FRANCISZEK JAN LANGIER
STUD. POLITECHNIKI LWOWSKIEJ

NOMOGRAMY MECHANIKA

LWÓW 1925
SKŁADY GŁÓWNE: WARSZAWA, — KSIĘGARNIA TECHNICZNA
KRAKÓW, — GEBETHNER I WOLFF

ODBITO W DRUKARNI „DZIENNIKA POLSKIEGO“ WE LWOWIE, ULICA CICHA 5. — TELEFON NR. 283.
KLISZE Z ZAKŁADU „HELIOS“ CWAK, LWÓW

FRANCISZEK JAN LANGIER
STUD. POLITECHNIKI LWOWSKIEJ

NOMOGRAMY MECHANIKA

LWÓW 1925
SKŁADY GŁÓWNE: WARSZAWA, -- KSIĘGARNIA TECHNICZNA
KRAKÓW, – GEBETHNER I WOLFF

ODBITO W DRUKARNI „DZIENNIKA POLSKIEGO“ WE LWOWIE, ULICA CICHA 5. — TELEFON NR. 283.
KLISZE Z ZAKŁADU „HELIOS“ CWAK, LWOW

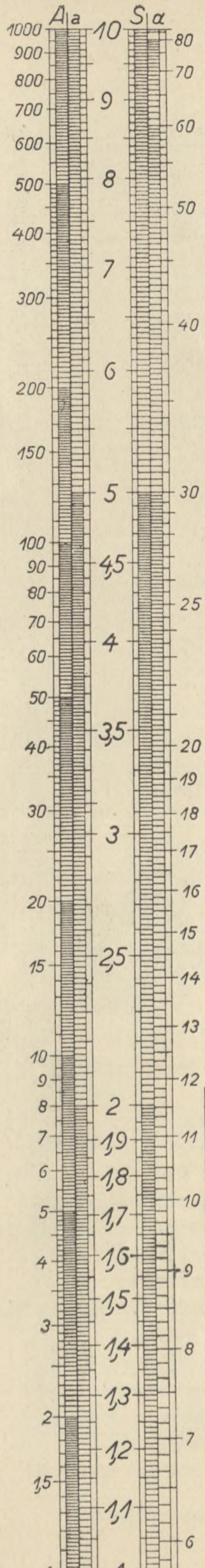
PRZEMYSŁOWI POLSKIEMU

PRACĘ TĘ POŚWIĘCAM

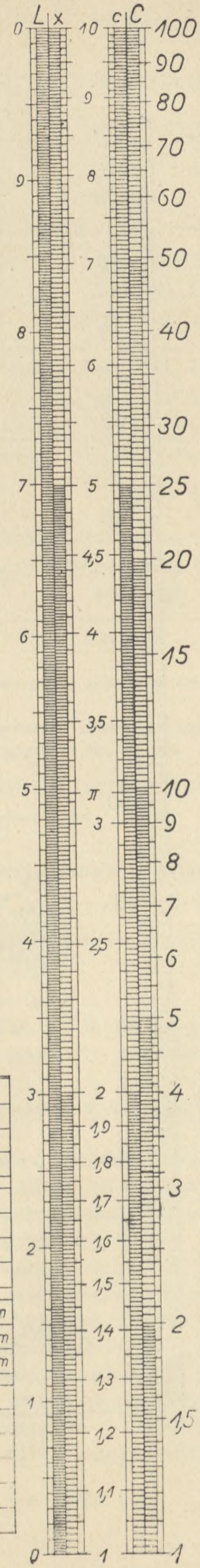
Panu E. T. Geislerowi, Profesorowi Politechniki Lwowskiej i Bojownikowi w imię Przemysłu Polskiego za cenne rady i wskazówki — jakiemi mię darzył przy układaniu tej pracy — serdecznie dziękuję.

AUTOR.

SPIS RZECZY.

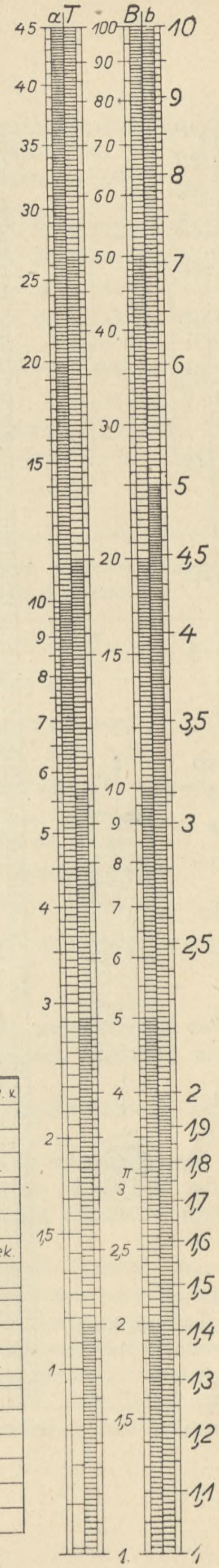


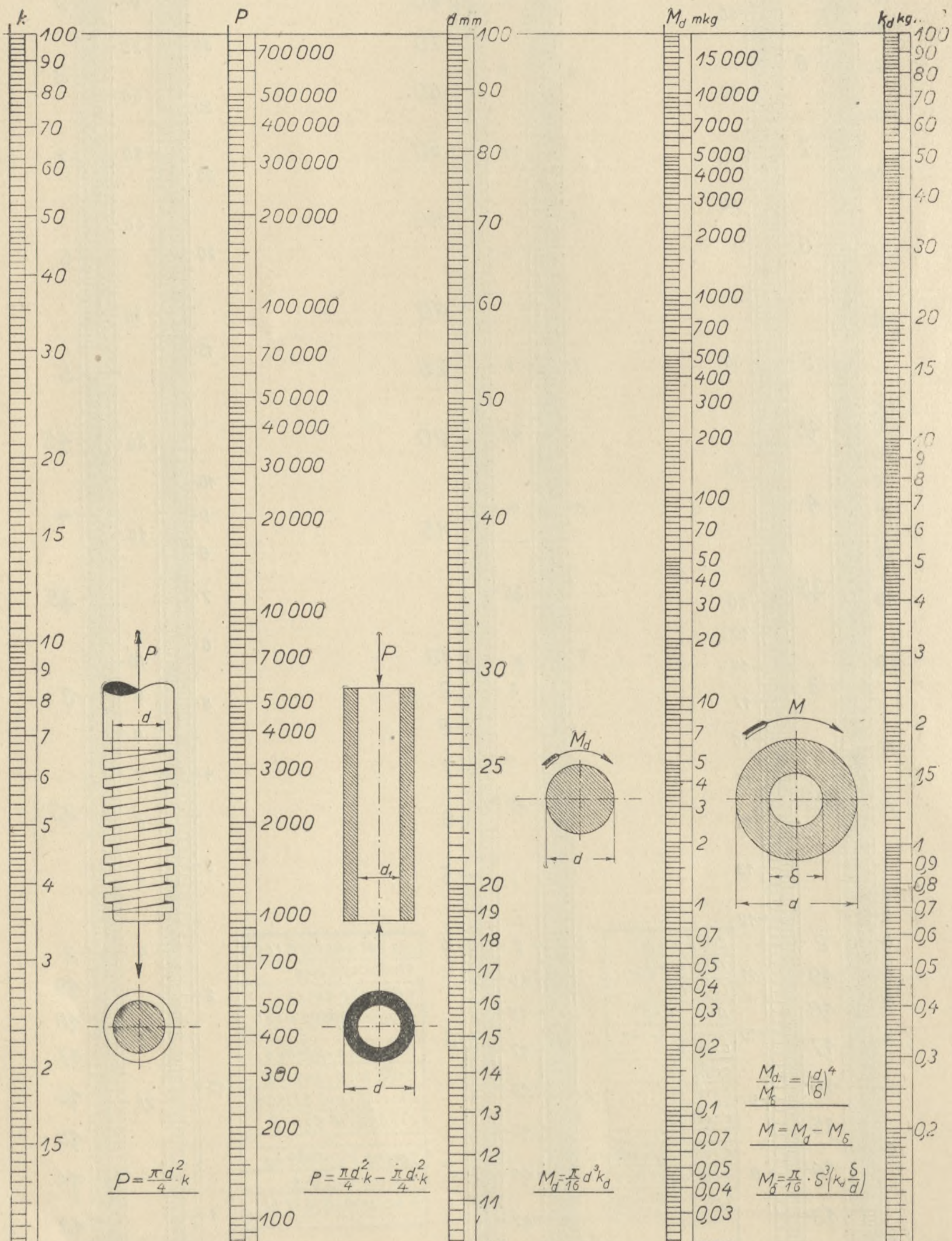
Sinus $\alpha = \frac{1}{10} S$
Tang. $\alpha = \frac{1}{100} T$
Log. $x = L$
$A = a^3 \quad B = b^2$
$c = \sqrt{a \cdot b}$
$c = \sqrt[6]{A} \cdot \sqrt{b}$
$c = \sqrt{a} \cdot \sqrt[4]{B}$
$c = \sqrt[6]{A} \cdot \sqrt[4]{B}$
1 inch = 25,4 mm
1 foot = 30,48 cm
1 yard = 91,44 cm



Log nat. x = 2,3026 Log. x	
1 Kal. = 427 mkg	
1 HP = 632 Kal./h	
1 Joule = 0,00024 Kal.	
$C = a \cdot b$	$e = 2{,}71828$
$C = \sqrt[3]{A} \cdot b$	$\pi = 3{,}14159$
$C = a\sqrt{B}$	g = 9,81 m.Sek.
$C = \sqrt[3]{A}\sqrt{B}$	$\alpha^{\circ} = 57{,}3\ \widehat{\alpha}$
1 pound = 0,45359 kg	
1 ounce = 28,35 g	
1 boushel = 0,3637 hl.	

NOM. 1.




k
P
d mm
M_d mkg
k_d kg
$P=\frac{\pi d^2}{4}k$
$P=\frac{\pi d^2}{4}k-\frac{\pi d_1^2}{4}k$
$M_d=\frac{\pi}{16}d^3k_d$
$\frac{M_d}{M_\delta}=\left(\frac{d}{\delta}\right)^4$
$M=M_d-M_\delta$
$M_\delta=\frac{\pi}{16}\cdot\delta^3\left(k_d\frac{\delta}{d}\right)$

NOM. 2. NOM. 3.

Natężenia dopuszczalne w kg/mm^2.

Rodzaj wytrzymałości i obciążenia		Żel. pudl.		Żel. zlewne		Stal osiowa	Stal zlewna		Stal sprężynowa węglista		Stal sprężynowa chr.-krz.		Odlew stalowy		Stal Martin.		Stal tyglowa		Stal niklowa		Stal chr.nikl.		Mosiądz	Bronz	Fosforbronz	Aluminium
		od	do	od	do		od	do	nieh	hart	od	do	od	do	od	do	od	do	od	do	od	do				
Ciągnienie	I	9	12	12	15	15	15	21	36	60	36	42	12	15	12	18	12	24	15	21	24	45	3,3	6	12	3
Ciśnienie	II	6	8	8	10	10	10	14	24	40	24	28	8	10	8	12	8	16	10	14	16	30	2,2	4	8	2
Zginanie $k_z - k - k_b$	III	3	4	4	5	5	5	7	12	20	12	14	4	5	4	6	4	8	5	7	8	15	1,1	2	4	1
Ścinanie	I	4,5	6	6	7,5	7,5	7,5	10,5	18	30	18	21	6	7,5	6	9	6	12	7,5	10,5	12	22,5	1,65	3	6	1,5
Skręcanie	II	3	4	4	5	5	5	7	12	20	12	14	4	5	4	6	4	8	5	7	8	15	1,1	2	4	1
$k_s - k_d$	III	1,5	2	2	2,5	2,5	2,5	3,5	6	10	6	7	2	2,5	2	3	2	4	2,5	3,5	4	7,5	0,55	1	2	0,5

TAB. I.

Rodzaj wytrzymałości i obciążenia		Żeliwo od	Żeliwo do
Ciągnienie	I	3	4,5
Ścinanie	II	2	3
Skręcanie $k_z - k_s - k_d$	III	1	1,5
Zginanie k_b	I	4,5	6
	II	3	4
	III	1,5	2
Ciśnienie k	I	12	15
	II	8	10

TAB. II.

Znaczenie podziałek P i k w Nom. 2, gdy średnica przekroju kołowego czytana jest na skali d w mm.	
P	k
Powierzchnia koła — w mm^2	dla $k = 1$
Ciągnienie, ciśnienie, ścinanie prętów okrągłych — siła tłokowa — w *kg*	dla ciśnienia k kg/mm^2 — ew. k kg/cm^2, gdy d w *cm*.
Ciężar 1 m. b. pręta — w *gr*	k = ciężar gatunkowy w $gr./cm^3$.
Objętość walca — w cm^3	k = długość walca w *m* ew. w *cm*, gdy d w *cm*.
Przepływ cieczy — w cm^3/sek.	szybkość przepływu k *m/sek.*

TAB. III.

Indeksy: I, II, III, w Tab. I i II oznaczają obciążenia: stałe, zmienne od 0 do max. i zmienne od — max. do + max. Dla pośrednich sposobów obciążenia stosować wartości pośrednie.

Przez zahartowanie wzrasta wytrzymałość stali niklowej, chromo-niklowej i chromo-krzemowej o 100%.

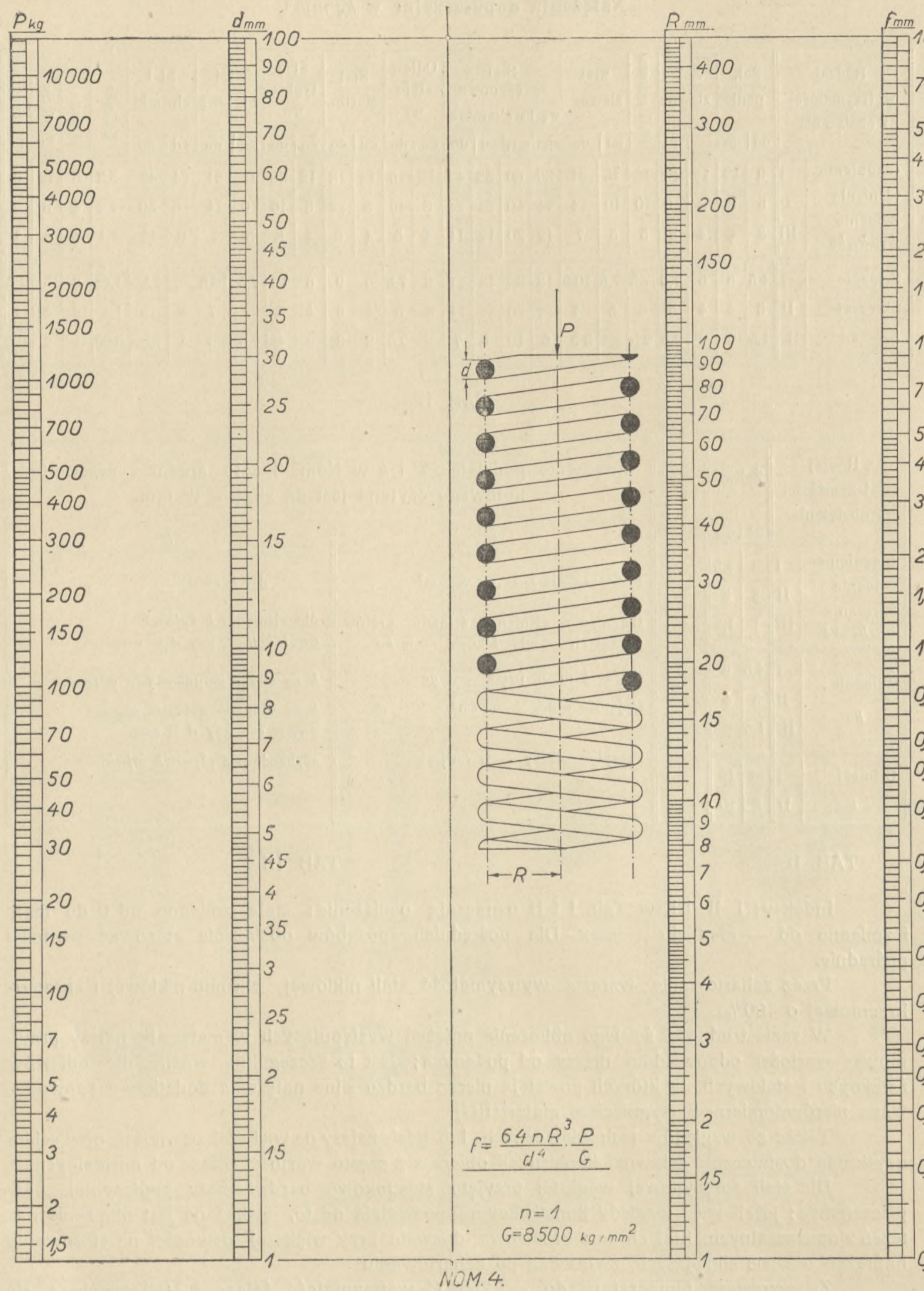
W razie trudności ścisłego obliczenia natężeń występujących w materjale należy przyjmować wartości odpowiednio niższe od podanych; jest to szczególnie ważne dla odlewów żeliwnych i stalowych, w których powstają nieraz bardzo silne natężenia dodatkowe spowodowane nierównomiernem stygnięciem materjału [1]).

Także ze względów technologicznych, lub gdzie zależy na większej pewności, oraz celem uzyskania dostatecznie sztywnej konstrukcji obiera się często wartości niższe od normalnych.

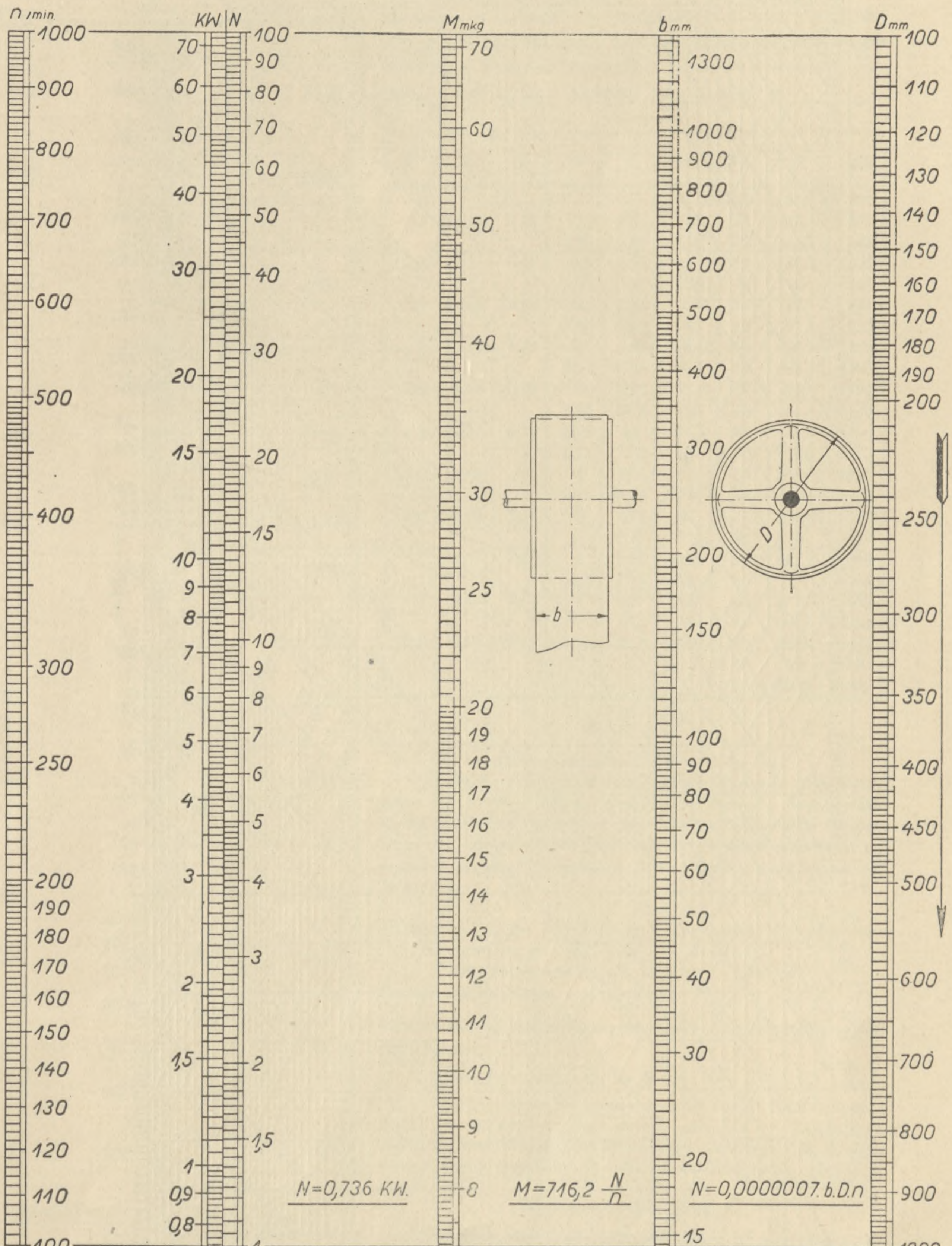
Dla stali sprężynowej węglistej przyjęto stosunkowo bardzo mały spółczynnik bezpieczeństwa; jeżeli więc względy konstrukcyjne pozwalają na to, wskazane jest obniżenie natężeń dopuszczalnych. Stal chromo-krzemowa dozwala przy większej pewności na stosowanie naprężeń o wiele silniejszych, zwłaszcza po zahartowaniu.

Ze wzrostem temperatury do ~ 250° C wytrzymałość żelaza i stali zwiększa się kosztem ciągliwości, poczem szybko zaczyna spadać [2]).

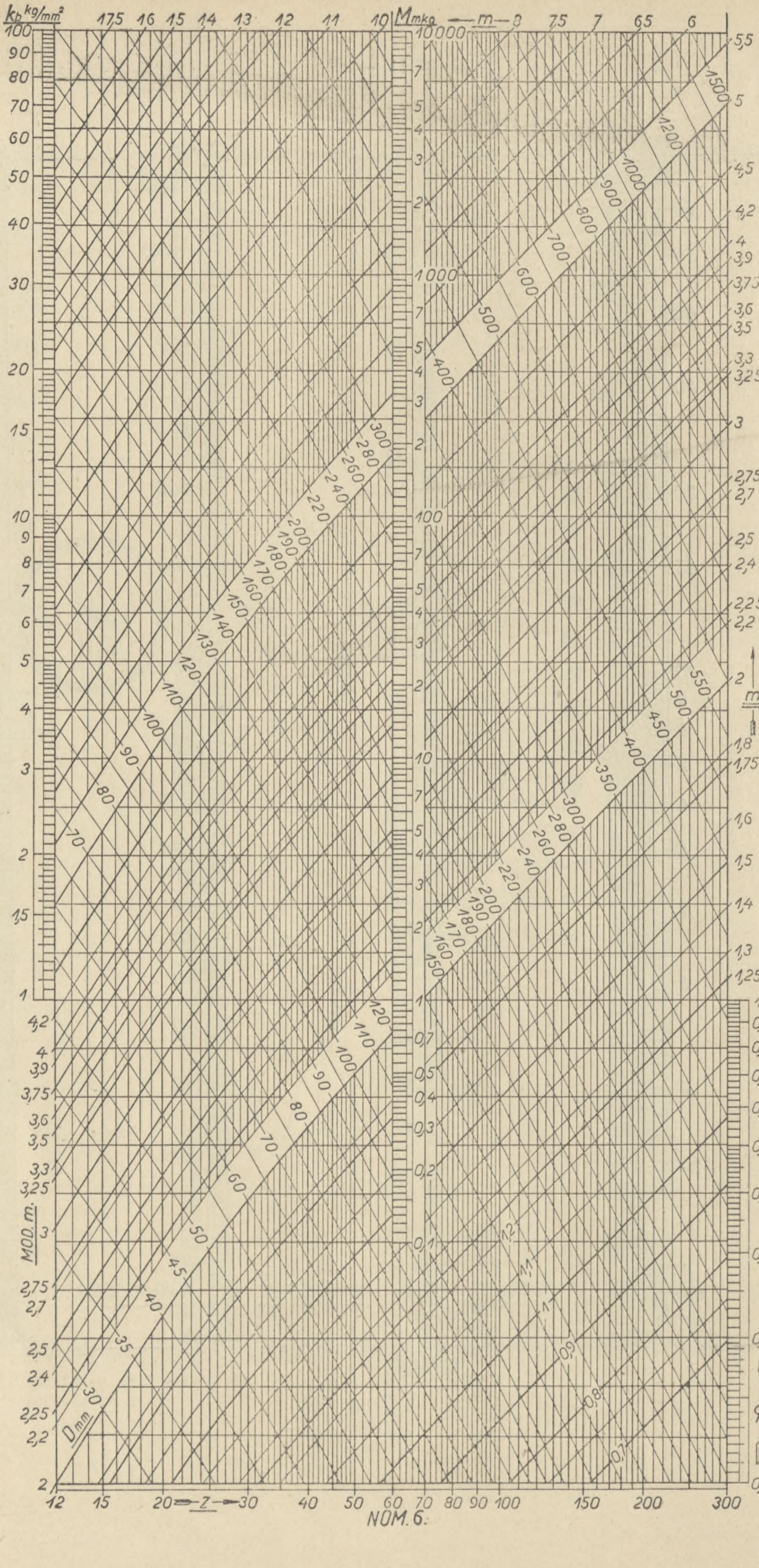
[1]) Anczyc, Żelazo r. 1923. — [2]) p. „Hütte" t. I.


P kg
10000 7000 5000 4000 3000 2000 1500 1000 700 500 400 300 200 150 100 70 50 40 30 20 15 10 7 5 4 3 2 1,5
d mm
100 90 80 70 60 50 45 40 35 30 25 20 15 10 9 8 7 6 5 45 4 35 3 25 2 15 1
R mm
400 300 200 150 100 90 80 70 60 50 40 30 20 15 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1,5 1
f mm
100 70 50 40 30 20 15 10 7 5 4 3 2 1,5 1 0,7 0,5 0,4 0,3 0,2 0,15 0,1 0,07 0,05 0,04 0,03 0,02 0,01
P
d
R
$f = \frac{64 n R^3}{d^4} \cdot \frac{P}{G}$
n = 1
G = 8500 kg/mm²

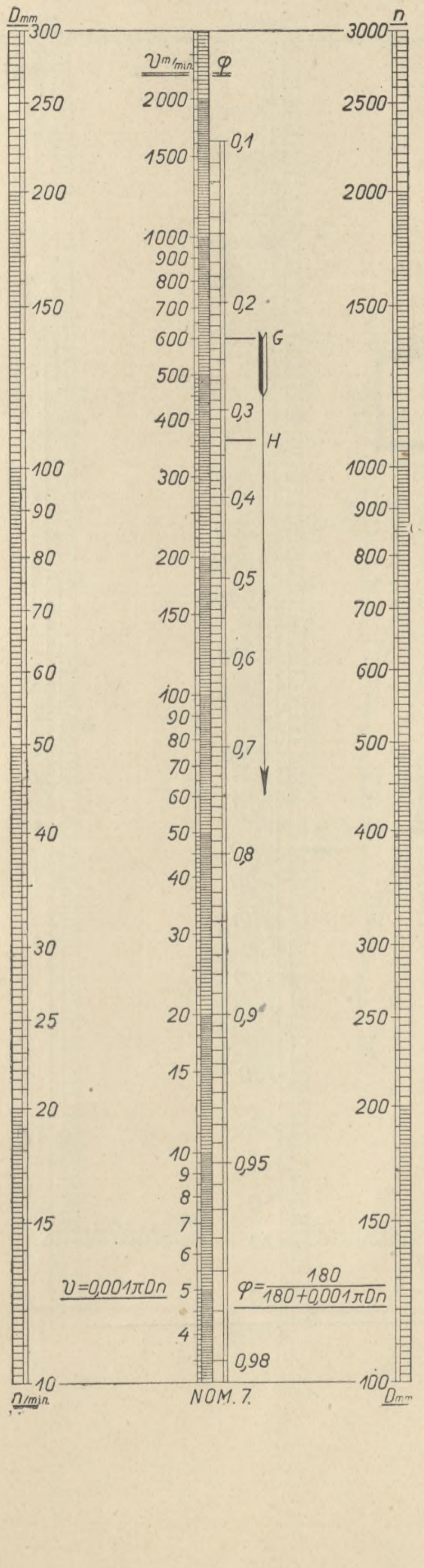
NOM. 4.



NOM. 5.



NOM. 6.



Moduły *m* według D. I. N. (Deutsche Industrie-Normen) z r. 1923 — podziałki *t* w mm i wartości siły *p* dla zębatki, przy której w zębie ewolwentowym 15^0-ym, o długości normalnej $b = 10$ modułom występuje natężenie 1 kg/mm² (wg. Lewis'a).

m	*t*	*p*	*m*	*t*	*p*	*m*	*t*	*p*
						10	31,4	390
0,3	0,942	0,35	1	3,14	3,9	11	34,5	472
			1,25	3,93	6,08	12	37,7	562
0,35	1,1	0,47	1,5	4,71	8,77	13	40,8	660
			1,75	5,5	11,9	14	44	765
0,4	1,255	0,62	2	6,28	15,6	15	47,1	877
			2,25	7,06	19,7	16	50,3	999
0.45	1,413	0,79	2,5	7,85	24,4	18	56,5	1262
			2,75	8,65	29,4	20	62,8	1560
0,5	1,57	0,97	3	9,42	35,1	22	69,1	1890
			3,25	10,2	41,3	24	75,4	2240
0,55	1,727	1,18	3,5	11	47,7	27	84,8	2850
			3,75	11,8	55	30	94,2	3510
0,6	1,885	1,4	4	12,55	62	33	103,6	4250
			4,5	14,13	79	36	113	5070
0,65	2,04	1,64	5	15,7	97	39	122,5	5920
			5,5	17,27	118	42	132	6850
0,7	2,2	1,91	6	18,85	140	45	141,3	7900
			6,5	20,4	164	50	157	9700
0,8	2,51	2,49	7	22	191	55	172,7	11800
			8	25,1	249	60	188,5	14000
0,9	2,83	3,16	9	28,3	316	65	204	16400
						70	220	19100
						75	235,5	21900

TAB IV.

Dla zębatki dopuszczalna siła $P = p. k_b.$ kg.

Moduły wypisane drobnym drukiem stosować tylko wyjątkowo. — Krzywe stałych modułów w Nom. 6. wyciągnięte cienkiemi linjami mogą być użyte tylko dla modułów 10 razy większych lub mniejszych wg. Tab. IV. — Skala momentów na wykresie zmienia się przytem 1000 krotnie, zaś średnice kół 10-krotnie.

Średnica podziałowa koła $D = m. z$ mm (moduł × ilość zębów)

„ zewnętrzna „ $D_z = m\ (z + 2)$ mm

„ koła podstawowego $D_w = m\ (z - 2{,}32)$ mm

Normalna długość zęba $b = 10\ m$ mm

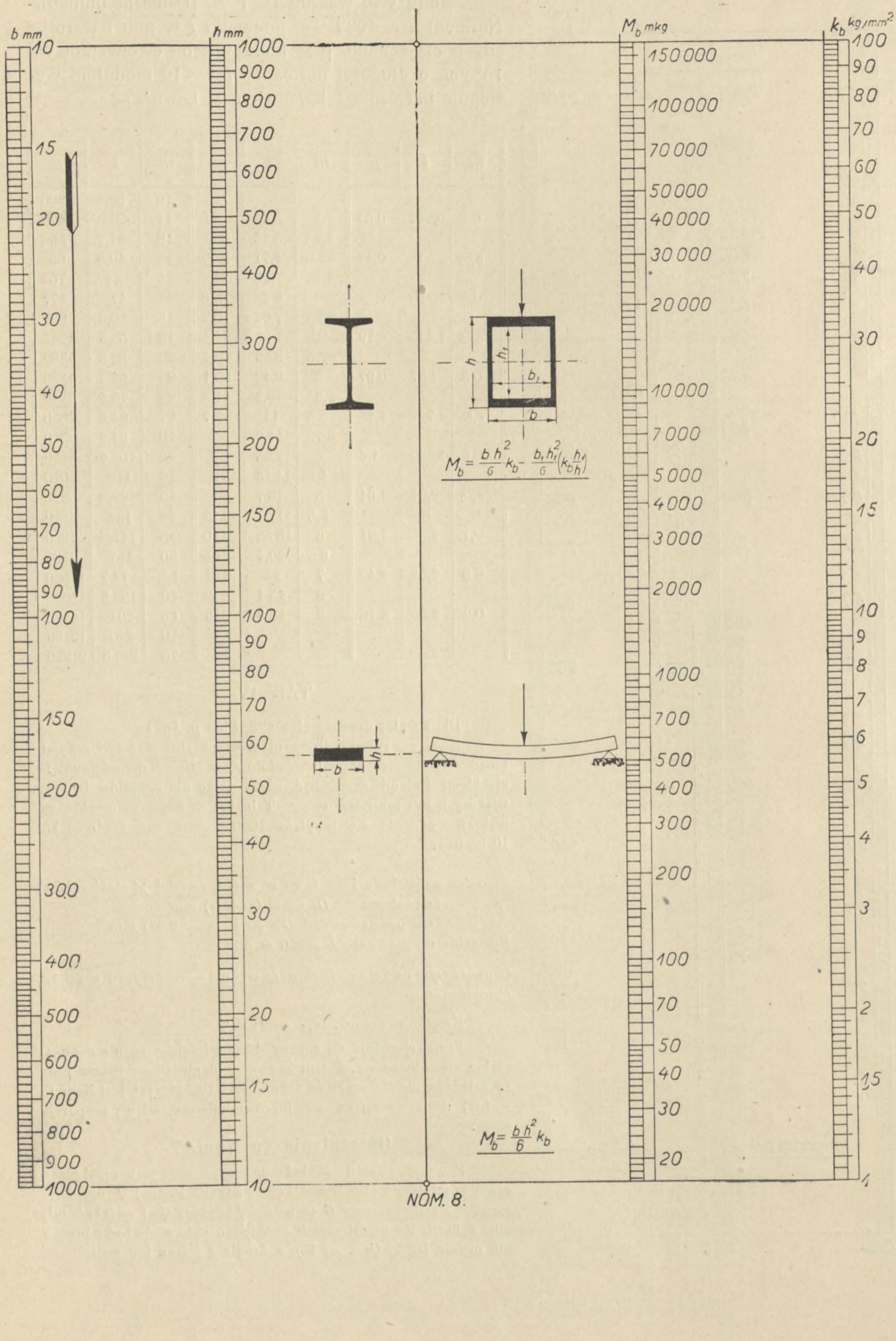
Grubość zęba na kole podziałowem wynosi $\frac{t}{2}$ w przypadku zębów obrobionych.

Natężenie zreduk. $k_{zr} = k_{b\,1}. \varphi$

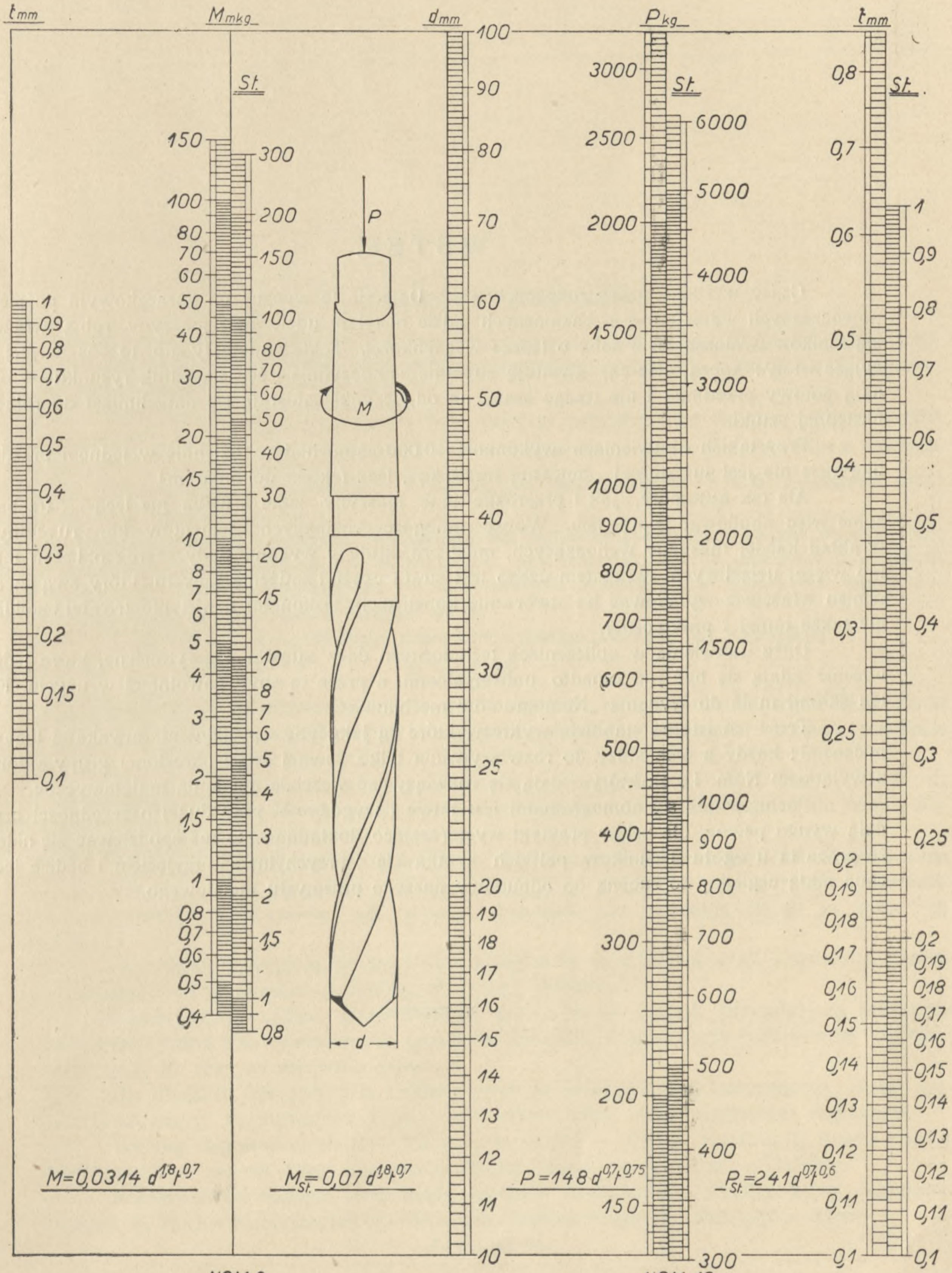
Proporcjonalnie do zmiany długości zębów rośnie dopuszczalna siła obwodowa, a tem samem i moment — jednak przy zębach znacznie dłuższych od normalnych (dla których jest Nom. 6. ważny) nacisk rozkłada się nierównomiernie, więc i proporcja znika.

Objaśnienie do Nom. 7.

Powyżej punktu *H* koła hałasują — *G* jest praktyczną granicą prędkości obwodowej kół zębatych. Poniżej *H* oba koła mogą być żeliwne, przy *G* jedno koło ze skóry ($k_{b\,1} = 5$ kg/mm²) albo z fibru. Na przestrzeni *H* — *G* jedno koło może być z bronzu lub metalu Delta. ($k_{b\,1} = 15$), a drugie z żeliwa lub stali.


b mm
h mm
M_b mkg
k_b kg/mm²
$M_b = \frac{b h^2}{6} k_b - \frac{b_1 h_1^2}{6}\left(k_b \frac{h_1}{h}\right)$
$M_b = \frac{b h^2}{6} k_b$

NOM. 8.


tmm
Mmkg
St.
dmm
Pkg
St.
tmm
St.
P
M
d
M=0,0314 d1,8t0,7
MSt.=0,07 d1,8t0,7
P=148 d0,7t0,75
PSt.=241d0,7t0,6

NOM. 9. NOM. 10.

WSTĘP.

Czasy wyścigu pracy rozpoczęły się... Daje się to wyczuć po gorączkowym pośpiechu nowoczesnych warsztatów mechanicznych, gdzie nietylko ludzie ale i maszyny robią wrażenie zapaśników walczących z sobą o lepsze w szybkości. Takie automaty np. to coś więcej niż żyjące istoty: toczą, wiercą, gwintują zupełnie samoczynnie i ściśle według rysunku — odcinają gotowy przedmiot i nie tracąc czasu na odpoczynki zabierają się natychmiast do robienia następnej sztuki.

Przy takich ułatwieniach wykonanie 10.000 samochodów dziennie w jednem przedsiębiorstwie nie jest już dzisiaj „śmieszną mrzonką", lecz faktem dokonanym!

Ale tak automaty, jak i przeróżne inne maszyny same z nieba nie lecą — trzeba je sobie więc zbudować uprzednio. Wobec mnogości rozmaitych elementów konstrukcyjnych, w skład każdej maszyny wchodzących, musi projektujący wykonać cały szereg obliczeń mniej lub więcej uciążliwych, rezultatem czego jest strata czasu i znużenie umysłu, który swą energję winien właściwie wyładować na stworzenie konstrukcji doskonałej tj. nietylko trwałej i solidnej, ale także taniej i praktycznej.

Duże ułatwienia w obliczeniach technicznych dały suwaki logarytmiczne, które jednak obecnie zdają się być już zanadto uniwersalnemi, a przez to zbyt powolnemi w użyciu. Fakt ten skłonił mnie do wydania „Nomogramów mechanika".

Treść ich istotną stanowią wykresy, które są jakgdyby specjalnemi suwakami logarytmicznemi; każdy z nich służy do rozwiązywania tylko pewnej ściśle określonej grupy wzorów z wyjątkiem Nom. I., na którym dają się rozwiązywać wszelkie działania matematyczne.

Posługiwanie się nomogramami jest łatwe i wygodne — przy dużej oszczędności czasu dają wyniki pewne, dla celów praktyki wystarczająco dokładne — to też spodziewać się należy, że praca ta u ogółu techników polskich spotka się z przychylnem przyjęciem i będzie jedną choć małą cegiełką dorzuconą do odbudowy naszego przemysłu metalowego.

Wytrzymałość materjałów.

W przyjmowaniu natężeń dopuszczalnych panuje dzisiaj chaos nieopisany dzięki przyjęciu się kilku teorji wytrzymałościowych, które wychodząc z różnych założeń nie dają jednakowych wyników.

Jak dotąd przeważa w praktyce stary zwyczaj przyjmowania natężeń jednostkowych według wzoru: $k_z = \frac{1}{N} K_z$, przyczem K_z jest obciążeniem w kg/mm^2, przy którem materjał ulega zniszczeniu przez rozerwanie — N czynnikiem bezpieczeństwa — a k_z natężeniem uważanem za dopuszczalne.

Innym jest nowszy pogląd [1]), domagający się brania za podstawę natężenia σ_f, które występuje na granicy plastyczności tj. w momencie, gdy materjał zaczyna doznawać odkształceń trwałych. Tego rodzaju odkształcenia nie są w naszych konstrukcjach dozwolone, zatem dopuszczalne k_z musi być zawsze mniejsze od σ_f.

Zależność tych dwu wielkości przedstawić można podobnie jak poprzednio:

$$k_z = \frac{1}{n} \sigma_f$$

przyczem czynnik bezpieczeństwa n ma wartość znacznie mniejszą niż N i waha się w granicach od 1,5 $\div$ 7 zależnie od rodzaju obciążenia, jednolitości materjału i stopnia pewności obliczeń.

Stwierdzono doświadczeniem i uzasadniono teorją, że: $k_I : k_{II} : k_{III} = 3 : 2 : 1$, przyczem indeksy I, II, III oznaczają kolejno: obciążenie stałe, zmienne od O do max. i obciążenie zmienne od — max. do + max.

Widoczne jest, jak dalece szkodliwym dla wytrzymałości materjału jest wpływ zmienności obciążenia. Dla sposobów obciążeń pośrednich przyjmuje się natężenia pośrednie. Wyższe wartości brać można, gdy zmiany obciążenia nie następują często po sobie i są łagodne.

Naprężenia ciągnące k_z, ściskające k i zginające k_b są w jednakowych warunkach równie niebezpieczne dla materjałów podlegających prawu Hooke'a.

Wytrzymałość żeliwa, które do tego prawa się nie stosuje, przyjmują na podstawie doświadczeń różną dla wymienionych sposobów obciążeń, a nawet przy tych samych obciążeniach różną dla różnych kształtów odlewu [2]).

Dla obciążeń ścinających k_s i skręcających k_d, jako w istocie identycznych, normy natężeń bezpiecznych są jednakowe, a dla żeliwa równe mniej więcej natężeniom ciągnącym.

Według hipotezy de Saint — Vénant'a $k_s \cong (0,7 \div 0,8)\ k_z$. Hipotezę tę dawno obaliło doświadczenie — jednak dzięki uświęconej tradycji stosuje się ją nadal po staremu.

Rzeczywistości najlepiej odpowiada hipoteza Coulomb'a [3]), według której naprężenia ścinające są równie niebezpieczne jak dwa razy większe natężenia rozciągające, zatem:

$$k_s = 0,5\ k_z$$

---

[1]) Timoszenko — Huber. Wytrzymałość materjałów z r. 1921.

[2]) C. v. Bach, Elastizität und Festigkeit 1911.

[3]) Timoszenko — Huber, Wytrzymałość materjałów 1921.

Na podstawie tych wytycznych — przyjęciu dla obciążenia statycznego średnio dwukrotnej pewności ($n = 2$), ew. $N = 3 \div 4$ dla materjałów, u których wielkość $\sigma_f \cong K_z$ — i danych doświadczalnych [1]) ułożona została tabelka wytrzymałości (str. 9).

Obliczenia nomograficzne.

Liczenie przy pomocy nomogramów polega na tem, że przez dwie dane wielkości na skali logarytmicznej odcięte prowadzi się linję prostą, której punkt przecięcia się z trzecią skalą daje szukaną wielkość.

Jako prosta najlepiej nadaje się tu czarna bardzo cienka nitka długości ~ 31 cm, której końce przytwierdzone są do zwyczajnych szpilek; by zapobiec wysuwaniu się nitki, należy ją założyć w rowki sporządzone pilnikiem w pobliżu ostrzy. Nitkę napina się przykładając najpierw ostrze jednej szpilki do danego punktu.

Zamiast szpilek użyć można także igieł; w tym wypadku funkcję rowka spełnia uszko igły.

Nomogram 2.

daje rozwiązanie wzoru: $P = \frac{\pi d^2}{4} k$, gdzie $\frac{\pi d^2}{4}$ jest powierzchnią koła o średnicy d, zaś k jakąś stałą.

Jeżeli więc przeprowadzimy nitkę przez $k = 1$ i $d = d_1$, to P przedstawia powierzchnię koła o średnicy d_1 mm — w mm^2.

Jeżeli k przyjmiemy dowolnie i założymy, że jest to dopuszczalne natężenie na ciągnienie, ciśnienie lub ścinanie w kg/mm^2, to P jest wielkością siły wywartej na przekrój kołowy o średnicy d mm — w kg.

Zakładając, że k jest ciężarem gatunkowym w gr./cm^3, otrzymamy na podziałce P ciężar 1 m. b. walca o średnicy d mm — w gr.

Objętość walca o średnicy d cm i długości k cm czytać można z wykresu bezpośrednio na podziałce P w cm^3.

Pojemność stożków oblicza się podobnie, biorąc za d średnicę podstawy, a za k $^1/_3$ część wysokości.

Jeżeli przez przekrój kołowy płynie gaz lub ciecz z szybkością k m/sek, to wydatek (ilość cieczy przepływającej w 1 sek.) podaje podziałka P w cm^3/sek.

Ze wzoru $P = \frac{\pi d^2}{4} k$ wynika, że 10-cio krotna zmiana wielkości k powoduje taką samą zmianę wartości P; natomiast 10-cio krotne powiększenie średnicy d, zwiększy P stokrotnie. Korzystamy z tego w obliczeniach, gdy np. przychodzą średnice większe od 100 mm lub mniejsze od 10 mm.

Rzeczy te omówione są tu szczegółowo w tym celu, ażeby do nich przy innych nomogramach, których własności są podobne, nie wracać więcej.

Przykłady. 1) Śruba pociągowa wykonana ze stali osiowej ma posuwać stół gryzarki z siłą 2700 kg; jaka ma być średnica rdzenia śruby $d = ?$

Rozwiązanie: W tabelce wytrzymałości znajdujemy $k_z = 10$ kg/mm^2; prowadząc nitkę przez $k = 10$ i $P = 2700$ czytamy $d = 18{,}5$ mm.

2) Jaki ciężar może unieść drut stalowy grubości 3 mm przy $k_z = 21$ kg/mm^2?

Dla średnicy $d = 30$ mm i $k = 21$ daje wykres $P_0 = 14800$ kg. Drut 10 razy cieńszy przeniesie siłę 100 razy mniejszą, zatem $P = 148$ kg.

3) Dany jest słup żeliwny o przekroju pierścieniowym; średnica zewnętrzna wynosi 160 mm — siła $P = 65$ t działa statycznie. Jakie jest dopuszczalne wydrążenie słupa?

---

[1]) Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau 1921.

R o z w i ą z a n i e: Z tabelki wytrzymałości $k = 12$. Słup pełny o średnicy 160 mm dozwala według Nom. 2. na obciążenie $P_1 = 242000$ kg; dla różnicy $P_1 - P = 242000 - 6500 = 177000$ kg i $k_d = 12$ znajdujemy znowu na wykresie średnicę otworu w słupie $d = 137$ mm.

U w a g a: Dla prętów długich narażonych na ciśnienie obliczenie na wytrzymałość jest niewystarczające, gdyż zachodzi obawa wyboczenia; wymagane jest wtedy sprawdzenie znanym wzorem Eulera:

$$P \leqq \frac{\pi^2 EJ}{l^2 . N},$$

4) Ile litrów benzyny pomieścić może zbiornik motoru motocyklowego, jeżeli średnica zbiornika $d = 150$ mm, a jego długość $k = 350$ mm?

Czytając $d = 15$ cm i $k = 35$ cm dostajemy pojemność $P = 620$ cm³ $= 6,2$ litra.

5) Jaką średnicę d powinna mieć rura do przeprowadzenia 48 litrów pary na sek., jeżeli szybkość przepływu ma wynosić 30 m/sek.?

Prowadząc prostą przez $k = 30$ i $P = 48000$ cm³/sek dostajemy bezpośrednio $d = 45$ mm.

6) Obliczyć ciężar wału stalowego wytaczarki; jego średnica $d = 75$ mm, długość 2 m, ciężar gat. $k = 7,8$ gr./cm³.

Przeciągamy nitkę przez $k = 7,8$, $d = 75$ i znajdujemy ciężar 1 mb. tego wału $P = 34500$ gr. $= 34,5$ kg; cały wał waży zatem $34,5 . 2 = 69$ kg.

7) Obliczyć średnicę czopa stopowego; nacisk osiowy $P = 4800$ kg, dopuszczalne ciśnienie jednostkowe $k = 55$ kg/cm².

O d p o w i e d ź: $d = 10,5$ cm. (wynik w cm, gdyż ciśnienie czytane było w kg/cm²).

8) Znaleźć średnicę śrub sztyftowych dla denka cylindra maszyny parowej budowanej na ciśnienie 13 atm. Ilość śrub niech będzie 12; średnia średnica uszczelki pierścieniowej $D = 440$ mm (miarodajna jest ta wielkość, lecz nie średnica cylindra!); dopuszczalne natężenie śrub przyjmiemy $k = 8$ (obc. zmienne dla żel. zl.).

Siła wywierana przez parę na denko wynosi wg. Nom. 2. dla $D = 44$ cm i $k = 13$ kg/cm² : $P = 19800$ kg, a więc na jedną śrubę przypada $\frac{19800}{12} = 1650$ kg. Dla tej siły i $k = 8$ czytamy w Nom. 2. średnicę rdzenia śruby $d = 16,2$ mm, co według tablic odpowiednich daje $\sim$ $^7/_8$" gw.

Nomogram 3.

służy do obliczania wytrzymałości osi, wałów i sprężyn.

A. Skręcanie.

Dla wałów pełnych dopuszczalny moment skręcający wynosi:

$$Md = \frac{\pi}{16} d^3 kd \qquad a)$$

przyczem d jest średnicą wału, kd natężeniem bezpiecznem dla skręcania, zaś M momentem skręcającym. Dla sprężyn śrubowo-walcowych o promieniu zwojów R moment $M = P. R$, gdzie P jest siłą działającą na sprężynę.

W przypadku sprężyn stożkowych R jest promieniem zwoju największego.

Dla przekrojów kwadratowych o boku h obowiązuje wzór podobny:

$$Md = \frac{2}{9} h^3 kd \cong \frac{\pi}{16} h^3 (1,13\ kd)$$

Nomogramem 3. oblicza się więc w ten sposób wały czy sprężyny o przekroju kwadratowym, że bok h czyta się na skali d, a natężenie dopuszczalne zwiększa się o 13%.

Wzór a) wyprowadzono przy założeniu, że największe odkształcenia a tem samem natężenia występują na powierzchni wału i maleją linjowo w miarę zbliżania się do osi, gdzie spadają do O.

Jeżeli się zważy, że momentowi zewnętrznemu M przeciwstawioną jest suma momentów elementarnych równych iloczynom z natężenia panującego w danej cząstce i jej odległości od osi — to widoczne jest, że środkowe warstwy materjału mają znikomy wpływ na wytrzymałość wału, bo natężenia w nich niewielkie i ramiona momentów małe.

To też w wielu wypadkach zastępuje się celem zmniejszenia wagi przekroje kołowe pierścieniowemi tem bardziej, że także z innych względów jest to nieraz pożądane, czasem nawet konieczne (rewolwerówki).

Stosownie do linjowego rozkładu natężenie warstwy położonej w odległości $\frac{\delta}{2}$ od osi wału skręcanego momentem M jest równe; $kd \frac{\delta}{d}$; przez usunięcie więc materjału osłoniętego warstwą o średnicy δ zmniejszy się dopuszczalny moment o:

$$M\delta = \frac{\pi}{16}\delta^3 . \left(kd \frac{\delta}{d}\right) \qquad \text{b).}$$

Oczywiście da się to wyrachować nomogramem 3, trzeba tylko wziąć zamiast kd natężenie zredukowane $(kd . \frac{\delta}{d})$.

Całkowity moment dopuszczalny dla wału wierconego wynosi zatem:

$$M = Md - M\delta = \frac{\pi}{16} d^3 kd - \frac{\pi}{16}\delta^3 \left(kd . \frac{\delta}{d}\right) \qquad \text{c).}$$

Wzór ten spotyka się w podręcznikach zazwyczaj w innej formie, a mianowicie:

$$M = \frac{\pi}{16} \frac{d^4 - \delta^4}{d} kd.$$

P r z y k ł a d y. 1) Jaka ma być średnica wału wykonanego ze stali osiowej, jeżeli moment skręcający $Md = 80$ kgm zmienia swą wartość od 0 do max.?

R o z w i ą z a n i e. Z tabelki wytrzymałości $kd = 5$, a z Nomogramu 3. średnica $d = 43{,}3 \cong 44$ mm.

2) Jaki moment przeniesie wał o średnicy 250 mm przy natężeniu $kd = 6$ kg/mm²?

O d p o w i e d ź: $M = 18400$ kgm (przez 10-cio krotne zwiększenie skali średnic powiększa się skala momentów 1000 krotnie — p. wz. a.).

3) Zaprojektować wał wydrążony z odlewu stalowego o stosunku średnic $\frac{d}{\delta} = 3$. Do przeniesienia moment skręcający $M = 64000$ kgm zmienny od 0 do max.

Z Tab. I. $kd = 4$ kg/mm².

Ze wzoru a) i b) wynika, że $\frac{Md}{M\delta} = \frac{d^3}{\delta^3} \cdot \frac{d}{\delta} = \left(\frac{d}{\delta}\right)^4$ czyli momenty te mają się tak do siebie, jak czwarte potęgi średnic; $\frac{d}{\delta} = 3$ zatem $\frac{Md}{M\delta} = 3^4 = 81$, czyli $Md = 81\, M\delta$, a po wstawieniu we wzór c.):

$$M = 81\, M\delta - M\delta = 80\, M\delta \text{ lub}$$

$$M\delta = \frac{M}{80} = \frac{64000}{80} = 800$$

Natężenie zredukowane dla średnicy δ wynosi

$$kd \frac{\delta}{d} = 4 . \tfrac{1}{3} = 1{,}33$$

Dla tego natężenia i momentu $M\delta = 800$ czytamy w Nom. 3. $\delta \cong 145$ mm, wobec tego średnica zewnętrzna wału

$$d = 3\delta = 435 \text{ mm.}$$

B. Zginanie.

Dla przekroju kołowego moment zginający:

$$Mb = \frac{\pi}{32} d^3\, kb = \frac{\pi}{16} d^3 \left(\frac{kb}{2}\right)$$

Nom. 3. znajduje więc i tu zastosowanie, trzeba tylko brać do obliczeń natężenia zginające zredukowane do połowy. — A ponieważ z wyjątkiem żeliwa dla materjałów podanych w tabelce: $kd = \frac{kb}{2}$ więc bez kłopotu bierzemy sobie kd zamiast kb i rachujemy jak poprzednio.

W przypadku, gdy na wał skręcany momentem *Md* działa jeszcze moment zginający *Mb*, obliczamy moment zastępczy według wzoru [1]:

$$M = \sqrt{Md^2 + Mb^2}$$

i dla tego momentu obliczamy średnicę wału.

Nomogram 4.

podaje ugięcie sprężyn śrubowo-walcowych z drutu o przekroju okrągłym na podstawie wzoru:

$$f_n = \frac{64.\ n.\ R^3}{d^4} \cdot \frac{P}{G}$$

Oznaczenia: f_n = ugięcie sprężyny wywołane siłą $P = P_2 - P_1$ tj. różnicą sił działających na sprężynę w położeniu 1. i 2. — n = ilość zwojów sprężyny w (Nom. 4. przyjęto $n = 1$) — R = średni promień zwoju — d = średnica drutu — G = moduł sprężystości postaciowej, dla stali równy 8500 kg/mm².

Nom. 4. rożni się tem od poprzednich, że ma 3 zmienne niezależne, co zmusza do stosowania jednej linji porównawczej. Chcąc dla danego P, d, R obliczyć wg. powyższego wzoru ugięcie jednego zwoju f, prowadzimy nitkę przez P i d; w punkcie przecięcia się jej z linją porównawczą stawiamy szpilkę, obracamy naokoło niej nitkę aż do osiągnięcia danego punktu R i czytamy odpowiadające mu f.

Przykład: Zaprojektować sprężynę dla wentyli ssących i wylotowych o średnicach D = 100 mm w motorze Diesel'a.

Rozwiązanie: Do obliczenia sprężyny potrzebna jest nam siła pożądana i skok wentyla. Siła sprężyny ma na celu odpowiednie przyśpieszenie wentyla wraz z częściami stawidła, tudzież pokonanie tarcia i ciśnienia gazów.

Z braku bliższych danych przyjmiemy na podst. wzoru doświadczalnego siłę sprężyny przy zamkniętym wentylu:

$P_1 = 0{,}65 \frac{\pi D^2}{4}$ kg, gdzie D = średnica wentyla w cm. Według Nom. 2. dla D = 10 cm i k = 0,65 kg/cm² wypada P_1 = 51 kg.

Skok wentyla oblicza się z równania ciągłości:

$$\frac{\pi D^2}{4} = \pi D f_n \text{ skąd } f_n = \frac{D}{4} = \frac{100}{4} = 25 \text{ mm.}$$

W obliczaniu sprężyny rozważamy 3 przypadki:

	Obciążenie sprężyny	Długość sprężyny
1	$P = 0$	l_0
2	$P = P_1$ (napięcie początkowe)	l_1
3	$P = P_2$ (siła występująca po skoku)	l_2

Normalnie pracuje sprężyna z obciążeniem zmiennem od $P_1 \div P_2$ przyczem wykonywa skok $l_1 - l_2 = f_n$.

Poprzednio już określono szkodliwy wpływ zmienności natężeń na wytrzymałość materjałów; wpływ ten szczególniej odczuwają sprężyny wentylowe ciągle w ruchu będące, to też tam nie dopuszcza się wzrostu siły P ponad 30 ÷ 40%.

Znaczy to, że $P_2 = (1{,}3 \div 1{,}4)\ P_1$.

---

[1]) Timoszenko — Huber. Wytrzymałość materjałów.

W naszym przykładzie niech $P_2 = 1,4\ P_1 = 1,4 .\ 51. \simeq 71$ kg.

Ażeby przy możliwie małej ilości zwojów osiągnąć wymagane ugięcie sprężyny, należy przyjąć możliwie duże R; przez to sprężyna stanie się krótka, nie będzie obawy wyboczenia jej i stawidło wypadnie wygodne.

Przypuśćmy, że ze względów konstrukcyjnych

$$R = 35 \text{ mm}.$$

Wobec tego moment skręcający drut sprężyny wynosi $P.\ R = 71.\ 3,5 \cong 248$ kgcm $=$ 2,48 kgm. Dla tego momentu i $kd = 27$ (stal spręż. hart.), daje Nom. 3. średnicę tego drutu

$$d = 7,76 \simeq 8 \text{ mm}.$$

Przy różnicy sił $P = P_2 - P_1 = 71 - 51 = 20$ kg — średnicy drutu $d = 8$ mm i promieniu zwojów $R = 35$ mm wypada z Nom. 4. ugięcie jednego zwoju: $f \simeq 1,58$ mm.

Wobec wymaganego ugięcia $f_n = 25$ mm potrzebna ilość zwojów wynosi:

$$n = 25 : 1,58 = 15,8.$$

Do tego dodać trzeba 2 zwoje na końcach, które w zginaniu nie biorą udziału. Długość sprężyny przy otwartym wentylu wynosi zatem:

$l_2 = n\,(d + s) + 2\,d$ w czem $s = 1 \div 3$ mm jest odstępem jaki ma być zachowany między zwojami zgniecionej sprężyny; w danym wypadku przyjmując s = 1,5 mm

$$l_2 = 15,8\ (8 + 1,5) + 2.\ 8 = 166 \text{ mm}$$

$$l_1 = l_2 + f_n = 166 + 25 = 191 \text{ mm}.$$

Długość sprężyny w stanie nienapiętym l_0 wyliczyć można z proporcji:

$$\frac{l_0 - l_1}{l_1 - l_2} = \frac{P_1}{P_2 - P_1},$$

albo co prostsze wyrachować nomogramem 4. ugięcie jednego zwoju f przy $P_2 = 71$ kg, $R = 35$ mm i $d = 8$ mm; iloczyn f_1. 15,8 przedstawia całkowite ugięcie sprężyny $f_0 = l_0 - l_2$ skąd $l_0 = l_2 + f_0 =$ długość początkowa sprężyny. Z przeliczenia wypada $l_0 = 255$ mm.

Z obliczonych wielkości trzeba podać na rys. warszt.:

d = 8 mm, R = 35 mm, n = 17,8, l_0 = 255 mm, mat.: stal spręż. hart.

Nomogram 5.

daje rozwiązanie wzorów:

$$1)\ M = 716,2\ \frac{N}{n}$$

w czem M jest momentem jaki rozwinąć może moc N koni mech. przy n ilości obrotów/min.

$$2)\ N = 0,736 \text{ KW}.$$

zamiana kilowatów na konie mech. i odwrotnie.

$$3)\ N = 0,0000007\ b\ D\ n$$

wzór do obliczania kół pasowych; b jest szerokością pasa w mm, D średnicą koła pasowego, n ilością obrotów/min.

Według tego wzoru 1 mm szerokości pasa przenosi 1 kg siły; przy kącie opasania około 180° jest to wielkość, po przekroczeniu której pas ślizga się i ew. spada — rzecz w niektórych wypadkach nader dogodna, gra bowiem rolę bezpiecznika — zato dla pasów niezdrowa.

Wzór ten nadaje się doskonale w budownictwie obrabiarek, znajduje też tam powszechne zastosowanie.

P r z y k ł a d: Jaką moc przenieść może pas szerokości 85 mm na kole o średnicy 245 mm przy 320 obr./min.?

R o z w i ą z a n i e: Stawiamy szpilkę w p. $D = 245$ i przeciągamy nitkę przez $b = 85$; w p. przecięcia się z linją M otrzymujemy moment, jaki przenosi koło pasowe. W tym punkcie stawiamy znowu szpilkę i prowadząc nitkę przez $n = 320$ osiągamy wynik na skali N : $N = 4,67$ koni mech.

Nomogram 6.

Przy pomocy Nom. 6. oblicza się koła zębate: czołowe, stożkowe — przekładnie ślimakowe i zębatkowe.

Obecnie wykonywa się przeważnie koła zębate o zarysie ewolwentowym 15^0-ym łatwe do zrobienia i wygodne w montażu.

Odpowiednio do sił, jakie są do przeniesienia stosuje się zęby słabsze lub mocniejsze; wymiary ich są zależne od podziałki t, tj. długości łuku mierzonego między środkami 2 sąsiednich zębów na kole podziałowem o średnicy D.

Odstęp osi kół współpracujących równa się połowie sumy średnic podziałowych. Przy ilości zębów z i podziałce t obwód koła podziałowego wynosi $z\,t = \pi\,D$

skąd
$$D = z\left(\frac{t}{\pi}\right) = z\,m. \qquad \text{a)}$$

Liczbę m nazywamy modułem; moduły są znormalizowane, nie można ich więc przyjmować dowolnie; wielkości dopuszczalne podane są w Tab. IV. (str. 13.)

Według a) podziałka $t = m\,\pi$ jest w przeciwieństwie do modułu liczbą niewymierną.

Odstęp koła podziałowego od średnicy zewnętrznej wynosi zwykle jeden moduł, wobec tego zewnętrzna średnica

$$D_z = D + 2\,m = m\,(z + 2).$$

Średnica koła podstawowego D_w jest mniejsza od średnicy podziałowej o $(1{,}16 \div 1{,}2)\,m$, zatem:

$$D_w = m\,(z - 2{,}32) \text{ do } m\,(z - 2{,}4).$$

Moduł kół wykonanych oblicza się wzorem:

$$m = \frac{D_z}{z+2}, \text{ albo oceniając z grubsza: } m = \frac{h}{2{,}16} \quad (h = \text{wysokość zęba}).$$

Długość zęba przyjmuje się zwykle równą 10 modułom

$$b = 10\,m$$

i przy tem założeniu ważny jest dla kół ewolwentowych Nom. 6. — Zmiana długości b jest wprost proporcjonalna do momentu M, jaki przez koło może być przeniesiony. Wartości momentów w kgm odcięte są na środkowej podziałce wykresu.

Dopuszczalne natężenia zginające k_b podane są na 2 skalach skrajnych w granicach od $0{,}1 \div 100$ kg/mm².

Te dwie skale w połączeniu ze środkową służą do wykonywania mnożeń i dzieleń. Czytając np. na podziałce $k = 16$ i $\varphi = 0{,}4$ znajdujemy iloczyn : 6,4. Jest to wygodne przy obliczaniu natężeń t. zw. zredukowanych.

Im bowiem większa szybkość obwodowa kół tem częściej i gwałtowniej występują zmiany natężeń, co jak wiadomo wpływa źle na wytrzymałość, a i zużycie zębów postępuje w szybszem tempie.

Uwzględniamy to przez wprowadzenie spółczynnika $\varphi = \dfrac{180}{180 + 0{,}001\,\pi\,Dn}$ gdzie D = średnica podziałowa koła w mm, a n = ilość obrotów/min.

Znając D i n czytamy w zwykły sposób φ na Nom. 7. — Wielkość φ nie zmienia się, jeżeli D zwiększymy, lecz n zmniejszymy jednakową ilość razy; stąd oznaczenia $D\,(n)$, $n\,(D)$ — obojętne jest bowiem, na której ze skrajnych podziałek czytane są te wielkości.

Natężenie zredukowane $k_{zr.} = k_{st.}\ \varphi$. Dla bardzo małej prędkości obwodowej $\varphi \cong 1$ a $k_{zr.} = k_{st.}$ tj. natężeniu stałemu dopuszczalnemu dla zginania.

Od wielkości modułu, długości zębów i ich ilości zależne są kształty i wymiary zębów, a w dalszym ciągu dopuszczalna siła obwodowa.

W podręcznikach budowy maszyn posługują się zwykle wzorem:

$$P = \frac{\psi\,t^2\,k_b}{16{,}8} \quad \text{w czem } \psi = \frac{b}{t}.$$

Wzór ten wyprowadzono przy założeniu, że grubość zębów jest niezależna od ich ilości i równa połowie podziałki.

Założenie to z gruntu fałszywe daje dla koła o 12 zębach i zębatki z nim współpracującej natężenia równe, podczas gdy w rzeczywistości wskutek silnego podcięcia zębów na kole wystąpią w nim natężenia o 85% większe od natężeń w zębatce.

Jeszcze większe różnice wystąpiłyby w przypadku ilości zębów $<$ 12; takich kół jednak zazwyczaj się nie buduje.

Nom. 6. ułożony został na podst. danych Wilfreda Lewisa, który rysował w wielokrotnem powiększeniu profile zębów przy różnej ich ilości i obliczał jak belki narażone na zginanie, biorąc bezpośrednio z rysunku szerokość zęba i ramię działania siły; przyjmował przy tem dla bezpieczeństwa, że całkowitą siłę obwodową przenosi jeden ząb.

Wyniki swej pracy zebrał w tabliczkę [1]) podając dla ważniejszych modułów i różnej ilości zębów dopuszczalną siłę obwodową dla $kb = 1$. Przy swych zaletach posiada ona jednak tę niedogodność, że trzeba zrobić najpierw kilka próbnych obliczeń i potem dopiero wybrać najodpowiedniejsze — prócz tego zachodzi potrzeba częstego interpolowania.

Nomogram 6. obejmuje koła zębate o wszystkich dopuszczalnych modułach, ilości zębów od 12 $\div$ 300 i średnicach od 3,6 do kilku tysięcy milimetrów. Dla danego momentu i natężenia bezpiecznego umożliwia bezpośrednie odczytanie modułu, ilości zębów, średnicy podziałowej i zewnętrznej przy normalnej szerokości $b = 10\ m$.

Gdy dane są wymiary koła równie łatwo znajduje się wielkość dopuszczalnego momentu, czy materjał, z którego koło ma być sporządzone (na podst. natężenia jakie w kole wystąpi).

Proste pionowe są linjami stałej ilości zębów, poziome: linjami stałych momentów, krzywe idące na prawo w górę: linjami stałych modułów, zaś idące na lewo: linjami stałych średnic.

Łatwo się przekonać, że przy tej samej ilości zębów momenty mają się do siebie jak sześciany modułów. A więc o ile przez 10-krotne powiększenie modułu wzrasta średnica i szerokość koła także 10 razy — to moment dopuszczalny rośnie 1000 krotnie.

Z własności tej korzystamy, gdy przychodzą moduły 10 razy większe lub mniejsze od podanych w Nom. 6.

Sposób liczenia wskaże przykład:

Obliczyć przekładnię zębatą dla małej lokomotywy elektrycznej pędzonej motorem o mocy 18,4 KW. i obrotach $n_1 = 1000$/min.; szybkość jazdy $v = 35$ km./godz. — średnica kół $D = 550$ mm.

Rozwiązanie: Ilość obrotów osi wozu czytamy w Nom. 7. przeciągając nitkę przez $v = \frac{35000}{60} = 584$ m/min. i $D = 550$; wypada $n_2 = 338$ obr./min.

$$\text{Przełożenie } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1000}{338} = 2{,}96 \cong 3.$$

Moment motoru a zarazem koła zaklinowanego na jego wale znajdujemy w Nom. 5.: dla $n_1 = 1000$ i mocy 18,4 KW otrzymujemy $M_1 \cong 18$ kgm.

Moment na kole drugiem $M_2 = M_1 . \eta\ i = 18 . 0{,}95 . 3 \cong 51$ kgm; spółczynnik wydajności przekładni przyjęto tu $\eta = 0{,}95$.

Przypuśćmy, że ze względów konstrukcyjnych odległość osi wozu i motoru $A \geqq 220$ mm, to przy stosunku przeniesienia $i = 3$ wypadnie średnica $D_1 \geqq \frac{2 . A}{i+1} = \frac{2.220}{4} = 110$ mm średnica $D_2 = i\ D_1 = 3 . 110 = 330$ mm.

W wyborze materjału dla koła pierwszego mamy dużo swobody — natomiast koło drugie z powodu stosunkowo dużej średnicy trzeba będzie wykonać z żeliwa. To też od niego zaczniemy obliczenia Niech $k_{st.} = kb\ 1 = 5$ kg/mm^2.

Dla $n_1 = 1000$ i $D_1 = 110$ spółczynnik redukcyjny (Nom. 7.) $\varphi = 0{,}34$ — zatem $k = k_{st.}\ \varphi = 5 . 0{,}34 = 1{,}7$ (mnożyć na Nom. 6.).

[1]) p. „Mechanik", R. 1921 (str. 55 i 103), R. 1922 (str. 223) i R. 1925 (str. 24), (artykuły prof. Geislera) — a także: Piotrowski, Wydajność obrabiarek 1923 (str. 82).

Mając moment $M_2 = 51$ i natężenie $k = 1,7$ łatwo znaleźć wymiary koła w Nom. 6. Przykładamy w tym celu ostrze szpilki w punkcie $k = 1,7$ — obracamy nitkę aż do przecięcia się z momentem $M_2 = 51$ — poczem ustawiamy ją poziomo na wysokości punktu przecięcia się jej ze skrajną linją prawą.

Punkty przecięcia się krzywych modułowych z linjami stałej ilości zębów leżące ponad nitką dają koła o dostatecznej wytrzymałości; są to koła określone wymiarami:

m	13	12	11	10	9	8	7	i t. d.
z_2	13	15	18	21	26	35	50	„
D_2		180				280	350	„

Do żądanej średnicy $D_2 = 330$ mm zbliżają się najbardziej koła o module 7 i 8. Koło o module 7 przeniesie moment M_2 przy średnicy 350 mm; gdyby nam zależało koniecznie na zachowaniu średnicy $D_2 = 330$ mm [1]), trzeba byłoby zwiększyć normalną szerokość $b = 10.\ m = 10.\ 7 = 70$ mm w stosunku $\frac{350}{330}$; przyjmijmy dla uproszczenia, że to nie jest konieczne, zatem:

$$m = 7, \ - \ z_2 = 50, \ - \ D_2 = 350 \text{ mm}, \ - \ b = 70 \text{ mm}.$$

Liczba zębów koła pierwszego

$$z_1 = \frac{z_2}{i} = \frac{50}{3} \cong 17, \ D_1 = m.\ z_1 = 7.\ 17 = 119 \text{ mm}$$

Szerokość oczywiście ta sama tj. 70 mm.

Należy jeszcze znaleźć materjał dla tego koła. W tym celu odnosimy poziomo punkt określony przez $z = 17$ i $m = 7$ w Nom 6. na prawą skrajną linję; stawiamy tam szpilkę i obracamy nitkę dopóki się nie przetnie z momentem $M_1 = 18$ kgm, poczem na skali natężeń czytamy $k_{zr.} = 2,4$ kg/mm^2; $k_{st.} = \frac{k_{zr.}}{\varphi} = \frac{2,4}{0,34} \cong 7,1$ kg/mm^2 (dzielić na Nom. 6).

Żelazo zlewne jest tu więc aż nadto wystarczające.

Podobnie jak w powyższym przykładzie oblicza się koła zębatkowe i ślimakowe jedno-zwojowe; w tych ostatnich za długość zęba uważa się wielkość łuku ograniczonego ramionami kąta ślimaka (zwykle $\alpha = 90^0$), a mierzonego na kole podziałowem ślimaka. Np. dla średnicy ślimaka $D = 40$ mm, i $\alpha = 90^0$ będzie $b = \pi\ D\ \frac{\alpha}{360} = \pi.\ 40.\ \frac{90}{360} = 31,4$ mm. Gdyby moduł $m = 2$, dla którego normalna szerokość równa się 20 mm, należałoby zwiększyć dopuszczalny moment odczytany w Nom. 6 w stosunku $\frac{3,14}{2}$.

Wytrzymałość ślimaków i zębatek rachuje się według Tab. IV. str. 13., gdzie są podane siły jakie przenoszą te mechanizmy przy normalnej szerokości i natężeniu $k = 1$.

Nomogram 7.

służy do obliczania szybkości obwodowej i spółczynnika redukcyjnego φ, a także obwodu kół (przy $v = 1$); objaśniony został w rozdziałach poprzednich.

---

[1]) Przy module 7 stosowanie średnicy podziałowej $D = 330$ mm ściśle jest niemożliwe, bo ilość zębów musi być całkowita, zaś 7 nie mieści się całkowitą ilość razy w 330.

Nomogram 8.

podaje wytrzymałość na zginanie belek prostokątnych — klinów — dźwigarów o różnych profilach — tudzież sprężyn płaskich i spiralnych o przekroju prostokątnym:

Punktem wyjścia jest wzór:

$$Mb = \frac{b\, h^2}{6} \cdot kb,$$

gdzie Mb oznacza największy moment zginający, b szerokość a h wysokość belki (pojęcia zależne od płaszczyzny zginania p. Nom. 8.), zaś kb natężenie dopuszczalne przy zginaniu.

Dla sprężyn spiralnych $M = P.\ R$, przyczem P jest siłą ciągnącą za koniec sprężyny, a R promieniem największego zwoju [1]).

Przykłady: 1) Znaleźć natężenie (największe) jakie wystąpi w prostokątnej belce o wymiarach $b = 45$ mm i $h = 110$ mm przy obciążeniu $Mb = 545$ kgm.

Rozwiązanie: Prowadzimy nitkę przez $b = 45$ i $h = 110$; w punkcie przecięcia się jej z prostą porównawczą stawiamy ostrze szpilki i obracamy naokoło niej nitkę aż do przecięcia się z punktem $Mb = 545$ — poczem na skali kb czytamy natężenie $kb = 6$ kg/mm².

2) Jaki moment przeniesie żeliwna belka prostokątna wewnątrz pusta o zewnętrznych wymiarach $b = 130$ mm i $h = 200$ mm, jeżeli grubość ścianek wynosi 15 mm, a natężenie dopuszczalne $kb = 2$ kg/mm²?

Rozwiązanie: Belka pełna o wymiarach wyżej podanych przeniesie przy natężeniu $kb = 2$ moment $Mb = 1730$ kgm (wg. Nom. 8.).

Przez usunięcie z wnętrza belki przekroju $(130 - 30) \times (200 - 30) = b_2 \times h_2 = 100 \times 170$ zmniejszy się ta wielkość o moment M_2, jakiby przeniosła belka prostokątna $b_2 \times h_2$ przy zredukowanem natężeniu $kb\, \frac{h_2}{h} = 2.\ \frac{170}{200} = 1,7.$

Według Nom. 8. $M_2 \simeq 820$ kgm.

Całkowity moment, jaki przeniesie belka pusta wyniesie zatem:

$$M = M_0 - M_2 = 1730 - 820 = 910 \text{ kgm}.$$

W powyższem rozwiązaniu zrobiono milcząco założenie, że natężenia rozkładają się linjowo, co dla żeliwa w przeciwieństwie do stali nie bardzo jest zgodne z rzeczywistością.

Zadowolić się jednak musimy tem rozwiązaniem przybliżonem, bo ściślejszych wzorów teoretycznych brak.

Zupełnie analogicznie oblicza się belki o innych przekrojach np. teowym, dwuteowym, U-owym i t. p. —

a więc znajduje się najpierw wytrzymałość belki pełnej, poczem odejmuje zredukowaną wytrzymałość przekrojów, któremi uzupełniono przekrój rzeczywisty do prostokątnego i wynik jest gotowy.

Redukcję uwzględnia się przy pomocy wzoru $k_2 = kb.\ \frac{h_2}{h}$.

Nomogramy 9. i 10.

przedstawiają wzory Dempter-Smitha dla wierteł krętych.

Przy oznaczeniach: d = średnica wiertła w mm, t = posuw w mm/1obr., P = siła osiowa, M = moment skręcający, wzory te mają postać w przypadku wiercenia:

stali średnio twardej $MSt. = 0.07\, d^{1,8}\, t^{0,7}$ kgm, $PSt. = 241\, d^{0,7}\, t^{0,6}$ kg,

żeliwa średnio twardego $M = 0{,}0314\, d^{1,8}\, t^{0,7}$ kgm, $P = 148\, d^{0,7}\, t^{0,75}$ kg.

Wzory te ujęte są 4 nomogramami zgrupowanemi po 2 w Nom. 9. i 10.; mają one wspólną podziałkę d. W Nom. 9. na środkowych dwu skalach odcięte są momenty M; jedna z nich oznaczona przez $St.$ odnosi się do stali, druga do żeliwa. — Podobnie jest przedstawiona siła w Nom. 10.

[1]) Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau r 1921, str. 484.

W Nom. 9. stal i żeliwo mają wspólną podziałkę t, natomiast w Nom. 10. posuwy podane są osobno dla stali i żeliwa.

Przykład: Znaleźć posuw, jaki zastosować można przy wierceniu w stali otworu $d = 56$ mm na wiertarce, której mechanizmy posuwowe[1]) obliczone są na siłę osiową $P = 1000$ kg.

Odpowiedź: $t_{St} = 0{,}1$ mm/obr., natomiast dla żeliwa dopuszczalne $t \cong 0{,}3$ mm/obr. Moment wymagany w pierwszym wypadku $M_{St.} = 19{,}5$ kgm, w drugim (wiercenie żeliwa przy posuwie 0,3 mm) $M = 19$ kgm.

Nomogram 1.

Zbyt wiele jest wzorów w budowie maszyn stosowanych, by je móc wszystkie ująć w nomogramy. Minęłoby się to zresztą z celem, gdyż wyszukanie odpowiedniego wykresu zajmowałoby nieraz więcej czasu niż obliczanie sposobem zwykłym.

Z dwojga złego najlepiej... żadnego nie wybrać, a znaleźć wyjście pośrednie; jest nim właśnie uniwersalny Nom. 1., na którym można szybko rozwiązywać już całkiem dowolne działania.

Do wykonywania mnożeń i dzieleń służą skale a, b, C wg. wzoru: $a . b = C$ i $a = \frac{C}{b}$; obok skali a dodana jest druga A związana z poprzednią zależnością $A = a^3$; zatem $a = \sqrt[3]{A}$; podobnie $B = b^2$ i $b = \sqrt{B}$, a także $C = c^2$ i $c = \sqrt{C}$.

Dzięki temu układowi można za jednem posunięciem rozwiązywać takie działania, jak:

$C = a . b$	$a = \frac{C}{b}$	
$C = \sqrt[3]{a} . b$	$b = \frac{C}{\sqrt[3]{A}}$	$A = \left(\frac{C}{b}\right)^3$
$C = a . \sqrt{B}$	$a = \frac{C}{\sqrt{B}}$	$B = \left(\frac{C}{a}\right)^2$
$C = \sqrt[3]{A} . \sqrt{B}$	$A = \frac{C^3}{\sqrt{B^3}}$	$B = \frac{C^2}{\sqrt[3]{A^2}}$
$c = \sqrt{a\,b}$	$a = \frac{c^2}{b}$	
$c = \sqrt[6]{A} . \sqrt{b}$	$A = \frac{c^6}{b^3}$	$b = \frac{c^2}{\sqrt[3]{A}}$
$c = \sqrt{a} . \sqrt[4]{B}$	$a = \frac{c^2}{\sqrt{B}}$	$B = \frac{c^4}{a^2}$
$c = \sqrt[6]{A}\ \sqrt[4]{B}$	$A = \frac{c^6}{\sqrt{B^3}}$	$B = \frac{c^4}{\sqrt[3]{A^2}}$

Wzory te wynikają jedne z drugich i mając kilka zasadniczych danych w Nom. 1. można sobie resztę każdej chwili wyprowadzić.

Przykłady: 1) $428 . 2{,}92 = a . b = C = 1250$.

2) $\sqrt[3]{194} . \sqrt{11{,}8} = \sqrt[3]{A} . \sqrt{B} = C = 19{,}9$.

[1]) Miarodajną w tym wypadku wytrzymałość koła zębatkowego podaje Nom. 6.

3) $\frac{1{,}975^6}{\sqrt{4{,}53^3}} = \frac{c^6}{\sqrt{B^3}} = A = 6{,}53.$

4) Znaleźć siłę odśrodkową uginającą wał turbiny parowej, której koło łopatkowe o ciężarze $G = 215$ kg przesunęło swą oś wskutek wadliwego zaklinowania względem osi wału o $r = 0.01$ cm; liczba obrotów turbiny 3000/min. czyli $n_{,,} = 50$ obr./sek.

Rozwiązanie: Siła odśrodkowa $P = 4\pi^2 m r n_{,,}^2$ gdzie $m = \frac{G}{g} = \frac{215}{981} = 0{,}219$, $\pi^2 = 9{,}87$, zatem $P = 4 \cdot 9{,}87 \cdot 0{,}219 \cdot 0{,}01 \cdot 50^2 = 4 \cdot 9{,}87 \cdot 0{,}219 \cdot 25 = 9{,}87 \cdot 0{,}219 \cdot 100 = 216$ kg.

5) Jaką moc zużywa tokarka przy skrawaniu stali miękkiej wiórem o przekroju $f = 16{,}5$ mm² z szybkością $v = 25$ m/min.?

Rozwiązanie: $f\,v = 20\,N$[1]), zatem $N = \frac{f\,v}{20} = \frac{16{,}5}{20} \cdot 25 = \left(\frac{C}{a_1} \cdot a_2\right) = 20{,}6$ M.K.

6) Ile kg węgla G o wartości opałowej $W = 5050$ Kal. zużyje maszyna parowa 12-konna w 1 godz., jeżeli jej dzielność razem z kotłem wynosi $\eta = 4{,}5\%$?

Rozwiązanie: Równoważnikiem jednego konia — godz. jest 632 Kal.[2]), zatem

$$G = \frac{632 \cdot N}{\eta\ W} = \frac{632 \cdot 12}{0{,}045 \cdot 5050} = 33{,}4 \text{ kg}.$$

7) Ile benzyny zużyje samolot pędzony motorem o mocy $N = 65$ M. K. na przebycie drogi 500 km przy szybkości 200 km/godz.?

Wartość opałowa benzyny $W = 10500$ Kal./kg, η motoru $= 28\%$.

Rozwiązanie: Czas jazdy $T = \frac{500}{200} = 2{,}5$ godz. Potrzebna ilość benzyny

$$G = \frac{632\ N\ T}{\eta\ W} = \frac{632 \cdot 65 \cdot 2{,}5}{0{,}28 \cdot 10500} \simeq 35 \text{ kg}.$$

8) Ile kilowatgodzin ($= KWh.$) wymagane jest do zagotowania w naczyniu elektr. 2 *l.* wody o temp. początkowej 5° C.?

— 1 Joule[2]) = 1 Watsek. = 0,00024 Kal; 1 kilowatsek. = 0,24 Kal.; 1 $KW.h$ = 3600. 0,24 = 864 Kal, więc 1 Kal. = 1/864 KWh.

Do ogrzania 2 *l.* wody od 5° ÷ 100° potrzeba (100 — 5). 2 = 190 Kal; na wytworzenie tego ciepła zużyje się $\frac{190}{864} = 0{,}22\ KW.\ h$; do tego należy dodać jeszcze jakie 10% na straty (ogrzewanie się powietrza i parowanie wody) tak, że zużycie prądu wyniesie $0{,}22 + 0{,}022 \simeq 0{,}24\ KWh$.

9) Obliczyć przekładnię celem nacięcia gwintu o skoku 5 mm na tokarce, w której skok śruby pociągowej wynosi 1/4" = 6,35 mm.

Przełożenie $i = \frac{5}{6{,}35} = \frac{200 \cdot 5}{200 \cdot 6{,}35} = \frac{100}{127} = \frac{90}{127} \times \frac{100}{90}$. Przypuśćmy, że mamy koła o 90 i 127 zębach, brak nam natomiast koła o 100 zębach. By stosunek $\frac{100}{90}$ zamienić na inny przeciągamy nitkę w Nom. 1 przez $b = 9$, $C = 10$ i w punkcie przecięcia się jej z linją a stawiamy szpilkę; obracając teraz nitkę naokoło szpilki znajdujemy na skali b i C odpowiadające sobie wartości: $\frac{C}{b} = \frac{20}{18} = \frac{30}{27} = \frac{40}{36} = \frac{50}{45}$ i t. d. Z tych bierzemy stosunek odpowiednio do kół posiadanych np. $\frac{40}{36}$ tak, że całkowita przekładnia $i = \frac{40}{36} \times \frac{90}{127}$.

Podobnie postępuje się przy obliczeniach do podzielnic uniwersalnych.

Celem obliczania potęg dowolnych posiada Nom. 1. także mantysy logarytmów odcięte na skali L.

Przykład: Znaleźć stosunek przestrzeni kompresyjnej v_2 do objętości cylindra v_1 w motorze Diesel'a, jeżeli wymagane jest podwyższenie przez kompresję temperatury począt-

[1]) p. Geisler, Obrabiarki do metali.

[2]) p. Nom. 1.

kowej powietrza $t_1 = 100^0\ C$ powyżej punktu zapalności wstrzykiwanego paliwa np. do $t_2 = 850^0\ C$.

Przy spółczynniku politropy $k = 1{,}4$ i oznaczeniu $T = t + 273$ stosunek $i = \frac{v_1}{v_2} =$ $\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \left(\frac{273+850}{273+100}\right)^{\frac{1}{1{,}4-1}} = \left(\frac{1123}{373}\right)^{\frac{1}{0{,}4}}$; $\lg i = \frac{1}{0{,}4}(\lg 1123 - \lg 373) =$ $\frac{1}{0{,}4}(3{,}050 - 2{,}572) = \frac{0{,}478}{0{,}4} = \left(\frac{C}{a}\right) = 1{,}195$ skąd $\frac{v_1}{v_2} = \text{Num. } \lg 1{,}195 \cong 15{,}7$.

Funkcje S i n u s i T a n g e n s podane są na skali S i T; inne funkcje trygometryczne dają się z nich wyprowadzić na podst. znanych wzorów, wobec czego pominięto je w Nom. 1. Poniżej 6^0 wartości funkcji Sinus i Tangens są niemal równe, mają więc wspólną skalę.

P r z y k ł a d: Znaleźć kąt α pod jakim nastawić trzeba suport tokarki celem otoczenia stożka długości $l = 103$ mm i średnicach końcowych $d_1 = 25{,}9$ mm i $d_2 = 31{,}2$ mm.

Łatwo się przekonać, że $\operatorname{tg} \alpha = \frac{d_2 - d_1}{l} = \frac{31{,}2 - 25{,}9}{2.\ 103} = \frac{5{,}3}{206} = 0{,}0257$.

Wielkości 2,57 (na wykresie $T = 100 \operatorname{tg} \alpha$) czytanej na skali T odpowiada kąt $\alpha = 1^0\ 28'$.

K o n i e c.

S p r o s t o w a n i e: W nomogramach wszystkie momenty znaczone są przez *mkg* zamiast *kgm* (kilogramometry)