

DOBÓR PARAMETRÓW PRZEKŁADNI ZĘ

(Materiały pomocnicze — tylko do celów dydaktycznych)

(do stosowania na zajęciach z przedmiotu Projektowanie Napędów Mechanicznych)

1. Ustalić prędkość kątową zębника ω_1 — dla przekładni wielostopniowych.

2. Dobrać materiały na koła (z tabeli1).

Koła miękkie — **HB < 350** — przyjąć materiał zębника twardszy od materiału koła o około **40 HB (HV)**.
Koła twarde — zębnik i koło z tego samego materiału.

Ustalić parametry materiałów:

- granicę zmęczenia dla naprężeń boku zęba dla materiału zębника σ_{Hlim1} ;
- granicę zmęczenia dla naprężeń stopy zęba dla materiału zębника σ_{Flim1} ;
- granicę zmęczenia dla naprężeń boku zęba dla materiału koła σ_{Hlim2} ;
- granicę zmęczenia dla naprężeń stopy zęba dla materiału koła σ_{Flim2} ;
- rodzaj obróbki cieplnej lub cieplno-chemicznej dla materiału zębника i koła (o ile jest wymagana).

Tabela 1. Parametry wytrzymałościowe metali stosowanych na koła zębate								
Lp.	Rodzaj materiału	Oznaczenie materiału	Rodzaj obróbki cieplnej	Twardość rdzenia	Twardość boków zęba	Granica zmęczenia boku zęba wg Hertza σ_{Hlim} [MPa]	Granica zmęczenia stopy zęba przy obciążeniu tętniącym σ_{Flim} [MPa]	Wytrzymałość statyczna stopy zęba [MPa]
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Materiały MIEKKIE	St4	nie dotyczy	125 HB	125 HB	290	170	450
2		St5		150 HB	150 HB	340	190	550
3		St6		180 HB	180 HB	400	200	650
4		St7		208 HB	208 HB	460	220	800
5		20	ulepszanie	140 HV10	140 HV10	440	170	600
6		45	normalizowanie	185 HV10	185 HV10	590	200	800
7		55	ulepszanie	210 HV10	210 HV10	620	220	900
8		30H		260 HV10	260 HV10	650	260	900
9		40H		260 HV10	260 HV10	650	270	950
10		40HM		280 HV10	280 HV10	670	290	1100
11		34HNM		310 HV10	310 HV10	770	320	1300
12	Materiały TWARDE	45	*)	220 HV10	560 HV10	1100	270	1000
13		45	azotowanie kąpielowe	220 HV10	400 HV10	1100	350	1100
14		40HM		275 HV10	500 HV10	1220	430	1450
15		40HM	azotowanie gazowe	275 HV10	550 HV10	1220	430	1450
16		15	utwardzanie dyfuzyjne	190 HV10	720 HV1	1600	230	900
17		16HG		270 HV10	720 HV1	1630	460	1400
18		18HGT		330 HV10	700 HV1	1630	480	1500
19		19HM		270 HV10	700 HV1	1630	400	1300
20		15HN		310 HV10	700 HV1	1630	500	1600
21		18H2N2		400 HV10	740 HV1	1630	500	1700
22		17HNM		400 HV10	740 HV1	1630	500	1700

*) hartowanie powierzchniowe obrotowe łącznie z dnem wrębu

3. Przyjąć stosunek szerokości wieńca zębника b do jego średnicy podziałowej d_1 :

- dla materiałów miękkich $b/d_1 = (0,8 \div 1,5)$;
- dla materiałów twardych $b/d_1 = (0,4 \div 1)$.

Przekładnie lekkie $b < d_1$.

Przekładnie normalne $b = d_1$.

Przekładnie średnie i ciężkie $b = 1,5 d_1$.

4. Ustalić klasę dokładności wykonania kół zębatych.

Np. IT10

5. Przyjąć normalny kąt przyporu α_n .

Zwykle 20° .

6. Przyjąć kąt pochylenia linii śrubowej zęba β .

Zwykle $8^\circ \div 15^\circ$ (przyjąć wstępnie 12°).

7. Obliczyć moment obciążający M_1

$$M_1 = \frac{N}{\omega_1}$$

N — moc przenoszona;

ω_1 — prędkość kątowna zębника.

8. Przyjąć liczbę zębów zębника z_1 .

Najczęściej $15 \div 25$ (przyjąć wstępnie 19).

9. Obliczyć średnicę zębника d_1 w zależności od wybranego rodzaju materiału na koła.

Uwagi:

U1. Obliczenia wykonywać możliwie najdokładniej, najlepiej z maksymalną dokładnością wykorzystywanego urządzenia.

U2. Szczególną uwagę zwrócić na jednostki i ich przeliczanie.

U3. W obliczeniach sprawdzających wykorzystać ostatecznie przyjęte i/lub policzone wartości.

KOŁA TWARDE

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2 M_1 z_1 Y_F Y_\varepsilon Y_\beta K_J K_V K_{Fa} K_{F\beta}}{\frac{b}{d_1} \cos \beta \sigma_{FP}}}$$

← UWAGA: Nie należy stosować tego wzoru w obliczeniach przekładni zębatej projektowanej w ramach przedmiotu Proj. PKM II.

- M_1 — moment obciążający;
 z_1 — liczba zębów zębniaka;
 Y_F — współczynnik kształtu (zarysu) zęba (przyjąć wstępnie $Y_F = 2,4$);
 Y_ε — współczynnik udziału obciążenia — przyjąć $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$;
 — ε_α — czołowy wskaźnik przyporu (przyjąć wstępnie $\varepsilon_\alpha = 1,5$), w obliczeniach sprawdzających policzyć ze wzorów podanych w dalszej części;
 Y_β — współczynnik kąta linii śrubowej:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120^\circ}$$

- K_J — współczynnik eksploatacji — z tabeli 2;
 K_V — współczynnik dynamiczny — przyjąć $K_V = 1$;
 K_{Fa} — współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu — przyjąć $K_{Fa} = \varepsilon_\alpha$;
 $K_{F\beta}$ — współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca — przyjąć $K_{F\beta} = 1$;
 σ_{FP} — naprężenia dopuszczalne (na złamanie) ze wzoru:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} Y_S K_{FX}$$

- σ_{Flim1} z tabeli 1;
 — S_F — współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie, w obliczeniach wstępnych przyjąć równy 2;
 Y_S — współczynnik karbu, przyjąć równy 1 (przy założeniu, że promień zaokrąglenia stopy zęba jest większy niż $0,25 m_n$);
 K_{FX} — współczynnik wielkości dla naprężeń stopy zęba, przyjąć równy 1.

Tabela 2a. Podział rodzajów maszyn na grupy (do doboru współczynnika K_J)	
Rodzaj maszyny napędzającej	Grupa
Silnik elektryczny	I
Turbina parowa	I
Turbina gazowa	I
Silnik tłokowy o liczbie cylindrów większej niż dwa	II
Turbina wodna	II
Silnik hydrauliczny	II
Silnik tłokowy jedno- lub dwucylindrowy	III

Tabela 2b

Maszyna robocza	Grupa maszyny napędowej	Współczynnik eksploatacji K _e	Maszyna robocza	Grupa maszyny napędowej	Współczynnik eksploatacji K _e
Podnośnik, winda (równomiernie obciążony)	I II III	1,6 1,8 1,8	Młyn do cementu	I II III	2,0
Podnośnik, winda (nierównomiernie obciążony)	I II III	1,6 1,8 2,0	Przeciągarka do drutu	I II III	1,8
Koparka wieloczerpakowa łańcuchowa	I II III	2,0 2,0 2,0	Prądnica (oprócz prądnicy spawalniczej)	I II III	1,25 1,25 1,6
Koparka z kołem czepakowym	I II III	1,6 1,6 1,6	Prądnica spawalnicza	I II III	2,24 2,24 2,24
Koparka z głowicą tnącą	I II III	2,0 2,0 2,0	Walce do gumy	I II III	1,6
Kruszarka	I II III	2,24 2,24 2,24	Kuźniarka	I II III	2,0 2,24 2,24
Piec obrotowy	I II III	1,8 1,8 1,8	Kolej linowa	I II III	1,4 1,8 1,8
Przenośnik taśmowy (równomiernie obciążony)	I II III	1,25 1,60 1,60	Obrabiarka do drewna	I II III	1,6 1,8 2,0
Przenośnik taśmowy (nierównomiernie obciążony)	I II III	1,6 1,6 1,6	Sprężarka tłokowa jednocyldrowa	I II III	2,0 2,24 2,24
Kołowrót wyciągowy	I II III	2,0 2,0 2,0	Sprężarka tłokowa wielocyldrowa	I II III	1,6 1,8 2,24
Żuraw	I II III	1,6 2,24 2,24	Sprężarka osiowa	I II III	1,25 1,4 1,4
Mieszarka do betonu	I II III	1,8 1,8 2,24	Konwertor	I II III	1,8
Maszyna papiernicza (obciążona równomiernie)	I II III	1,6 1,6 1,6	Pompa tłokowa trzy- i więcej cylindrowa	I II III	1,6 1,6 1,8
Maszyna papiernicza (obciążona nierównomiernie)	I II III	2,0 2,0 2,0	Pompa odśrodkowa	I II III	1,25 1,4 1,8
Prasa do brykietów	I II III	2,5 2,5 2,5	Pompa wyporowa	I II III	1,4 1,4 1,4
Prasa korbowa, mimośrodowa, kuźnicza	I II III	2,0 2,0 2,0	Maszyna sterowa	I II III	1,6 1,6 1,6
Prasa do cegieł	I II III	2,5 2,5 2,5	Mieszalnik do lekkich cieczy	I II III	1,25
Śruba okrętowa	I II III	1,4 1,4 1,4	Mieszalnik do cieczy lepkich i ciał stałych	I II III	1,6
Pompa pogłębiarki	I II III	1,8 1,8 1,8	Maszyny tkackie	I II III	1,8
Pompa tłokowa 1- lub 2-cylindrowa	I II III	1,8 1,8 1,8	Wentylator duży (np. kopalniany)	I II III	2,0 2,0 2,0
Pluczarka	I II III	1,4 1,4 1,4	Wentylator mały	I II III	1,25
Obrabiarka o ruchu obrotowym	I II III	1,6 1,6 1,6	Walcarka do wlewków	I II III	2,0
Obrabiarka o ruchu posuwisto-zwrotnym	I II III	1,6 1,6 1,6	Walcarka do taśmy lub drutu	I II III	2,0
Wciągarka	I II III	1,4 1,8 2,0	Walcarka do cięcia nożycami	I II III	1,6

KOŁA MIĘKKIE

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2M_1 K_J K_V K_{Ha} K_{H\beta} (Z_H Z_M Z_\epsilon)^2}{\frac{b}{d_1} \sigma_{HP}^2} \frac{u+1}{u}}$$

← UWAGA: Nie należy stosować tego wzoru w obliczeniach przekładni zębatej projektowanej w ramach przedmiotu Proj. PKM II.

- M_1 — moment obciążający;
 u — założone przełożenie przekładni zębatej (lub wynikające z rozdziału przełożeń);
 K_J — współczynnik eksploatacji — z tabeli 2;
 K_V — współczynnik dynamiczny — przyjmując $K_V = 1$;
 K_{Ha} — współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu, przyjmując $K_{Ha} = \epsilon_\alpha$;
 — ϵ_α — czołowy wskaźnik przyporu (przyjąć wstępnie $\epsilon_\alpha = 1,5$), w obliczeniach sprawdzających policzyć ze wzorów podanych w dalszej części;

 $K_{H\beta}$ — współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca — przyjmując $K_{H\beta} = 1$;
 Z_H — liczba wpływu kształtu boków zębów dla naprężeń stykowych — przyjmując wstępnie $Z_H = 1,65$, w obliczeniach sprawdzających policzyć ze wzoru podanego w dalszej części;
 Z_M — liczba wpływu materiału dla naprężeń stykowych boku zęba (wzór uproszczony stosowany dla kół wykonanych z jednego rodzaju materiału):

$$Z_M = \sqrt{0,35 E}$$

— E — moduł Younga;

- Z_ϵ — liczba wpływu wskaźnika przyporu:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\epsilon_\alpha}}$$

gdzie β_b jest kątem pochylenia linii zęba na walcu zasadniczym obliczanym z zależności:

$$\left. \begin{array}{l} \cos \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \beta_b}{\operatorname{tg} \beta} \\ \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \end{array} \right\} \Rightarrow \beta_b = \left(\arctg(\operatorname{tg} \beta \cdot \cos(\arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}\right))) \right)$$

- σ_{HP} — naprężenia dopuszczalne (na naciski) ze wzoru:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{Hmin}} K_L K_{HX} Z_R Z_V$$

- σ_{Hlim1} z tabeli 1;
 — S_H — współczynnik bezpieczeństwa ze względu na tworzenie się wgłębień, w obliczeniach wstępnych przyjmując równy 1,5;

- K_L — współczynnik smarowania, przyjmując równy 1;
 K_{HX} — współczynnik wielkości koła, przyjmując równy 1;
 Z_R — współczynnik chropowatości, przyjmując równy 1;
 Z_V — współczynnik prędkości, przyjmując równy 1.

10. Obliczyć wstępnie moduł normalny:

$$m_n = \frac{d_1}{z_1} \cos \beta$$

Z tabeli 3 przyjąć moduł znormalizowany (z szeregu 1 lub 2).

Tabela 3. Najczęściej stosowane moduły w mm, według PN-78/M-88502							
Szeregi modułów (szereg 1 jest uprzywilejowany)							
1	2	1	2	1	2	1	2
1	1,125	2	2,25	4	4,5	8	9
1,25	1,375	2,5	2,75	5	5,5	10	11
1,5	1,75	3	3,5	6	7	12	14

11. Dobrać liczbę zębów koła z_2 (na podstawie założonego przełożenia u i liczby zębów zębownika z_1 , przy dopuszczalnym błędzie przełożenia $\Delta u = \pm 2,5\%$ — dla $u = (1 \div 4,5)$).

$$z_2 = z_1 \cdot u$$

$$\Delta u = \frac{u - u_{rz}}{u} \cdot 100\%$$

gdzie: u_{rz} — rzeczywiste przełożenie przekładni.

Uwaga:

U4. Liczby zębów zębownika i koła powinny być względnie pierwsze (liczby względnie pierwsze — liczby całkowite, które nie mają innych poza jedynką wspólnych dzielników w rozkładzie na czynniki pierwsze, lub równoważnie, ich największym wspólnym dzielnikiem jest jedność).

12. Obliczyć zerową odległość osi:

$$a_0 = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos \beta}$$

Z tabeli 4 przyjąć znormalizowaną odległość osi a_w (z szeregu 1 lub 2).

Tabela 4. Znormalizowane odległości osi w mm, według PN-78/M-88525							
Szeregi odległości osi (szereg 1 jest uprzywilejowany)							
1	2	1	2	1	2	1	2
40	45	80	90	160	180	315	355
50	56	100	112	200	225	400	450
63	71	125	140	250	280	500	560

13. Wykonać obliczenia geometryczne przekładni:

- kąt zarysu w przekroju czołowym α_t :

$$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right)$$

- kąt przyporu toczny w przekroju czołowym α_{tw} :

$$\alpha_{tw} = \arccos \left(\frac{a_0}{a_w} \cos \alpha_t \right) = \arccos \left(\frac{(z_1 + z_2) m_n \cos \alpha_t}{2 a_w \cos \beta} \right)$$

- suma współczynników korekcji (przesunięcia zarysu):

$$x_1 + x_2 = (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) \frac{(z_1 + z_2)}{2 \operatorname{tg} \alpha_n}$$

gdzie: $\operatorname{inv} \alpha_{(tw)} = \operatorname{tg} \alpha_{(tw)} - \hat{\alpha}_{(tw)}$ — jest funkcją ewolwentową (jej wartość należy liczyć z dokładnością nie mniejszą niż 8 miejsc po przecinku; $\hat{\alpha}_{(tw)}$ — kąt w radianach).

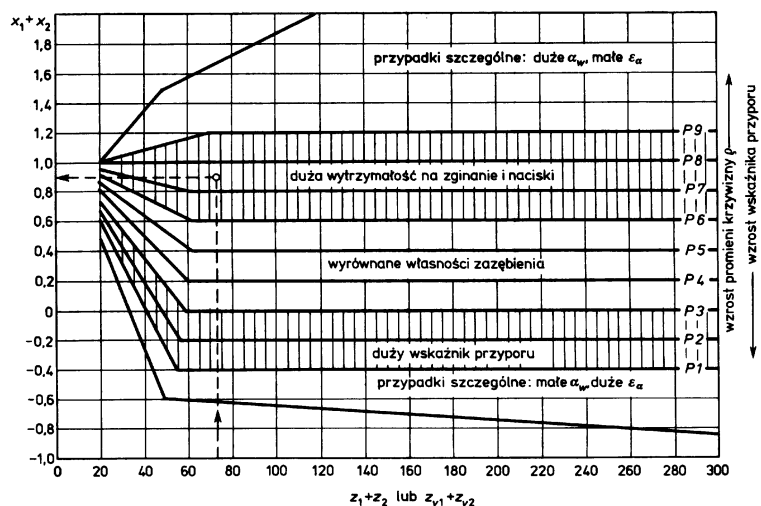
14. Sprawdzić sumę współczynników korekcji

z rysunku 1. Jeśli zapewnia żądane własności wytrzymałościowe zazębienia (jest z przedziału zalecanego przez prowadzącego, np. $0,3 \div 0,9$) — kontynuować obliczenia. Jeśli jest poza założonym obszarem dopuszczalnym — powtórzyć obliczenia zgodnie z zaleceniami prowadzącego.

Uwaga:

U5. Przybliżoną wartość sumy współczynników korekcji można policzyć ze wzoru:

$$x_1 + x_2 \approx \frac{a_w - a_0}{m_n}$$



Rys. 1. Dobór sumy współczynników przesunięcia zarysu wg DIN 3992.

15. Dokonać podziału sumy współczynników korekcji zgodnie z rysunkiem 2. Wyznaczyć punkt o współrzędnych:

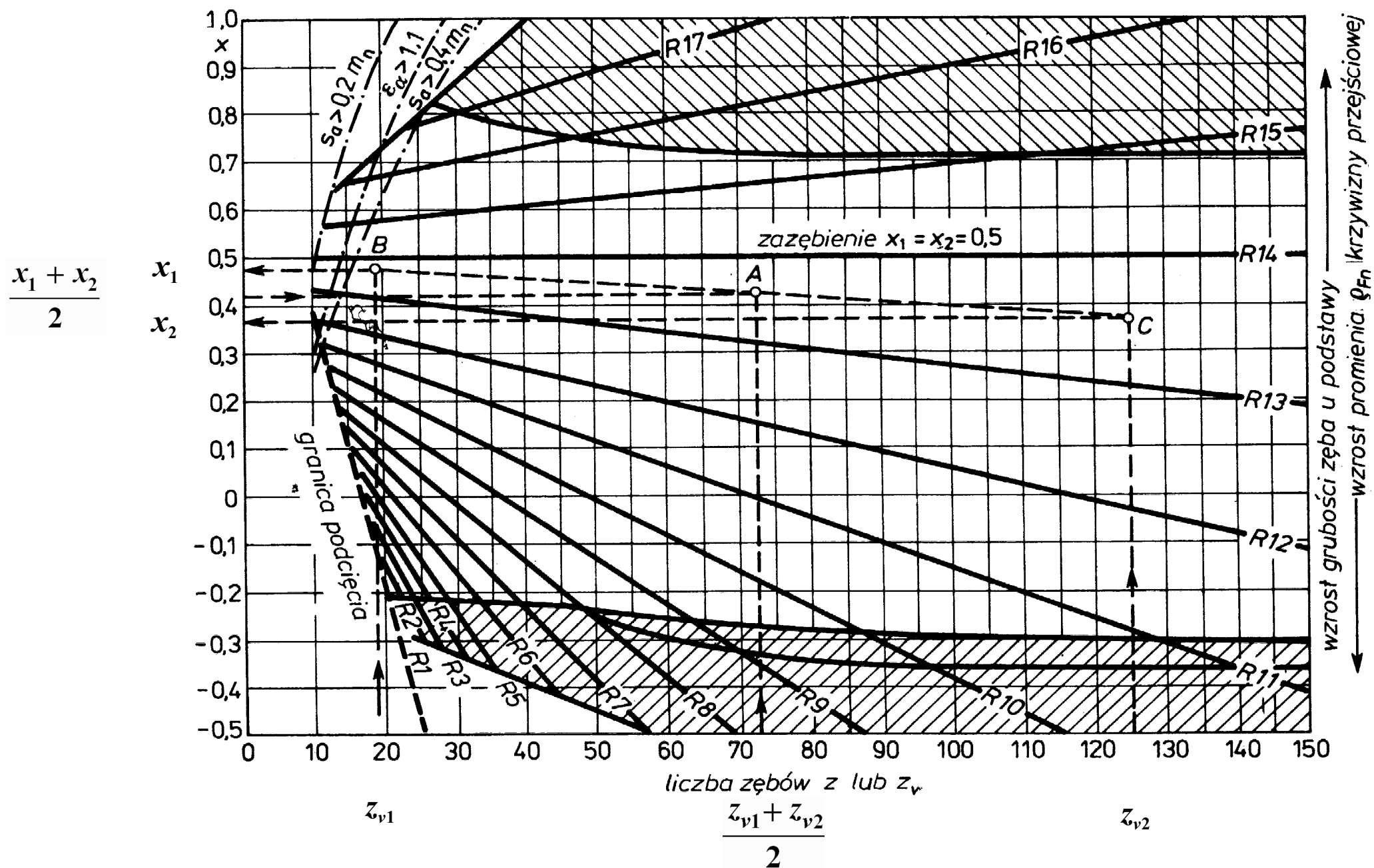
$$\left(\frac{z_{v1} + z_{v2}}{2}, \frac{x_1 + x_2}{2} \right)$$

następnie dokonać interpolacji i odczytu $x_{1,2}$ po wejściu liczbą zębów z_{v1} i z_{v2} (wzory dokładne na obliczanie zastępczych liczb zębów podano w dalszej części). W celu uniknięcia rozbieżności uzyskanych wyników z wynikami komputerowego sprawdzenia, należy wartość współczynnika x_1 dobrać z wykresu (z dokładnością do 2 miejsc po przecinku), a wartość x_2 policzyć (z dokładnością do 3 miejsc po przecinku) odejmując od policzonej sumy współczynników korekcji odczytaną wartość x_1 .

UWAGA: Algorytm podziału można znaleźć pod adresem https://rpakow.simr.pw.edu.pl/podzial_sumy_wsp_korekcji.pdf

16. Wykonać obliczenia sprawdzające (dla ostatecznie dobranych parametrów i dokładnych wartości wszystkich współczynników):

- naprężeń stopy zęba zębника i koła oraz naprężeń stykowych w biegunie zazębienia;
- i dodatkowo:
- naprężeń stykowych w wewnętrznym punkcie jednoparowego przyporu zębника (gdy zastępcza liczba zębów jest nie większa od 20);
- naprężeń stykowych w wewnętrznym punkcie jednoparowego przyporu koła.



Rys. 2. Podział współczynników przesunięcia zarysu w przekładniach redukujących wg DIN 3992.

CZOŁOWA LICZBA PRZYPORU

(czołowy wskaźnik przyporu, czołowy wskaźnik zazębienia)

$$\varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_{\alpha 1}' + \varepsilon_{\alpha 2}' - \varepsilon_{\alpha \alpha}'$$

$$\varepsilon_{\alpha 1}' = \frac{\sqrt{z_1^2 \frac{1 - \cos^2 \alpha_t}{4} + h_{a1}^* (z_1 + h_{a1}^*)}}{\pi \cos \alpha_t}$$

$$\varepsilon_{\alpha 2}' = \frac{\sqrt{z_2^2 \frac{1 - \cos^2 \alpha_t}{4} + h_{a2}^* (z_2 + h_{a2}^*)}}{\pi \cos \alpha_t}$$

$$\varepsilon_{\alpha \alpha}' = \frac{1}{2\pi} (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}$$

— współczynniki wysokości głowy zęba:

$$h_{a1}^* = \left(1 - x_2 + \frac{c_0}{m_n} - \frac{c_w}{m_n} + y_p \right) \cos \beta = \frac{d_{a1} - d_{t1}}{2 m_t}$$

$$h_{a2}^* = \left(1 - x_1 + \frac{c_0}{m_n} - \frac{c_w}{m_n} + y_p \right) \cos \beta = \frac{d_{a2} - d_{t2}}{2 m_t}$$

c_0 — wielkość zaokrąglenia głowicy narzędziowej;

c_w — wybrany luz wierzchołkowy;

Uwaga:

U6. Przyjąć $c_0 = c_w$.

y_p — współczynnik przesunięcia osi:

$$y_p = \frac{a_w - a_0}{m_n}$$

POSKOKOWA LICZBA PRZYPORU

(poskokowy wskaźnik zazębienia)

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \sin \beta}{m_n \cdot \pi} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{m_t \cdot \pi} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_{tb}}$$

gdzie p_{tb} jest podziałką zasadniczą.

SPRAWDZENIE NAPRĘŻEŃ STOPY ZĘBA

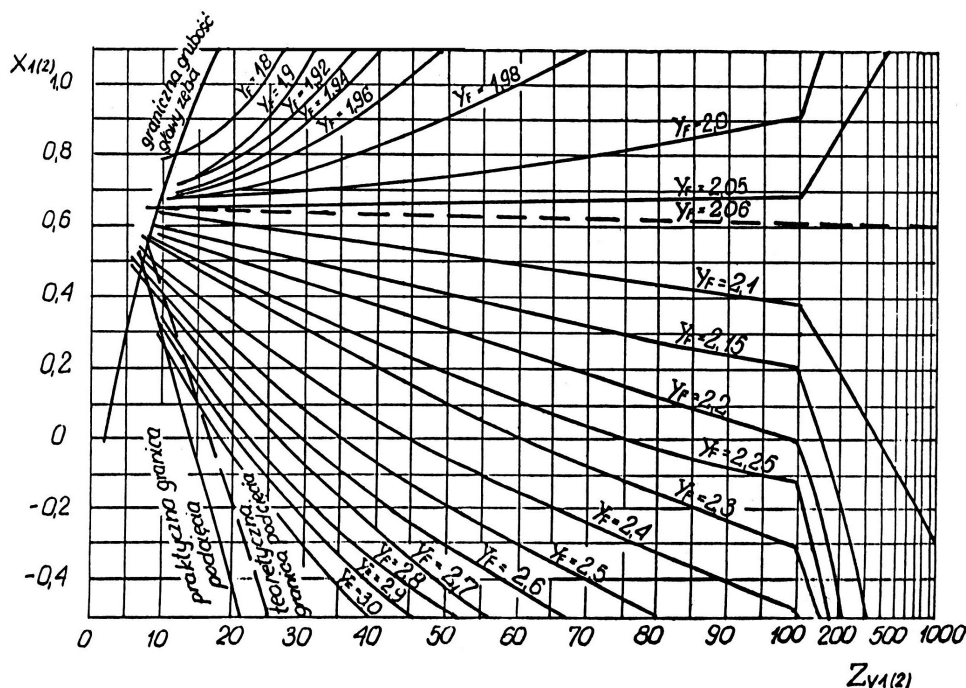
$$S_{F1(2)} = \frac{\sigma_{Flim 1(2)} b m_n^2 z_1 Y_S K_{FX}}{2 M_1 \cos \beta Y_{F1(2)} Y_\epsilon Y_\beta K_J K_V K_{Fa} K_{F\beta}} \geq S_{Fmin}$$

- S_{Fmin} — minimalny współczynnik bezpieczeństwa na złamanie $S_{Fmin} = 1,3$;
 $\sigma_{Flim 1(2)}$ — granica zmęczenia dla naprężeń stopy zęba dla materiału zębniaka i koła z tabeli 1;
 b — szerokość wieńca (zaokrąglona do liczby całkowitej w [mm]);
 m_n — moduł normalny;
 z_1 — liczba zębów zębniaka;
 Y_S — współczynnik karbu, przyjąć równy 1 (przy założeniu, że promień zaokrąglenia stopy zęba jest większy niż $0,25 m_n$);
 K_{FX} — współczynnik wielkości dla naprężeń stopy zęba, przyjąć równy 1;
 M_1 — moment na wale zębniaka;
 β — kąt pochylenia linii śrubowej zęba;
 Y_F — współczynnik kształtu (zarysu) zęba; dobrać z rysunku 3 dla zastępczej liczby zębów kół:

$$z_{v1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta}; \quad \text{gdzie:} \quad \beta_b = (\arctg(\tg \beta \cdot \cos(\arctg\left(\frac{\tg \alpha_n}{\cos \beta}\right)))$$

Uwaga:

U7. Zębniak i koło zwykle mają różne wartości współczynnika Y_F , mogą się też różnić materiałem (koła miękkie).



Rys. 3. Współczynnik zarysu zęba (liczba analogii stereomechanicznej) — dla $\alpha_n = 20^\circ$.

- Y_ϵ — współczynnik udziału obciążenia — przyjąć $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$;
 ϵ_α — czołowa liczba przyporu (wartość policzyć ze wzoru);

- Y_β — współczynnik kąta linii śrubowej:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120^\circ}$$

- K_J — współczynnik eksploatacji — z tabeli 2;
 K_V — współczynnik dynamiczny — przyjąć $K_V = 1$;
 K_{Fa} — współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu — przyjąć $K_{Fa} = \epsilon_\alpha$;
 $K_{F\beta}$ — współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca — przyjąć $K_{F\beta} = 1$.

SPRAWDZENIE NAPRĘŻEŃ STYKOWYCH W BIEGUNIE ZAZĘBIENIA

$$S_{H1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim1(2)} m_n z_1 Z_V Z_R K_{HX} K_L}{\cos \beta Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{u_{rz} + 1}{u_{rz}} \frac{2M_1}{b} K_J K_V K_{Ha} K_{H\beta}}} \geq S_{Hmin}$$

- S_{Hmin} — minimalny współczynnik bezpieczeństwa ze względu na tworzenie się wgłębień $S_{Hmin} = 1,1$;
 $\sigma_{Hlim1(2)}$ — granica zmęczenia dla naprężeń boku zęba dla materiału zębника i koła z tabeli 1;
 Z_V — współczynnik prędkości, przyjmując równy 1;
 Z_R — współczynnik chropowatości, przyjmując równy 1;
 K_{HX} — współczynnik wielkości koła, przyjmując równy 1;
 K_L — współczynnik smarowania, przyjmując równy 1;
 β — kąt pochylenia linii śrubowej zęba;
 Z_H — liczba wpływu kształtu boków zębów dla naprężeń stykowych:

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \tan \alpha_{tw}}} \quad \text{gdzie:} \quad \beta_b = (\arctg(\tan \beta \cdot \cos(\arctg\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right)))$$

- α_t — kąt zarysu w przekroju czołowym;
 — α_{tw} — kąt przyporu toczny w przekroju czołowym;

- Z_M — liczba wpływu materiału dla naprężeń stykowych boku zęba (wzór uproszczony stosowany dla kół wykonanych z jednego rodzaju materiału):

$$Z_M = \sqrt{0,35 E}$$

- E — moduł Younga (dla stali przyjmując 210000 MPa);

- Z_ε — liczba wpływu wskaźnika przyporu:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha}}$$

- ε_α — czołowa liczba przyporu (wartość policzyć ze wzoru);
 M_1 — moment na wale zębника;
 u_{rz} — rzeczywiste przełożenie przekładni;
 b — szerokość wieńca (zaokrąglona do liczby całkowitej w [mm]);
 K_J — współczynnik eksploatacji — z tabeli 2;
 K_V — współczynnik dynamiczny — przyjmując $K_V = 1$;
 K_{Ha} — współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu, można przyjmując $K_{Ha} = \varepsilon_\alpha$;
 $K_{H\beta}$ — współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości wieńca — przyjmując $K_{H\beta} = 1$.

WZORY DODATKOWE

Pozorna odległość osi:

$$a_p = a_0 + m_n \cdot (x_1 + x_2)$$

Współczynnik zsunęcia:

$$k = \frac{a_p - a_w}{m_n}$$

ALGORYTM OBLICZANIA SKŁADOWYCH SIŁY MIĘDZYŻĘBNEJ

Obliczenia geometryczne:

Średnice podziałowe w płaszczyźnie czołowej:

$$d_{t1} := \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos(\beta)}$$

$$d_{t2} := \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos(\beta)}$$

Uwaga:

U8. Połowa sumy średnic podziałowych równa jest zerowej odległości osi.

Średnice toczne:

$$d_{w1} := 2 \cdot \frac{a_w}{1 + u_{rz}}$$

$$d_{w2} := 2 \cdot \frac{a_w}{\frac{1 + u_{rz}}{u_{rz}}}$$

← do wzorów należy wstawić przełożenia rzeczywiste – czyli wynikające z ostatecznie przyjętej liczby zębów:

$$u_{rz} = z_2 / z_1$$

Uwaga:

U9. Połowa sumy średnic tocznych równa jest rzeczywistej odległości osi.

Kąty pochylenia linii zęba na średnicach tocznych:

$$\beta_{w1} := \operatorname{atan}\left(\frac{d_{w1}}{d_{t1}} \cdot \tan(\beta)\right)$$

$$\beta_{w2} := \operatorname{atan}\left(\frac{d_{w2}}{d_{t2}} \cdot \tan(\beta)\right)$$

Uwaga:

U10. Kąty pochylenia linii zęba na średnicach tocznych powinny być sobie równe .

Siła styczna (obwodowa) na średnicy tocznej:

$$S_{mt} := \frac{2 \cdot M_1}{d_{w1}}$$

Siła wzdłużna:

$$S_{mo} := S_{mt} \cdot \tan(\beta_{w1})$$

Siła promieniowa:

$$S_{mr} := S_{mt} \cdot \tan(\alpha_{tw})$$