temat. Wiadomość o ukazaniu się teoretycznego dowodu formuły Karasińskiego skłoniła mię do rozszerzenia pracy do paru jeszcze ustępów.

Rzecz zasadniczą poprzedzę krótkim wyjaśnieniem. Do czasu ukazania się zacytowanego artykułu znałem następujący wzór Karasińskiego na wyboczenie posprężyste:

$$\sigma_k^* = \sigma_p^* + \frac{E}{2(1+\mu)} \frac{1}{s^2} \quad (I^*)$$

Dla zupełności dodaję, że  $\sigma_p^*$  oznacza w tym wzorze naprężenie przy granicy proporcjonalności ( $\infty$  sprężystości), osiągniętej zginaniem.

To co czytelnicy polskich czasopism technicznych nazywali przed paru laty treściwie sporem Huber-Karasiński było rzeczą zbyt poważną, bym formule (I<sup>\*</sup>) nie poświęcił paru chwil uwagi. Wglądawszy bliżej w budowę omawianego wzoru doszedłem do bardzo prostego dowodu jego niepoprawności teoretycznej<sup>8)</sup>. Opierał się on na następujących przesłankach: Formuła (I<sup>\*</sup>) nie chce dla wszelkich smukłości  $s$  mniejszych od t. zw. smukłości granicznej przejść na wzór Euler'a:  $\sigma_k^* = \infty \sigma_k = \frac{\pi^2 E}{s^2}$ . We wzorze teoretycznym poprawnym nie może być naprężenie krytyczne funkcją wprost smukłości, lecz raczej wyrażenia, zbudowanego nierozdzielnie z wymiarów poprzecznych pręta i stałych charakteryzujących materiał. Argument trzeci wykazywał możliwość przypadkowej zgodności formuły Karasińskiego z wzorem Broszki, miał on zatem też charakter negatywny<sup>10)</sup>.

Jednakże bliżej poruszać tej sprawy nie chciałem z dwojakich powodów. Po pierwsze dlatego, że w pracy swej omawiałem wzory tylko teoretyczne; skoro zaś sam autor formuły (I<sup>\*</sup>) nie był zdecydowany co do kategorii swego wzoru nazywając go i teoretycznym i empirycznym, to w tem większym kłopotie znalazłem się ja osobiście. Z braku dowodu teoretycznego zmuszony byłem mimo budowy par excellence teoretycznej uznać wzór za empiryczny i to o ciasnym zakresie ważności, ograniczonym stałymi  $\sigma_p^*$ ,  $E$  i  $\mu$  tego materiału, dla którego zależność (I<sup>\*</sup>) została ustawiona. Powód drugi tkwił w przeświadczeniu, że relacja (I<sup>\*</sup>) została już definitywnie przedyskutowaną przed trzema laty.

Oba skrupuły odpadają z chwilą ogłoszenia dowodu teoretycznego. Nasuwa się natomiast nowa trudność, jakkolwiek nie zbyt poważna. Musimy się mianowicie zdecydować, o którym wzorze mówić będziemy, o starym (I<sup>\*</sup>) z r. 1920, czy też o nowym:

$$P_k = \frac{P_s}{1 + \frac{D}{E}} + \frac{\pi^2 I}{l^2} \cdot \frac{D}{\left(1 + \frac{D}{E}\right) \left(1 + \frac{\pi^2}{s^2}\right)} \quad (II^*)$$

z r. 1928. Wprawdzie bowiem pomijając w porównaniu do jednostki drobny ułamek  $\frac{\pi^2}{s^2}$  i kładąc  $\frac{D}{E} = 0.04$  uzgodnimy drugi wyraz wzoru (II<sup>\*</sup>) z drugim dodajnikiem formuły (I<sup>\*</sup>) przez przyjęcie  $\mu = 0.3$  — wprawdzie też

<sup>7)</sup> M. T. Huber: „Uwagi nad pracą Prof. L. Karasińskiego p. t. Wyboczenie niesprężyste”. *Czasopismo Techniczne*, Nr. 3, 1930.

<sup>8)</sup> Używam w dalszym ciągu nomenklatury mej notatki; powoływanie się autora wzoru (I<sup>\*</sup>) na doświadczenia y. Kármán'a upowa nia mię do opatrzenia naprężeń znacznikiem \*.

<sup>9)</sup> Kwestja empirji nie należy do tematu niniejszej notatki.

<sup>10)</sup> Argument pierwszy — podkreślam obiektywnie — niema wybitnego znaczenia; wystarczy bowiem założyć ograniczoną (do przypadków posprężystych) ważność wzoru (I<sup>\*</sup>), by zarzut powyższy upadł.

„przez porównanie z prókami podobnemi“ można dla metali plastycznych przyjąć  $\infty 3\%$  ową różnicę między granicami sprężystości przy zginaniu i ściskaniu, a powstały w tem sposób ułamek  $\frac{1}{1.04} \cdot \frac{1}{1.03} = \infty \frac{1}{1.07}$  zgubić przez wprowadzenie  $\infty 7\%$ -owej różnicy między granicą sprężystości  $\sigma_s^*$  przy „sile osiowej ciskającej“  $P_s$ , a granicą sprężystości przy „ściśle osiowym ściskaniu“ i w ten sposób uzgodnić i dwa pierwsze wyrazy odnośnych wzorów, jednakże niema potrzeby przekonywać, że są to wzory teoretycznie różne. Z trudnością tą załatwimy się na krótkiej drodze. Formuła (II<sup>\*</sup>) jest ogólniejsza i opatrzona ona jest wywodem teoretycznym; aktualność wreszcie sprawy wymaga, byśmy się nią właśnie bliżej zajęli.

Przystępujemy do jądra sprawy. Wykażemy, że nowy wzór Karasińskiego nie może być teoretycznie poprawnym.

Pierwszy z argumentów krytycznych, podanych przed chwilą przy (I<sup>\*</sup>) należy nieco zmienić. Zapewnienie, że przy  $P_k = P_s$  przechodzi wzór (II<sup>\*</sup>) na formułę Eulrowską jest nieuzasadnione. Pominąwszy bowiem nawet balast  $\left(1 + \frac{\pi^2}{s^2}\right)$  widzimy, że w przypadku założonym określi (II<sup>\*</sup>) tylko jeden punkt ( $s$ ,  $\sigma_k^* = \sigma_s^*$ ) wykresu Euler'a; tymczasem jeśli mowa o formule, to przejście to powinno się odnosić do całej krzywej, czyli formuła (II<sup>\*</sup>) powinna wykazać wymienioną własność dla wszelkich  $P_k < P_s$ . To zaś stać się może tylko za pośrednictwem przesunięcia i zniekształcenia krzywej (II<sup>\*</sup>) czyli w tym wypadku za pośrednictwem przedstawienia  $D \rightarrow \infty$ , co pozatem jest jasne z relacji (III<sup>\*</sup>). Streszczając się należy tedy stwierdzić, że omawiane przejście jest formule (II<sup>\*</sup>) umożliwiające, jakkolwiek nie w sposób proponowany przez jej autora.

Zarzut drugi pozostawiamy bez zmiany. Staje się on jasnym skoro zauważymy, że Karasiński przyjmuje związek:

$$\varepsilon = \frac{\sigma^*}{E} + \frac{\sigma^* - \sigma_s^*}{D} \quad (III^*)$$

zarówno dla włókien dociążanych jak i odciążanych (w chwili pomyślanego wyboczenia). Przy tego rodzaju niepoprawnym założeniu nie można w konsekwencji wyodrębnić w przekroju dwóch różnych części z odpowiednio różnymi współczynnikami charakteryzującymi zachowanie się materiału.

Założenie dodatkowe — stałości wyrażen  $D$  i  $\sigma_s^*$  staje się w powyższych warunkach sprawą uboczną, którą można w każdej chwili z miejsca uregulować przez dostosowanie zmian  $D$  i  $\sigma_s^*$  do kształtu funkcji  $\sigma^* = f^*(\varepsilon)$ . Oczywiście  $\sigma_s^*$  straciłoby przy tej sposobności charakter założony przez autora wzoru (II<sup>\*</sup>).

Gorszy lapsus mieści się gdzieindziej. Autor formuły omawianej wiąże w swym wywodzie mimośród  $w$  obciążenia, mimośród —  $z_0$  osi obojętnej  $\sigma^* = 0$  i promień  $i$  bezwładności przekroju relacją:

$$-w \cdot z_0 = i^2 \quad (IV^*)$$

Jeśli dodamy, że relację powyższą poprzedza założenie niezmienności płaskiego przekroju, to zdobywamy pełną miarę sprzeczności wzorów (III<sup>\*</sup>) i (IV<sup>\*</sup>); nie mogą one być oczywiście współmierne (współlistniejące<sup>11)</sup>), albowiem

zależność (III<sup>\*</sup>) klóci się z równością  $\frac{\sigma^*}{\varepsilon} = \text{constans}$ , która — jak wiadomo — była potrzebną do wyprowadzenia zależności (IV<sup>\*</sup>).

Ten zadziwiający zbieg okoliczności — zauważymy za chwilę, że jest to trafne określenie sytuacji — skłania mię do skrócenia całej dyskusji i do bezpośredniego przejścia do argumentu ostatniego. Nabierze on charakteru rewelacji.

<sup>11)</sup> W znaczeniu niemieckiego „verträglich“.

Wróćmy w tym celu na chwilę do wzoru Broszki w formie (4\*)  $\equiv$  (V\*) t. j.:

$$P_k = \frac{\pi^2 I}{l^2} E_k^* (1 - \varepsilon_k). \quad (V^*)$$

W najbliższej okolicy punktu  $K^*$  możemy wykres  $\sigma^* = f^*(\varepsilon)$  zastąpić z wystarczającym przybliżeniem linią prostą (więc n. p. z pewnością styczną w  $K^*$ ). Tę ostatnią wyraża dowolny typ równania linjowego między zmiennymi  $\varepsilon$  i  $\sigma^*$ , a zatem równie dobrze równanie (III\*) — oczywiście z tą uwagą, że zarówno  $D$  jak i  $\sigma_s^*$  traktujemy w tym związku za wielkości zmienne, zależne od  $\varepsilon_k$  lub  $\sigma_k^*$ . Więc n. p.  $\sigma_s^*$  oznacza obecnie prosto rzędną punktu  $(\varepsilon = \varepsilon_s = \frac{\sigma_s^*}{E}, \sigma^* = \sigma_s)$  przecięcia się każdorazowej prostej (III\*) z stałą prostą Hooke'a  $\varepsilon = \frac{\sigma^*}{E}$ . W punkcie krytycznym  $K^*$  jest  $\varepsilon = \varepsilon_k, \sigma^* = \sigma_k^*$ . Uwzględniając definicję  $E_k^* = \frac{\sigma_k^*}{\varepsilon_k}$  możemy wzór (V\*) napisać w formie następującej:

$$P_k = \frac{\pi^2 I}{l^2} \frac{\sigma_k^*}{\sigma_k^* \left(1 + \frac{D}{E}\right) - \sigma_s^*} \left[ D - \left(1 + \frac{D}{E}\right) \sigma_k^* + \sigma_s^* \right].$$

Lecz  $\sigma_k^* = \frac{P_k}{A}$ ; położmy podobnie  $\sigma_s^* = \frac{P_s}{A}$ ; skorzystajmy wreszcie częściowo z związku  $I = A i^2$ . Uwzględniając powyższe i rozwiązując ostatnie równanie względem  $P_k$  otrzymamy:

$$P_k = \frac{P_s}{1 + \frac{D}{E}} + \frac{\pi^2 I}{l^2} \frac{D}{\left(1 + \frac{D}{E}\right) \left(1 + \frac{i^2}{s^2}\right)}, \quad (VI^*)$$

jako przekształcenie formuły (V\*).

Rewelacja przybrała charakter konkretny: Wzór Broszki (VI\*) jest identyczny z wzorem Karasińskiego (II\*).

Niespodziewany ten rezultat wymaga paru słów objaśnienia. Wzór (II\*) wywodzi się z następującego łańcucha zależności: 1. Założenia niezmienności płaskiego przekroju pręta, wyrażonego równością:

$$\frac{1}{\rho} = - \frac{\varepsilon_k}{(1 - \varepsilon_k) z_0}. \quad (VII^*)$$

2. Uwzględnienia w (VII\*) wpływu siły podłużnej na wartość krzywizny pręta. 3. Zidentyfikowania osi  $y$  z osią  $y_1$  najmniejszego momentu bezwładności  $I = A i^2$  przez odnośne przyjęcie płaszczyzny wybočenja osi pręta. 4. Ograniczenia bryły naprężeń tylko jedną płaszczyzną o śladzie  $z_0 = - \frac{i^2}{w}$  (IV\*). 5. Nieuwzględnienia zarówno w ostatniej równości jak też w relacji (VII\*) zmiany wymiarów poprzecznych. 6. Niekonsekwentnego pominięcia skrócenia długości początkowej  $l$  pręta w warunkach brzegowych. 7. Zastąpienia funkcji  $\sigma^* = f^*(\varepsilon)$  linią prostą o parametrach stałych, niezależnych od  $\varepsilon_k$  względnie  $\sigma_k^*$ .

Wszystkie te założenia tkwią — po części przypadkowo<sup>12)</sup> — w wzorze (4\*)  $\equiv$  (VI\*). 1. Istotnie równanie (1\*) jest identyczne z (VII\*); wyrazem bowiem zależności linjowej jest podobieństwo trójkątów. Uzupełniwszy w równaniu (1\*)  $\rho$  o pominiętą tam drobną wielkość  $\zeta$ , i zakładając w niem  $\varepsilon = 0$  znajdziemy odnośną spólrzędną  $z = z_0$  w relacji następującej:

$$\frac{1}{\rho} = - \frac{\varepsilon_k}{(1 - \varepsilon_k) z_0 + \zeta}.$$

Lecz — jak wykazałem — wskutek niepoprawnego rozumowania matematycznego tkwi w teorii Broszki mierzająca równość  $\zeta_0 = 0$ ; stąd reszta w postaci (VII\*). Punkty 2.

<sup>12)</sup> Przysłówki ten tłumaczą zupełnie poprawne rysunki, zamieszczone w nocie; niestety wywód matematyczny nie pozostaje z nimi w zgodzie.

i 3. zostały skonstatowane w odnośnych ustępach, traktujących o wzorze (4\*). 4. Wynika z połączenia równania linjowego (1\*) z założeniem  $E^* = \frac{\sigma^*}{\varepsilon} = \text{constans}$ , rozpostar-

tem na cały przekrój pręta. Jest to najsłabsza strona wywodu Karasińskiego; jest to też największa wada dowodzenia Broszki; dzięki niej bowiem zatracono różnice w zachowaniu się dwóch zgoła odmiennych stref przekroju. Punkty 5. i 6. zostały istotnie stwierdzone w teorii Broszki. Jedyna różnica mieści się w postępowaniu 7. We wzorze bowiem (VI\*) musimy traktować wyrażenia  $D$  i  $\sigma_s$  za zmienne i zależne od  $\sigma_k^*$  za pośrednictwem funkcji  $\sigma_k^* = f^*(\varepsilon_k)$ , w formule (II\*) wielkości owe przyjęto w pierwszym przybliżeniu za stałe. Różnica ta jest mało znacząca i da się z miejsca usunąć.

Resumując tedy możemy powtórnie stwierdzić fakt następujący: Teoria Karasińskiego jest z wyjątkiem jednego szczegółu identyczna z teorią Broszki — zawierając mianowicie wszystkie jej założenia prawdopodobne i nieprawdopodobne wprowadza nowe dodatkowe, polegające na uproszczeniu własności rzeczywistych materiału do własności fikcyjnych. Różnica ta niknie wraz z interwałem doświadczalnym  $\varepsilon$ .

Jak wspominałem w ustępie (4\*) wzór Broszko-Karasiński może oddać pewną przysługę przy ogólnej orjentacji; błąd tej formuły maleje tem silniej im bardziej zbliżamy się do obszaru odkształceń sprężystych. Tem samem tłumaczy się przypadkowa zgodność formuły (I\*) Karasińskiego z doświadczeniami v. Kármán'a. Przypominam, że w tych ostatnich  $\varepsilon$  nie przekraczało wartości 2‰; zamiana krzywej na prostą w tak małym interwale nie doprowadziła — rzecz jasna — do rażących sprzeczności.

Ogólnie jednak obie teorie są nieściśle. Ich autorzy powtarzają stary błąd, na który zwracali już uwagę Considère (1839) i Jasiński (1895): w obszarach posprężystych stan odkształcenia przestaje być odwracalnym. Engesser w pierwszej swej formule zastąpił  $E$  wzoru Euler'owskiego modułem zmiennym  $E_k''^* = \left(\frac{d\sigma^*}{d\varepsilon}\right)_k$ , zatem wielkością zbyt małą. Autorzy krytykowani dzięki niepoprawnemu przyjęciu dodatkowemu  $\frac{\sigma^*}{\varepsilon} = \text{constans}$  (w obrębie każdorazowego przekroju) — rzecz trudna powiedzieć — poprawili sytuację; zastąpili bowiem  $E_k''^*$  formuły Engesser'a modułem większym  $E_k^* (E_k''^* < E_k^* < E)$ . Niestety ten widoczny postęp nie doprowadził do rezultatu zupełnie poprawnego.

Podkreślane kilkakrotnie założenie  $\frac{\sigma^*}{\varepsilon} = \text{constans}$ , możliwe — rzecz jasna — tylko w obszarach sprężystych, wybiło równie silne piętno na obu formułach. Z wzoru (4\*) zatrzymać możemy formułę Euler'owską przez przyjęcie  $E_k^* = E$  i odrzucenie dodatku  $(1 - \varepsilon_k)$ . Z wzoru (II\*) zachować należy tę samą tradycyjną formułę przez założenie  $D \rightarrow \infty$  i skreślenie czynnika  $\left(1 + \frac{\pi^2}{s^2}\right)$ . Obie formuły służyć mogą do celów orientacyjnych. Kwestja empirycznej wartości uproszczonej formuły (II\*) do wzoru (I\*) i wreszcie do:

$$\sigma_k^* = a + \frac{b}{s^2}$$

nie należy do tematu niniejszej notatki.

Lwów, 21. stycznia 1930.

### Sprostowanie.

Dzięki uprzejmości Pana Prof. Dr. M. T. Hubera dowiedziałem się już po napisaniu części dodatkowej mego artykułu, że cenne szczegóły, odnoszące się do kwestji



wyboczenia posprężystego, znaleźć można w ogłoszonym w ostatnim tygodniu drukiem sprawozdaniu: „Bericht über die II. Internationale Tagung für Brückenbau und Hochbau“ (Wien, 1929 — J. Springer). W podanym przez Broszkę (w ciągu dyskusji nad referatem M. Roš'a) wzorze (str. 307) czynnik  $(1-\epsilon_k)$  zajmuje już miejsce poprawne w mianowniku; wobec tego argument mój o drobnym lapsusie, dotyczącym położenia tego czynnika w wzorze ogłoszonym w „Comptes rendus“ upada. Równocześnie dodaję, że zgłoszone pisemnie zarzuty P. Fillunger'a, M. Roš'a i E. Chwalla'i (str. 330—331, 338—343, 613) nie mogły mi być z tej strony oczywiście znane. Niezależnie od tego wyjaśniam, że autorzy wymienieni ograniczyli się do czysto matematycznego argumentu niepoprawności teorii Broszki bez podania dowodu zupełnego; tem samem kwestji nie wyczerpali.

Lwów, 24. stycznia 1930 r.

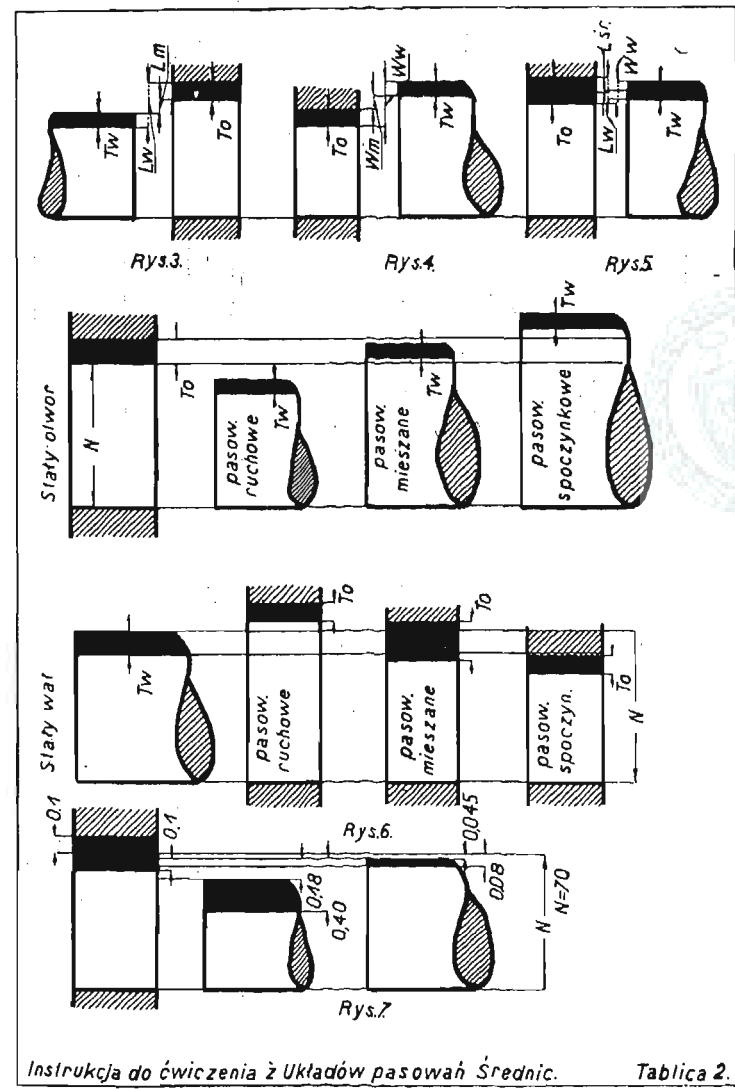
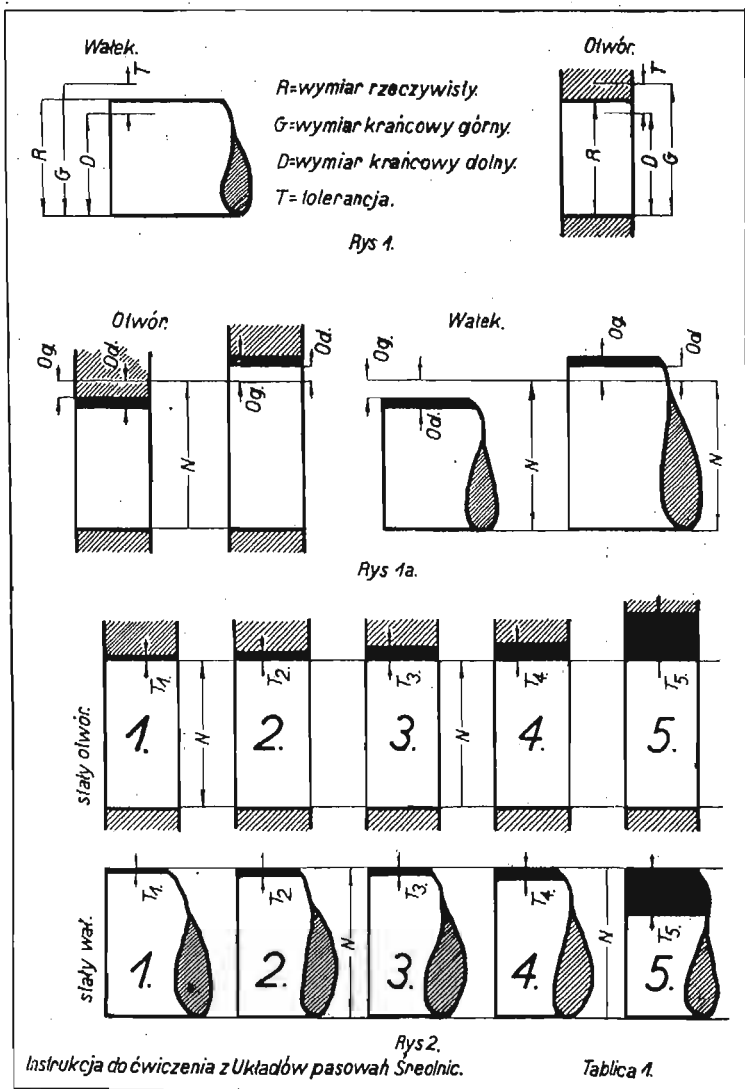
Inż. Jerzy Relwicz,

st. asystent Katedry Obróbki Metali Politechniki Lwowskiej.

### Polski układ pasowań średnic.

Układy złożeń są podstawą budowy zamiennej, t. j. systemu produkcji, pracującego z taką dokładnością, że odpowiednie części szeregu takich samych maszyn mogą być wymieniane między sobą bez konieczności dopasowywania. Pierwszym wypadkiem budowy zamiennej było przedstawienie w roku 1785 przez Le Blanca postaci amerykańskiemu serji 50 karabinów, w których zamki i części zamków

motory automobilowe, w szczególności zaś świece i pneumatyki są zamienne nawet w samochodach różnych firm. Aby poszczególne części były między sobą zamienne, odnośne ich wymiary powinny być sobie równe, jeżeli nie matematycznie (co jest nieosiągalne), to przynajmniej technicznie, to znaczy — muszą się zawierać w pewnych, niezbyt szerokich granicach.



można było dowolnie wymieniać między sobą. Budowę zamienną zastosował następnie cały szereg fabryk maszyn. Korzyściami tej budowy jest możliwość montażu maszyn bez dopasowywania poszczególnych części wedle „czucia“ robotnika, oraz ułatwienie dla używającego maszyny, który może zepsutą część maszyny zastąpić taką samą częścią, sprowadzoną z fabryki, zapasową lub wyjętą z takiej samej maszyny, bez konieczności dopasowywania przez robotników specjalistów. Przykładem budowy zamiennej są np.

Granice te są ujęte w „Układach pasowań średnic“, które podają gotowe wartości cyfrowe dla różnych rodzajów pasowań. Układy takie opracowane zostały przez szereg państw (np. Niemcy, Szwajcaria, Anglja i t. d.). Polski układ pasowań został oparty na układach szwedzkim i czeskim. Ponieważ, jak było powiedziane, osiągnięcie matematycznie dokładnego wymiaru jakiejś części jest nieosiągalne, więc też układ pasowań przewiduje dla każdego wymiaru

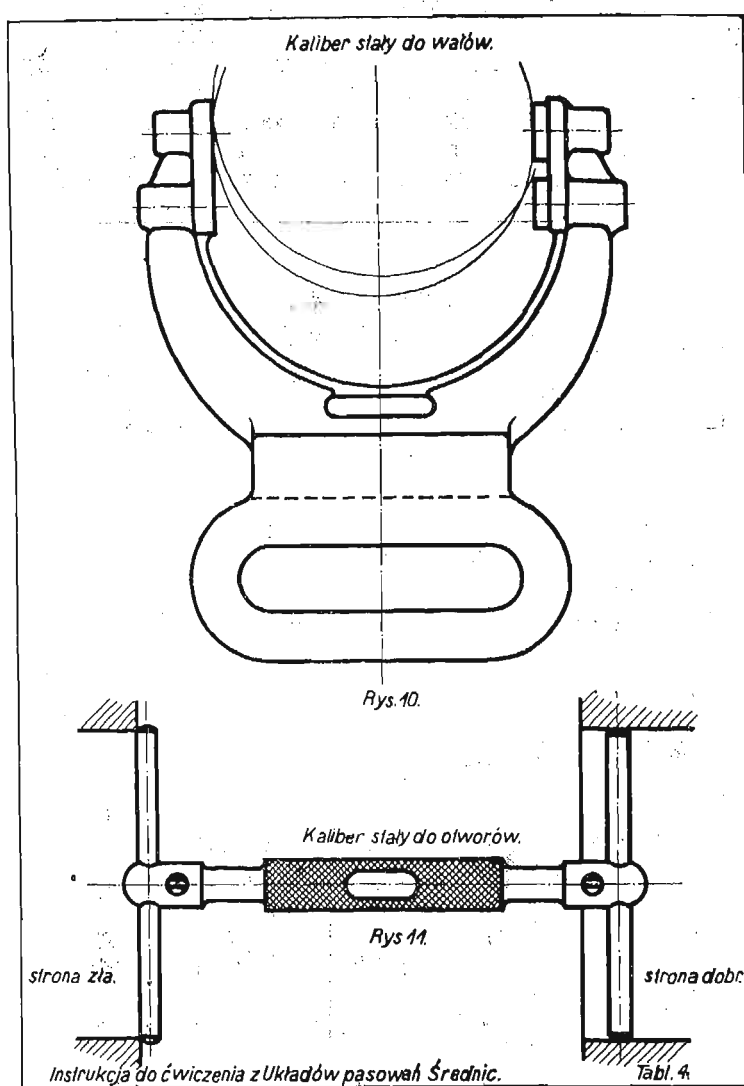
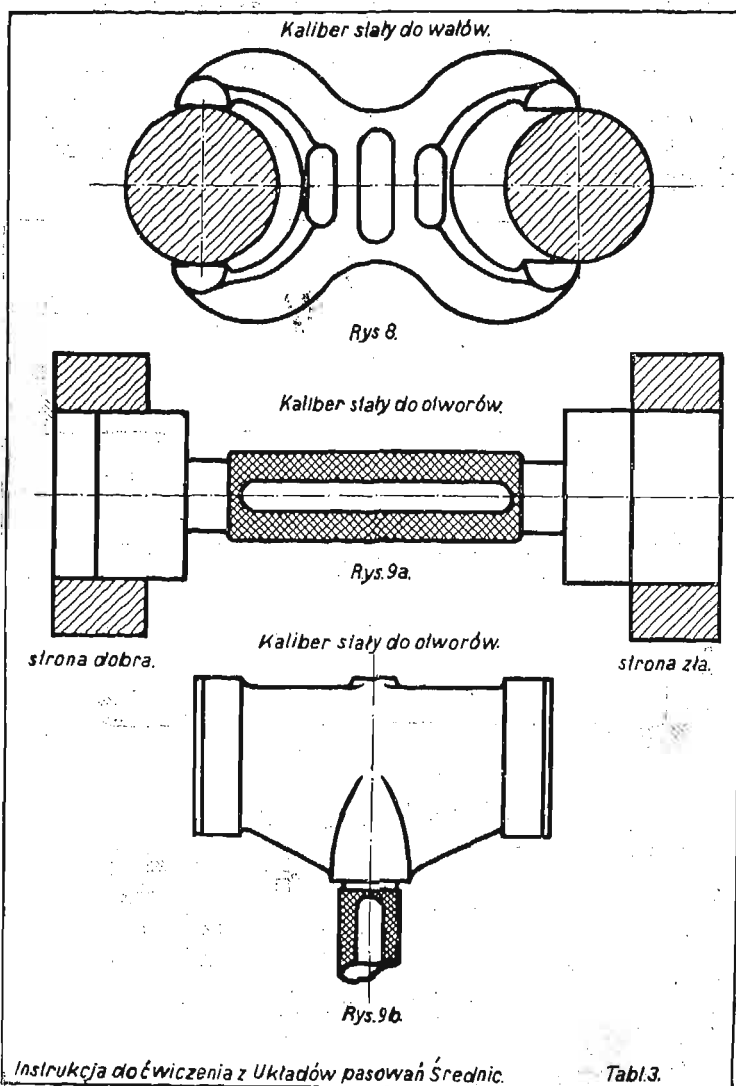
nominalnego  $N$  dwie granice — wymiary krańcowe — wymiar krańcowy dolny  $D$  i wymiar krańcowy górny  $G$ , między którymi znajduje się wymiar rzeczywisty przedmiotu. Np.  $G=59,97 \text{ mm}$ ;  $D=59,935 \text{ mm}$ . Różnicę między wymiarem górnym i dolnym nazywamy tolerancją  $T$ .  $T=G-D$ . Np.  $T=59,97-59,935=0,035 \text{ mm}$  (rys. 1).

Różnice między wymiarem nominalnym, a wymiarami krańcowymi, nazywamy odchyłkami. Odchyłka górna  $Og$  jest różnicą między wymiarem krańcowym górnym i nominalnym  $Og=G-N$ ; np.  $Og=59,97-60=-0,03 \text{ mm}$ . Odchyłka dolna  $Od$  jest różnicą między wymiarem krańcowym dolnym i nominalnym  $Od=D-N$ ; np.  $Od=59,935-60=-0,065 \text{ mm}$  (rys. 1a). Odchyłka rzeczywista jest różnicą między wymiarem nominalnym i rzeczywistym przedmiotu.

Układ polski przewiduje 5 klas dokładności (1-sza

2. Najmniejsza dopuszczalna średnica wału jest większa od największej dopuszczalnej średnicy otworu. Wał będzie zawsze większy od otworu o pewien wcisk  $W$ . (Wcisk możemy uważać za ujemny luz). Analogicznie do poprzedniego będziemy mieli wcisk największy  $Ww$  i wcisk najmniejszy  $Wm$ . W każdym razie wał i otwór mogą być złożone tylko z użyciem siły, co spowoduje pewne odkształcenie obu części. Części złożone nie mogą się poruszać swobodnie po sobie, tworzą pasowanie spoczynkowe (rys. 4).

3. Wreszcie w trzecim wypadku mogą przynależne do siebie wał i otwór, znajdujące się w obrębie tolerancji, wchodzić w siebie albo z luzem albo z wciskiem, zależnie od tego, czy znajdują się bliżej górnego czy dolnego wymiaru krańcowego. Mamy wtedy pasowanie mieszane. Pasowanie to charakteryzujemy średnim luzem, za-



najdokładniejsza, 5-ta najmniej dokładna) do różnych celów budowy maszyn. Klasy wyższe posiadają większe tolerancje, przedmioty wykonane według nich są mniej dokładne, charakter styku może się nieco różnić odżądanego, zato też wykonanie jest tańsze (rys. 2).

W złożeniu wału i otworu (lub innych dwóch stykających się ze sobą części), mogą zająć następujące przypadki:

1. Największa dopuszczalna średnica wału jest mniejsza od najmniejszej dopuszczalnej średnicy otworu. Między powierzchnią wału i otworem pozostanie zawsze pewna przestrzeń, t. zw. luz  $L$ . Jeżeli wykonany wałek będzie miał największy, zaś otwór najmniejszy dopuszczalny wymiar, będziemy mieli luz najmniejszy  $Lm$ , w wypadku odwrotnym luz największy  $Lw$  (rys. 3). Istniejącą wolną przestrzeń może zająć warstewka smaru — części mogą poruszać się po sobie, tworząc t. zw. pasowanie ruchowe.

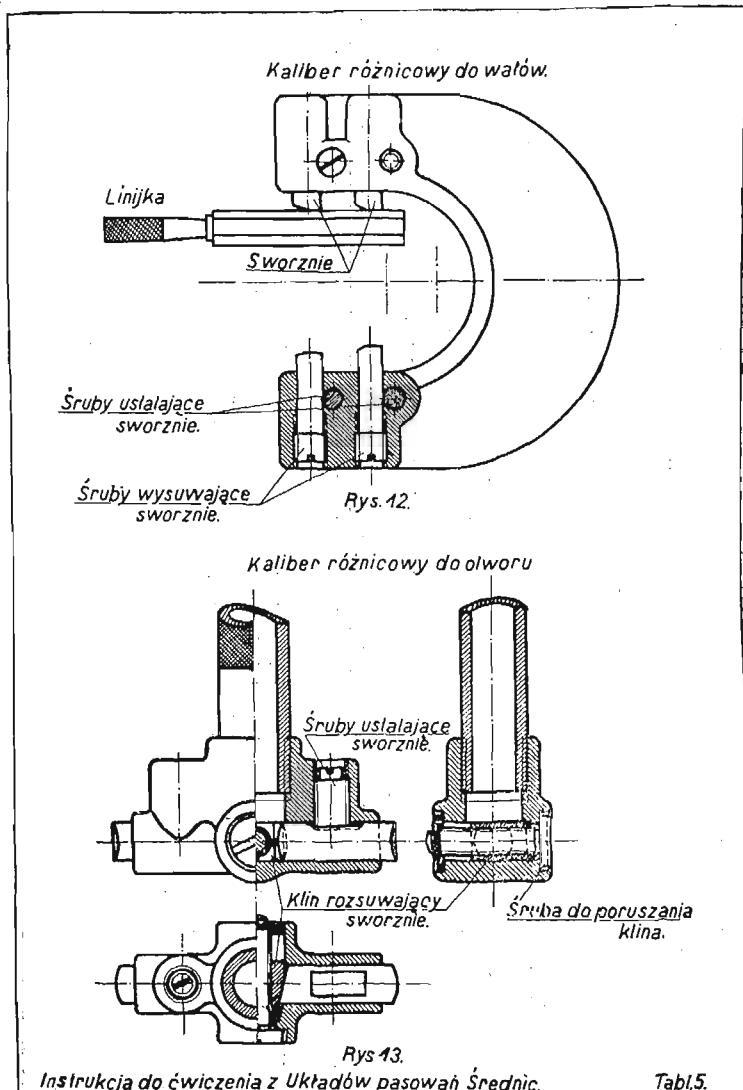
wartym między wymiarami średnimi wału i otworu (rys. 5).

Różne pasowania można uzyskać dla ustalonego wymiaru nominalnego bądź zachowując niezmienny tolerowany wymiar otworu i zmieniając tolerowane wymiary wałków, bądź odwrotnie — zachowując niezmienny tolerowany wymiar wałka, zmieniając zaś tolerowane wymiary otworów (rys. 6). W pierwszym wypadku mamy zasadę stałego otworu; w drugim zasadę stałego wałka. W wypadku stałego otworu jako niezmienny przyjmuje się otwór, zwany otworem podstawowym; analogicznie wobec zasady stałego wałka mamy wałek podstawowy.

Praca według zasady stałego wałka wymaga posiadania wielkiego zapasu rozwiertaków do dokładnej obróbki otworów rozmaitych średnic i rozmaitych pasowań. Powoduje to duże koszty zakupu narzędzi, daje jednak oszczędno-

ści podczas obróbki (unika się kosztownego szlifowania stopniowanych wałów). Naogół w budownictwie maszyn stosuje się przeważnie zasadę stałego otworu. Zasadę stałego wałka stosuje się przeważnie tam, gdzie szereg kół należy umieścić na długim i stosunkowo cienkim wałku (pędnie, maszyny do liczenia i t. p.), który trudno byłoby wykończyć szlifowaniem na cały szereg różnych średnic. Niektóre maszyny wymagają wreszcie t. zw. pasowań czyli złożeń kombinowanych (w odróżnieniu od pasowań zwykłych czyli normalnych wobec zasad stałego wałka lub otworu), to znaczy — kojarzenia ze sobą rozmaitych otworów i wałków, z których żaden nie jest podstawowym. (Stosować wyjątkowo!)

Jakkolwiek liczba pasowań jest znaczna, poszczególne wytwórnie, a nawet całe gałęzie przemysłu maszynowego mogą zaspokoić swoje potrzeby niewielką ilością pasowań; wyróżniają się więc pasowania uprzywilejowa-



wane (w tablicach zaznaczone grubszą obwódką). Na nich należy się opierać; do innych pasowań należy uciekać się tylko w razie konieczności.

Temperaturą odniesienia polskiego układu pasowań jest  $20^{\circ}\text{C}$ , to znaczy, że wobec tej temperatury powinny wszelkie sprawdziany posiadać swój dokładny wymiar. Ma to tę zaletę, że sprawdziany są cechowane w tej temperaturze, w której pracują (temperatura warsztatu wynosi przeciętnie około  $20^{\circ}\text{C}$ ). Sprawdziany, któreby były cechowane np. w temperaturze  $0^{\circ}\text{C}$  (system francuski), wyniesione na warsztat, rozszerzałyby się, a ponieważ nigdy dwa sprawdziany nie będą miały zupełnie identycznego współczynnika rozszerzalności, więc też wymiary przynależnych do siebie sprawdzianów do wału i otworu zmienia-

ją swój wymiar rozmaicie, skutkiem czego wał i otwór wykonane wedle nich dadzą inne pasowanie, niż było zamierzone.

W układzie polskim „linja zerowa jest linją graniczną” — to znaczy, że w układzie stałego wałka wał musi być równy lub mniejszy od wymiaru nominalnego, w układzie stałego otworu — otwór równy lub większy od wymiaru nominalnego. Dawniej stosowano system linii zerowej jako linii symetrii, t. zn., że tolerancja wykonania wałka w układzie stałego wałka, względnie otworu w układzie stałego otworu, była rozłożona mniej lub więcej równomiernie po obu stronach wymiaru nominalnego. Wadę tego systemu objaśnia następujący przykład (rys. 7): W warsztacie w pewnej maszynie znajduje się oś o  $70\text{ mm}$ , sporządzona w układzie stałego otworu, klasie 5-tej, jako obrotowa bardzo luźna. Oś musi mieć wymiar położony między  $70-0,18\text{ mm}$  a  $70-0,4\text{ mm}$ , otwór zaś, w którym się obraca, w razie położenia linii zerowej jako linii symetrii, wymiar od  $70+0,1$  do  $70-0,1\text{ mm}$ . Przypuśćmy, że otwór posiada wymiar dolny  $70-0,1\text{ mm}$ . Oś została zniszczona. Dorabiamy ją w warsztacie, który jednak posiada sprawdziany tylko dla klasy drugiej, wedle sprawdzianu dla styku obrotowego. Wymiary wałka mogą się znaleźć między  $70-0,08$  a  $70-0,045\text{ mm}$ . Wałek będzie większy od naszego otworu o  $0,02$  do  $0,055\text{ mm}$ , więc nie tylko nie będzie się chciał w nim obracać, ale przeciwnie — trzeba by było siłą wcisnąć.

A zatem wadą stosowania linii zerowej jako linii symetrii jest niemożność zastępowania części z „gorszych” klas takimi samymi, sporządzonymi wedle sprawdzianów dla „lepszych” klas. Wobec linii zerowej jako linii granicznej wymiennosc taka jest zagwarantowana przynajmniej dla pasowań ruchowych, ponieważ, na przykład w powyższym wypadku wałek będzie zawsze mniejszy, a otwór większy od wymiaru nominalnego, bez względu na klasę pasowań; charakter pasowania będzie więc zachowany nawet w razie dobrania wałka i otworu z różnych klas.

We wszystkich układach pasowań tak tolerancje, jak i luzy wzrastają ze wzrostem średnic, a to z powodu, że doświadczenie wykazało, iż wobec większej średnicy i luzu musi być większy, niż wobec średnicy małej, jeśli pasowanie ma mieć ten sam charakter. Np. Schlesinger stwierdził, że gdy dla pewnego rodzaju pasowania wobec średnicy  $10\text{ mm}$  luz wynosił  $0,005\text{ mm}$ , to wobec średnicy  $40\text{ mm}$  trzeba było zastosować luz  $0,015\text{ mm}$ , aby otrzymać takie samo pasowanie. W polskim układzie pasowań luzy wzrastają w małych średnicach proporcjonalnie do 3-go, w wielkich proporcjonalnie do 2-go pierwiastka ze średnicy. Również tolerancje muszą rosnąć ze średnicą, ponieważ te same metody obróbki dadzą zawsze mniejszą dokładność (w cyfrach bezwzględnych) dla większych wymiarów. W polskim układzie pasowań tolerancje wykonania są stopniowane wedle wzoru:

$$T = t\sqrt[3]{d}$$

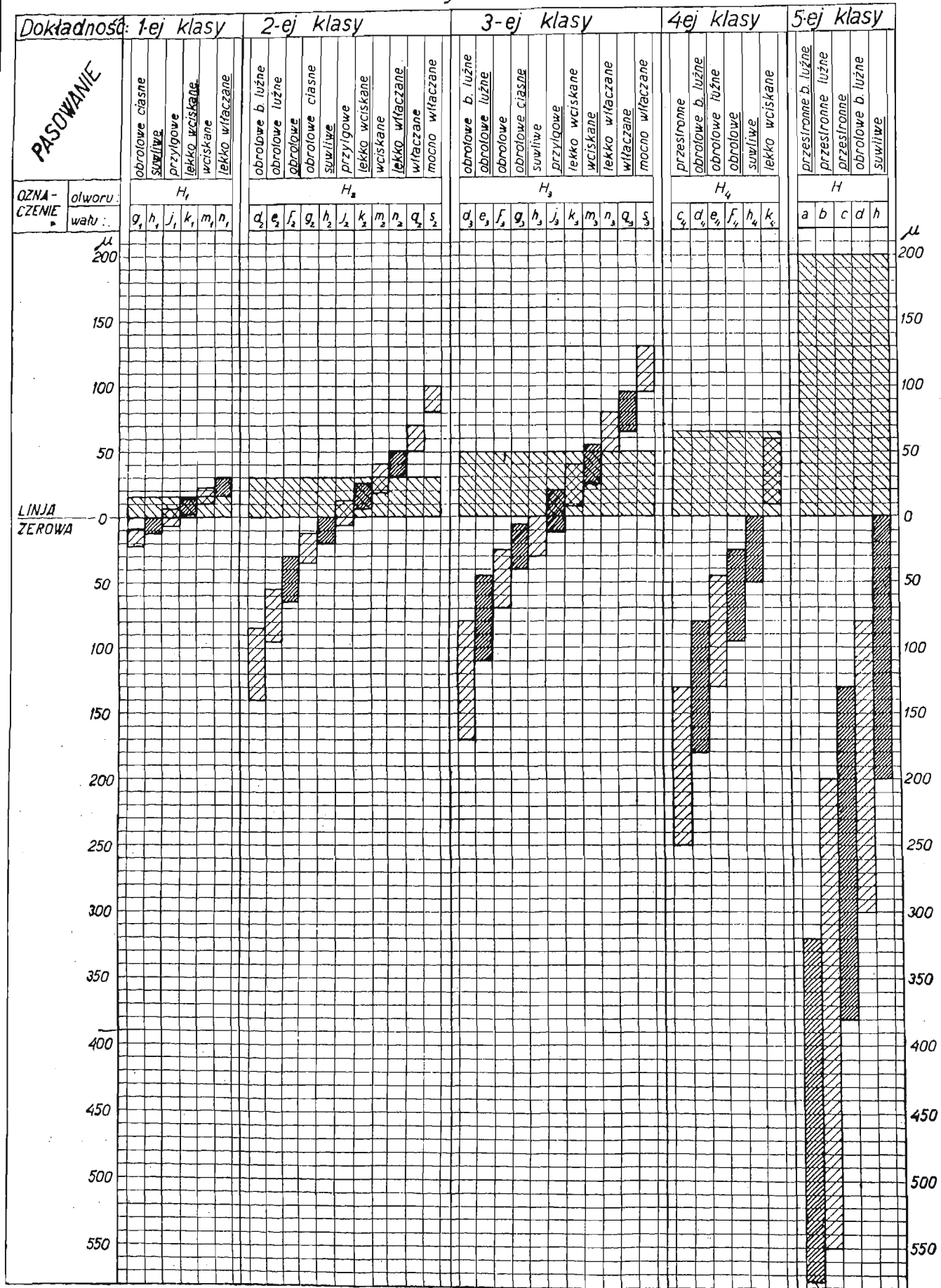
gdzie  $T$  oznacza tolerancję,  $d$  — średnicę w  $\text{mm}$ , zaś  $t$  jest współczynnikiem, zależnym tylko od klasy i rodzaju pasowania, niezależnym zaś od średnicy. Wartości  $t$  są różne dla wałka i otworu. Stosując pasowania należy używać najgrubszej klasy pasowań, której dokładność jest jeszcze do danego celu wystarczająca, ponieważ większa dokładność powoduje też większe koszty.

Tablica I przedstawia wielkość i rozkład tolerancji i odchyłek w mikronach dla zasady stałego otworu, w obrębie średnic  $50-80\text{ mm}$ . Pasowania uprzywilejowane zaznaczone są przez silniejsze kreskowanie.

Jak widać z tablicy, tolerancje dla wałów są naogół mniejsze, niż dla otworów. Tłomaczy się to tem, że dokładne otwory są wogóle trudniejsze do wykonania, i że rozwiertaki zużywają się szybko (po około 25 otworach), zmniejszenie tolerancji otworów zmusiłoby do dalszego skrócenia czasu ich użycia, a więc zwiększyłoby koszty produkcji; korzystniej jest zmniejszyć tolerancje dla wału który można na szlifierce stosunkowo łatwiej obrobić na żądany wymiar.

UKŁAD PASOWAŃ ŚREDNIC.

Staty otwór 50 ÷ 80 mm.



do G70

Jeżeli wykonany np. wał jakiś wedle układu pasowań (co można uzyskać przez przeciąganie, toczenie, szlifowanie i t. p.), musimy mieć możliwość łatwego zmierzenia, czy obrabiany wymiar leży w granicach dopuszczonych układami pasowań. Do tego celu służą przymiary graniczne (kalibry), posiadające dla wału dwie pary szczęk ustawionych na maksymalny i minimalny wymiar danego złozenia. (rys. 8). Dla otworu przymiar posiada odpowiednio dwa walce, lub ich części (rys. 9).

Strona wymiaru dolnego dla wału i górnego dla otworu jest na kalibrach często znaczone czerwono i określana jako „zła“. Jeśli ta strona przymiaru przechodzi przez przedmiot pod wpływem własnego ciężaru, przedmiot jest zepsuty. Natomiast przymiar o wymiarze górnym dla wałka, a dolnym dla otworu, jest określony jako strona „dobra“ przymiaru i powinien pod wpływem własnego ciężaru przesunąć się przez średnicę obrabianą. Jeśli ta strona przymiaru nie przesunęła się przez przedmiot, należy obrabiać dalej.

Do bardzo wielkich średnic używamy dla wałka sprawdzianu o szczękach dla obu wymiarów ustawionych z tej samej strony sprawdzianu — wymiar górny z przodu, wymiar dolny za nim. W tym wypadku przymiar nałożony na wał powinien przejść przez pierwszą parę szczęk, lecz zatrzymać się na drugiej (rys. 10). Odpowiednie sprawdziany dla otworu składają się z rączki i dwu prętów o końcach zaszlifowanych kulisto — jeden o wymiarze dolnym, drugi górnym danego otworu. Krótszy pręt powinien przejść przez otwór, przymiar ma się zatrzymać na dłuższym (rys. 11).

Obecnie coraz częściej stosuje się przymiary graniczne

nastawne, które dadzą się dowolnie nastawiać w pewnych granicach, zależnie od średnicy i rodzaju pasowania. Kaliber do wału o sworzniach, wysuwanych śrubami, przedstawia rys. 12; kaliber do otworu o sworzniach wysuwanych klinem, poruszanych śrubą, rys. 13. Przymiary graniczne nastawne dla wału obejmują zwykle zakres średnic w obrębie kilkunastu milimetrów (np. 66—77 mm). Przymiarów do otworu trzeba posiadać dla każdej średnicy dwie sztuki, po jednym dla górnej i dolnej granicy (pierwszy czerwony, drugi czarny). Taka para przymiarów może służyć tylko do jednej średnicy, ale w jej obrębie do wszystkich klas i rodzajów pasowań. Do sprawdzania przymiarów stałych i ustawiania nastawnych służą wzorce Johanssona. Są to klocki stalowe o grubości stopniowanej co tysięczne, setne, dziesiętne i całe milimetry, o powierzchniach ściśle płaskich i równoległych. Dokładność tych klocków wynosi praktycznie od 0,08 do  $4 \mu$  zależnie od wielkości i gatunku wykonania (istnieją 4 gatunki wykonania, od najdokładniejszych *AA*, potem *A*, *B*, wreszcie, dla celów warsztatowych, *C*). Złożone zespoły tych klocków wstawiamy między szczęki przymiaru nastawnego, poczem szczęki te wyregulujemy wedle klocków. Ze względu na zupełną płaskość powierzchni klocków następuje przyssanie złożonych klocków (skutkiem działania sił międzycząsteczkowych) tak silne, że do zerwania ich trzeba siły do  $7 \text{ kg/cm}^2$ . Skutkiem tak silnego przylegania zespoły, złożone nawet z bardzo wielu klocków, trzymają się mocno i wykazują tylko zupełnie nieznaczne odchyłki od sumy wymiarów klocków.

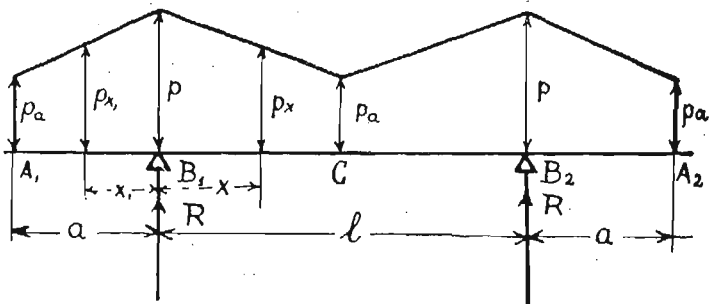
Po bliższe szczegóły odsyłam do książki inż. W. Moszyńskiego „Pasowania w przemyśle“ (Warszawa 1929, Księgarnia Techniczna).

Inż. Mieczysław Bessaga.

## Parę uwag o wpływie obciążeń ciągłych, niejednostajnie rozłożonych na ustroje statyczne.

Z obciążeniem jednostkowym ciągłym, niejednostajnie rozłożonym, spotykamy się przy obliczaniu pionowych lub ukośnych belek i płyt, narażonych na parcie wody lub ziemi. W tym wypadku obciążenie jednostkowe jest funkcją liniową odległości danego przekroju od pewnego określonego poziomu porównawczego, a zatem zmienia się podług linii prostej — obliczenie momentów i sił poprzecznych nie przedstawia większych trudności.

Inaczej rzecz się przedstawia np. z poprzecznym podkładem kolejowym, który można traktować jako belkę w 2 punktach podpartą, obustronnie wystającą „obciążoną“ od dołu niejednostajnie rozłożonym ciśnieniem żwirówki; „reakcje podporowe“ stanowią tu oddziaływania szyn. Dla obliczenia momentów zgięcia w podkładzie stosuje się najczęściej metodę Zimmermanna, który opierając się na hipotezie, że ciśnienie jednostkowe żwirówki na



Rys. 1.

podkład jest proporcjonalne do jego ugięcia, dochodzi na tej podstawie do wzorów, dosyć skomplikowanych. Nieco prostsze wzory można otrzymać, biorąc pod uwagę kilka typowych sposobów obciążenia belki obustronnie wystającej. Przedstawimy je kolejno poniżej, a mianowicie rozpatrzmy:

- I. obciążenie jednostajne;
- II. obciążenie zmienne w sposób jednostajny (podług linii prostej);
- III. obciążenie zmienne podług paraboli rzędu drugiego;
- IV. obciążenie zmienne podług sinusoidy.

Dla uproszczenia założymy, że obciążenie jednostkowe na końcach belki (punkty  $A_1$ ,  $A_2$ ) i w jej środku ( $C$ ) jest jednakowe i rośnie od tych punktów do wartości  $p_{max} = p$ , którą osiąga w punktach „podparcia“ ( $B_1$  i  $B_2$ ). Z powodu symetrii można się ograniczyć do badania jednej tylko połowy belki  $A_1 B_1 C$ .

Oznaczmy przez:

$R$  — reakcje podporowe (w wypadku podkładu oddziaływania szyn na podkład);

$a$  — długość części wystającej belki;

$l$  — odległość podpór;

$x$  — odległość przekroju, położonego na prawo od podpory (w kierunku ku środkowi belki) od punktu podparcia;

$x_1$  — odległość przekroju, położonego na lewo od podpory (na części wystającej belki) od punktu podparcia;

$p_x$  — obciążenie jednostkowe,  $\left. \begin{array}{l} Q_x \\ M_x \end{array} \right\}$  dla przekroju „ $x$ “;

$p_{x_1}$   $\left. \begin{array}{l} Q_{x_1} \\ M_{x_1} \end{array} \right\}$  takie same wielkości dla przekroju „ $x_1$ “;

$p$  — największe obciążenie jednostkowe, występujące na podporach;

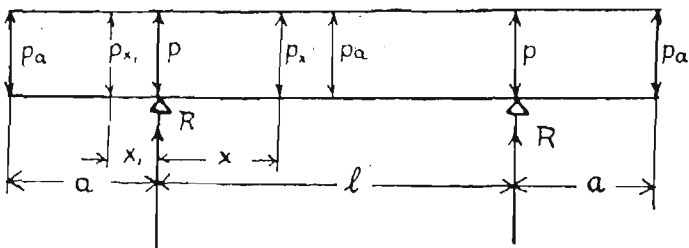
$p_a$  — najmniejsze obciążenie jednostkowe, występujące na końcach i w środku belki;



$Q_0$  – siłę poprzeczną na podporze;  
 $M_0$  – moment zgięcia na podporze;  
 $M_{l/2}$  – moment zgięcia w środku belki.

Po przyjęciu tych oznaczeń, otrzymamy dla wyżej wspomnianych sposobów obciążenia następujące wzory:

I. Obciążenie jednostajne.



Rys. 2.

$$p_a = p_{x_1} = p_a = p = \frac{2R}{2a+l}, \dots (1)$$

$$Q_{x_1} = -p(a-x_1), \dots (2)$$

$$Q_{x_1} = -\frac{2R}{2a+l}(a-x_1), \dots (2a)$$

$$M_{x_1} = -\frac{p(a-x_1)^2}{2}, \dots (3)$$

$$M_{x_1} = -\frac{R}{2a+l}(a-x_1)^2, \dots (3a)$$

$$Q_0 = -p \cdot a, \dots (4)$$

$$Q_0 = -\frac{2Ra}{2a+l}, \dots (4a)$$

$$M_0 = -\frac{p \cdot a^2}{2}, \dots (5)$$

$$M_0 = -\frac{Ra^2}{2a+l}, \dots (5a)$$

$$Q_x = -p \cdot a + R - p \cdot x, \dots (6)$$

$$Q_x = \frac{p(l-2x)}{2}, \dots (6)$$

$$Q_x = \frac{R}{2a+l}(l-2x), \dots (6a)$$

$$M_x = -p \cdot a \cdot \left(\frac{a}{2} + x\right) + Rx - p \cdot \frac{x^2}{2}, \dots (7)$$

$$M_x = \frac{p}{2}[x(l-x) - a^2], \dots (7)$$

$$M_x = \frac{R}{2a+l}[x(x-l) - a^2], \dots (7a)$$

$$M_{l/2} = \frac{p}{8}(l^2 - 4a^2), \dots (8)$$

$$M_{l/2} = \frac{R}{4}(l - 2a), \dots (8a)$$

Łatwo sprawdzić, że zachodzą zależności:

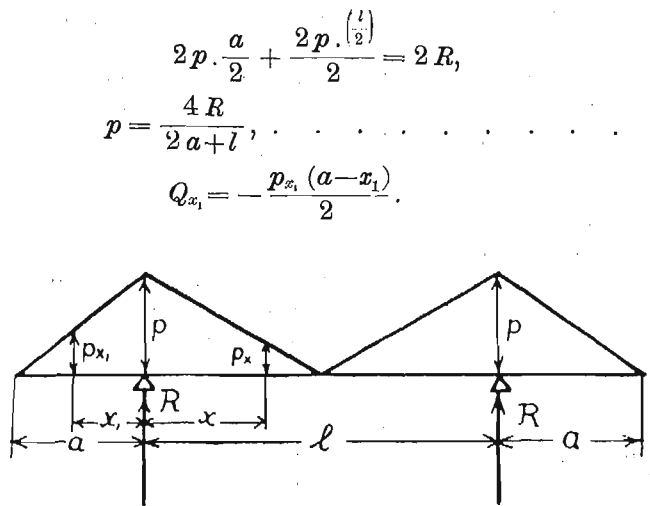
$$\frac{dM_{x_1}}{dx_1} = Q_{x_1},$$

$$\frac{dM_x}{dx} = Q_x.$$

II a) Obciążenie jednostkowe, jednostajnie zmienne od  $p_a = 0$  do  $p_{max} = p$ .

$$p_{x_1} = \frac{p(a-x_1)}{a}, \dots (9)$$

$$p_x = \frac{p(l-2x)}{l}, \dots (10)$$



Rys. 3.

$$2p \cdot \frac{a}{2} + \frac{2p \cdot \left(\frac{l}{2}\right)}{2} = 2R,$$

$$p = \frac{4R}{2a+l}, \dots (11)$$

$$Q_{x_1} = -\frac{p_{x_1}(a-x_1)}{2},$$

$$Q_{x_1} = -\frac{p(a-x_1)^2}{2a}, \dots (12)$$

$$Q_{x_1} = -\frac{2R(a-x_1)^2}{a(2a+l)}, \dots (12a)$$

$$M_{x_1} = -p_{x_1} \frac{(a-x_1)(a-x_1)}{3},$$

$$M_{x_1} = -\frac{p(a-x_1)^3}{6a}, \dots (13)$$

$$M_{x_1} = -\frac{2R \cdot (a-x_1)^3}{(2a+l) \cdot 3a}, \dots (13a)$$

$$Q_0 = -\frac{p \cdot a}{2}, \dots (14)$$

$$Q_0 = -\frac{2Ra}{2a+l}, \dots (14a)$$

$$M_0 = -\frac{pa^2}{6}, \dots (15)$$

$$M_0 = -\frac{2Ra^2}{3(2a+l)}, \dots (15a)$$

$$Q_x = -\frac{p \cdot a}{2} + R - \frac{p \cdot x}{2} - p \cdot \frac{(l-2x)}{l} \cdot \frac{x}{2},$$

$$Q_x = \frac{p(l-2x)^2}{4l}, \dots (16)$$

$$Q_x = \frac{R(l-2x)^2}{(2a+l) \cdot l}, \dots (16a)$$

$$M_x = -\frac{p \cdot a}{2} \left(\frac{a}{3} + x\right) + Rx - \frac{p \cdot x}{2} \cdot \frac{2x}{3} - \frac{p(l-2x)}{l} \cdot \frac{x}{2} \cdot \frac{x}{3},$$

$$M_x = \frac{p}{12l}(3l^2x - 2a^2l - 6x^2l + 4x^3), \dots (17)$$

$$M_x = \frac{R}{3l(2a+l)}(3l^2x - 2a^2l - 6x^2l + 4x^3), \dots (17a)$$

$$M_{l/2} = \frac{p}{24}(l^2 - 4a^2), \dots (18)$$

$$M_{l/2} = \frac{R(l-2a)}{6}, \dots (18a)$$

II b) Obciążenie jednostkowe, jednostajnie zmienne od  $p_a = \frac{p}{2}$  do  $p_{max} = p$ .

$$2 \cdot \frac{p+\frac{p}{2}}{2} \cdot a + 2 \cdot \frac{p+\frac{p}{2}}{2} \cdot \frac{l}{2} = 2R,$$

$$p = \frac{8R}{3(2a+l)}, \dots (19)$$

$$p_{x_1} = \frac{p}{2} + p',$$

$$p' = \frac{p(a-x_1)}{2a} \quad (20)$$

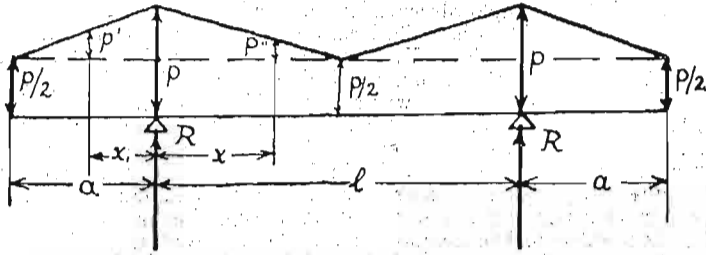
$$p_x = \frac{p}{2} + p'',$$

$$p'' = \frac{p(l-2x)}{2l} \quad (21)$$

$$Q_{x_1} = -\frac{p}{2}(a-x_1) - \frac{p'(a-x_1)}{2},$$

$$Q_{x_2} = -\frac{p}{4a}(3a^2 - 4ax_1 + x_1^2) \quad (22)$$

$$Q_{x_1} = -\frac{2R}{3a(2a+l)}(3a^2 - 4ax_1 + x_1^2) \quad (22a)$$



Rys. 4.

$$M_x = -\frac{p}{2}(a-x_1)\frac{(a-x_1)}{2} - \frac{p'(a-x_1)(a-x_1)}{2 \cdot 3},$$

$$M_{x_1} = -\frac{p(a-x_1)^2(4a-x_1)}{12a} \quad (23)$$

$$M_{x_1} = -\frac{2R(a-x_1)^2(4a-x_1)}{9a(2a+l)} \quad (23a)$$

$$Q_0 = -\frac{3p \cdot a}{4} \quad (24)$$

$$Q_0 = -\frac{2Ra}{2a+l} \quad (24a)$$

$$M_0 = -\frac{p \cdot a^2}{3} \quad (25)$$

$$M_0 = -\frac{8 \cdot R \cdot a^2}{9 \cdot (2a+l)}(3l - 8xl + 4x^2) \quad (25a)$$

$$Q_x = -\left(\frac{p}{2} + p\right) \cdot \frac{a}{2} + R - \frac{p}{2} \cdot x - \frac{p}{2} \cdot \frac{x}{2} - \frac{p'' \cdot x}{2},$$

$$Q_x = \frac{p}{8l}(3l^2 - 8xl + 4x^2) \quad (26)$$

$$Q_x = \frac{R}{3l(2a+l)}(3l^2 - 8xl + 4x^2) \quad (26a)$$

$$M_x = -\frac{pa}{2}\left(\frac{a}{2} + x\right) - \frac{p}{2} \cdot \frac{a}{2}\left(\frac{a}{3} + x\right) + R_x - \frac{p \cdot x \cdot x}{2 \cdot 2} -$$

$$- \frac{p}{2} \cdot \frac{x}{2} \cdot \frac{x}{3} - \frac{p'' \cdot x \cdot x}{2 \cdot 3},$$

$$M_x = \frac{p}{24l}(4x^3 - 12x^2l + 9l^2x - 8a^2l) \quad (27)$$

$$M_x = \frac{R}{9l(2a+l)}(4x^3 - 12x^2l + 9l^2x - 8a^2l) \quad (27a)$$

$$M_{l_1} = \frac{1}{12}p(l^2 - 4a^2) \quad (28)$$

$$M_{l_1} = \frac{2R}{9}(l - 2a) \quad (28a)$$

(C. d. n.).

## Wiadomości z literatury technicznej. Drogi żelazne.

— **Polskie koleje Państwowe w r. 1928.** Długość linii normalnotorowych w dniu 31 grudnia 1928 wynosiła 17.227 km, zatem w stosunku do r. 1927 zwiększyła się o 43 km. Przeciętna długość eksploatacyjna w r. 1928 wynosiła 17.208 km, w tej liczbie 5.143 km linii dwutorowych.

Przeciętny dzienny ilostan taboru na P. K. P.: parowozów w ogóle 5.215 (w r. 1927: 5.223), na 100 km przeciętnej długości eksploatacyjnej 30,3 (30,5), wagonów osobowych, pocztowych i bagażowych w ogóle 11.941 (11.653), wagonów towarowych w ogóle 144.652 (136.846).

Z przeciętnego ilostanu taboru było parowozów w naprawie 1.206 t. j. 23,1% (w r. 1927: 1.240 t. j. 23,7%), wyłączonych z ruchu 746 t. j. 14,3% (911 t. j. 17,5%) czynnych 3.260 t. j. 62,6% (3.072 t. j. 58,8%) wagonów osobowych, pocztowych i bagażowych w naprawie 1.384 t. j. 11,6% (1.489 t. j. 12,8%), wyłączonych z ruchu 533 t. j. 4,6% (593 t. j. 5,1%), czynnych 10.004 t. j. 83,8% (9.571 t. j. 82,1%), wagonów towarowych w naprawie 11.920 t. j. 7,8% (12.651 t. j. 9,2%), wyłączonych z ruchu 15.318 t. j. 10,5% (12.835 t. j. 9,4%), czynnych 118.044 t. j. 81,7% (111.360 t. j. 81,4%).

Ilostan parowozów w porównaniu z r. 1927 zmniejszył się nieco, natomiast wzrósł ilostan wagonów.

Ilość pracowników w r. 1928 zmniejszyła się w porównaniu z r. 1927 i wynosiła 159.670 pracowników stałych (1927: 162.883). Na 1 km długości linii przypada 9,97 (9,50).

Ilość osób przewiezionych w r. 1928 wynosiła 174.358.563 (159.385.853).

Dochód z przewozu osób i bagażu wyniósł 387.057.845 zł. (330.882.626 zł.). Ilość ton przewiezionych wynosiła 81.412.213 (64.838.929). Dochód z przewozu towarów wyniósł 969.955.692 zł. (890.170.097 zł.).

Ilość wagonów naładowanych na liniach własnych wynosiła 5.412.360 (4.958.113), przyjętych od kolei obcych 599.303 (610.280).

Dochody wynosiły razem 1.480.617 zł. (1.341.523 zł.), wydatki 1.283.823 zł. (1.099.969 zł.). Nadwyżka dochodu wynosiła 196.794 tys. zł. (284.554 tys. zł.). Współczynnik eksploatacji daje 86,07 zł. (84,99 zł.).

Wpływy wzrosły w r. 1928 o 10,3% w porównaniu z r. 1927, jednakowoż wzrosły i wydatki o 17,6%, a to wskutek powiększenia wynagrodzenia personelu, wzrostu cen materiałów i t. p. (*Inżynier Kolejowy* 12/1929).

— **Koleje węgierskie** liczyły z końcem r. 1914 — 22.627 km. Układ pokojowy w Trianon zostawił przy Węgrach tylko 8.200 km, a mianowicie 3.191 km kolei państwowych, 4.115 km kolei prywatnych pod zarządem państwa i 894 km kolei prywatnych pod zarządem własnym.

Węgierskie koleje państwowe przydzielone są do Ministerstwa handlu i na czele ich jest Dyrekcja (Budapeszt VI Andrassy ut. 73/75), z prezydentem i siedmioma dyrektorami dla siedmiu Sekcji. Pierwsza Sekcja ma pod sobą ogólny zarząd, druga finanse, trzecia handlowość, czwarta budowę i utrzymanie kolei, piąta służbę trakcyjną i warsztatów, szósta ruch, a siódma zasoby materiałów.

Dyrekcji podlega sześć kierownictw ruchu w Budapeszcie, Miskolcu, Debreczynie, Szegecie, Szombately i Pécs.

Każde z kierownictw ruchu posiada pięć oddziałów, a mianowicie: sekretariat ze sprawami personalnymi i ogólnym zarządem, budowa i utrzymanie, ruch ze służbą handlową, woźnictwo, rachunkowość.

Podwładnymi organami kierownictw ruchu są stacje, parowozownie, Sekcja budowy i utrzymania, składy materiałów i warsztaty.

Personal kolejowy składa się z 59.800 głów, z tego 30.800 etatowych i 28.500 robotników (12.050 stałych i 16.450 sezonowych).

Samych pensjonistów t. j. emerytów, wdów i sierot liczą koleje węgierskie 36.622. (*Organ f. d. Fortschritte des Eisenbahnwesens* 20/9 1929).

## RECENZJE I KRYTYKI.

„Podręcznik żelbetnictwa“ Empergera tom I wydanie 4. Berlin 1930.

Znane wielkie dzieło „Podręcznik żelbetnictwa“ wychodzi już w czwartym wydaniu. Tom I, który się ukazał na pułkach księgarskich zawiera historyczny rozwój żelbetnictwa, doświadczenia i teorię. Wydanie to jest zupełnie przerobione, zmieniono też przeważnie autorów.

Dział pierwszy: zasady rozwoju żelbetnictwa opracował znany profesor Foerster. Zamiast trzech następnych działów o doświadczeniach opracowanych w 3 wydaniu przez Grafa, Thulliego i Kleinogla widzimy w czwartym wydaniu tylko jeden dział, opracowany przez Grafa. Zamiast piątego i szóstego działu opracowanych w 3 wyd. przez Melana i Berrera widzimy jeden dział: teorię żelbetu, opracowaną przez prof. Domkego. Wszystkie te działy znacznie skrócono, odwołując się często do trzeciego wydania tak że gdy 3 wyd. miało 800 stron czwarte tylko 585.

W pierwszym rozdziale uderza nas ciekawe spostrzeżenie, że Foerster opuścił portrety wszystkich pionierów żelbetu, którzy nie byli Niemcami a więc Hyatta, Coigneta, Moniera.

Znany profesor Graf ze Stuttgartu opracował rozdział drugi o wynikach doświadczeń, przyczem przytacza on prawie wyłącznie doświadczenia wykonane przez siebie, o innych znajdujemy tylko wzmianki w odsyłaczach. O słupach mówi bardzo mało a dochodzi do wniosku, że udźwignie słupa żelbetowego równa się sumie udźwignie betonu i wkładek żelaznych. Graf i Domke opierają się tylko i omawiają przepisy żelbetowe niemieckie, nie wspominając nic o innych. O wyobczeniach nie przytacza żadnych doświadczeń, twierdząc, że da się tu zastosować wzór Eulera. Szerzej omawia on doświadczenia z betonowymi ciosami podporowymi i przemawia przeciw uzbrojeniu ciosów.

Ciekawe są wyniki doświadczeń z belkami lub płytami gdy część ciśnioną zrobimy z cegieł, betonu lub szkła. Z powodu różnicy współczynnika sprężystości, otrzymujemy dla szkła znacznie większe naprężenie niż dla betonu, należy przyjmować przytem  $n = 3$ . Dodane są obecnie doświadczenia z rurami żelbetowymi i co do działania prądów elektrycznych na żelbet.

Trzeci rozdział, o teorii żelbetu opracował prof. Domke. Udowadnia on że przy zagięciach prętów żelaznych należy przyjąć  $r = 10$  do  $15 \delta$ , zastanawia się szczegółowo nad obliczeniem podstawy słupa. Autor przy obliczeniu potrzebnego  $F_z$  podaje wzory przybliżone ale nie dość dokładne a nie zamieszcza tablic, ustawia wzory dla przybliżonego ciężaru płyt. Przy belkach kątowych robi on słuszną uwagę, że belki narożne z powodu połączenia z innymi mogą się tylko pionowo ugiąć. Przy obliczeniu przyczepności oświadczą się przeciw przyjęciu idealnej belki kratowej, omawia projektowanie i obliczanie belki ramowej. W rozdziale o statyce żelbetu omawia autor szczegółowo obliczenie belek ciągłych i ram. podaje dokładne i przybliżone sposoby. Dzieło całe zasługuje na dokładne przestudjowanie.

Dr. M. Thullie.

## BIBLIOGRAFJA.

Książki nadesłane. „Rzeczpospolita Polska — Atlas Statystyczny“. Warszawa 1930. Nakładem Gł. Urzędu Statystycznego Rzecz. Polskiej.

„Statystyka Naftowa 1929“ Nr. 1, zeszyt. I. Warszawa-Borysław-Lwów. Cena 2 zł. Wydawnictwo Karpackiej Stacji Geologicznej.

Wykaz dzieł nabytych przez Bibliotekę Politechniki w I kwartale r. 1929. (Ciąg dalszy).

V. *Technologie mechaniczna, budowa maszyn i elektrotechnika.*

125. Kropiwnicki E. Własności wełn krajowych i rezultaty zastosowania ich do wyrobu tkanin wojskowych. Warszawa 1928.

St. 47. Tb. 3. — 126. Spaček S. Život a práce u Forda. Praha 1928. St. 997. — 127. The Iron Age. New-Yor. — 128. Burzyński S. Podstawy radjotechniki. Warszawa 1927. St. 51. — 129. Burzyński S. Anteny. Warszawa 1927. St. 43. Tb. 2. — 130. Burzyński S. Cewki i kondensatory. Warszawa 1927. St. 37. Tb. 2. — 131. Burzyński S. Odbiorniki kryształkowe. Warszawa 1927. St. 30. — 132. Boguszewski R. 17 radjoodbiorników dla amatorów. Warszawa. 1926. St. 44. 133. Ostertag P. Die Entropie-Diagramme der Verbrennungsmotoren einschliesslich der Gasturbine. 2 Aufl. Berlin 1928. St. 78. — 134. Jakob M. 1. Der Wärmeübergang beim Kondensieren von Heiss- u. Satttdampf. 2. Die Verdampfungswärme des Wassers und das spezifische Volumen von Satttdampf für Temperaturen bis 210 C. Berlin 1928. St. 19. Tb. 1. — 135. Schwarz O. Zugfestigkeit und Härte bei Metallen. Berlin 1929. St. 34. — 136. Lomonosoff G. Lokomotivversuche in Russland. Berlin 1926. St. 300. Tb. 3. — 137. Lomonosoff G. Die Diesel-elektrische Lokomotive. Berlin 1924. St. 186. — 138. Arnold H. and Faurote F. Ford Methods and the Ford Shops. New York 1919. St. 440. — 139. Jakob M. u. Kretschmer F. Die Durchflusszahlen von Normaldüsen und Normalstaurändern für Rohrdurchmesser von 100 bis 1000 mm. Berlin 1928. St. 35. — 140. Schäfer R. Rostfreie Stähle. Berlin 1928. St. 342. — 141. Getriebe und Getriebemodelle. Berlin 1928. St. 192. — 142. Silnik Gnome-Rhone Jupiter 420 K. M. Warszawa 1928. St. 131. Tb. 13. — 143. Schmidt F. Die Dampffördermaschinen. Berlin 1927. St. 291. — 144. Förster E. Die elektrischen Fördermaschinen. Berlin 1923. St. 154. Tb. 1. — 145. Friedrich H. Evolventenverzahnung. Berlin 1928. St. 77. — 146. The Welding Engineer. Published monthly. Chicago. — 147. Wrażej W. Naprężenia wewnętrzne objętościowe. Lwów 1928. St. 59. — 148. Sisco F. and Kriz S. Das. Elektrostaahlverfahren. Berlin 1929. Se. 291. — 149. Seiliger M. Kompressorlose Dieselmotoren und Semidieselmotoren. Berlin 1929. St. 296. — 150. Christian M. Begrenzung der Leistungssteigerung der schnelllaufenden Verbrennungsmaschine durch den Steuervorgang. Berlin 1929. St. 19. 151. Hausfelder L. Die kompressorlose Dieselmachine. Berlin 1928. St. 383. — 152. Lomonosoff G. Diesellokomotiven. Berlin 1929. St. 304. Tb. 3. — 153. Schmidt F. Der indizierte Wirkungsgrad der kompressorlosen Dieselmachine. Berlin 1929. St. 22. — 154. Bonder J. et Szymański P. Sur le multiplan en tandem. Warszawa 1928. St. 72. — 155. Brobeck F. u. F. Modell- und Modellplattenherstellung für die Maschinenformerei. Berlin 1929. St. 55. — 156. Telefunken. Ges. f. drahtl. Telegraphie. Berlin. — 157. Richter O. u. Voss R. Bauelemente der Feinmechanik. Berlin 1929. St. 576. — 158. Seiliger M. Graphische Thermodynamik und Berechnen der Verbrennungs-Maschinen und Turbinen. Berlin 1922. St. 250. — 159. Przeliczanie wyczynów samolotów. Warszawa 1929. St. 48. Tb. 3. 160. Rybicki A. Projekt lokomotywy uniwersalnej konstrukcji inż. A. Rybickiego. Katowice 1927. St. 26. Tb. 11. — 161. Friedmann's Injektor Taschenbuch. Wien 1929. St. 200. Tb. 2. — 162. Jaskólski T. Oscylografy katodowe. Warszawa 1929. St. 10. — 163. Castex A. Accumulateurs électriques. Paris 1927. St. 296. — 164. Kluge H. Kraftwagen u. Kraftwagenverkehr. Karlsruhe 1928. St. 32.

(C. d. n.).

## RÓŻNE SPRAWY.

— Drogowy preliminarz budżetowy Austrii na r. 1930 wynosi kwotę 36,640.000 Sh. (45.8 mil. zł.). Bardzo ciekawe jest zestawienie odnoszące się do rocznego wzrostu tego działu. Przy stałej i niezmienniej długości dróg 4.000 km wyniosły wydatki drogowe:

w r. 1923 . . . . .	2,893.185 Sh.
1924 . . . . .	3,798.000 „
1925 . . . . .	8,480.000 „
1926 . . . . .	11,820.000 „
1927 . . . . .	17,957.000 „
1928 . . . . .	31,500.000 „
1929 . . . . .	33,380.000 „
preliminarz 1930 . . . . .	36,640.000 „

przyczem wydatki personalne są osobno preliminowane.

Wydatki na r. b. mają podział następujący:

1. Utrzymanie 4.000 km . . . . .	14,750.000 Sh.
2. Inwestycje drogowe (mosty, budynki drożnicze i maszyny robocze) . . . . .	10,890.000 „
3. Przebudowa jezdni na typy nowoczesne . . . . .	11,000.000 „
Razem . . . . .	36,640.000 Sh.

Wynika z tego, iż normalne koszta utrzymania 1 km dróg zwykłych preliminarz się na 3.700 Sh. (4.625 zł.). Nic dziwnego na tle tych cyfr, iż stan dróg austriackich polepsza się wybitnie z roku na rok.

E. B.