

PAŃSTWOWA UCZELNIA ZAWODOWA  
WE WŁOCŁAWKU

# **PROJEKTOWANIE Z PODSTAW KONSTRUKCJI MASZYN**

Skrypt

dr inż. Józef Kaczmarek

Włocławek 2021

**Wydawca:**  
Państwowa Uczelnia Zawodowa we Włocławku

**Recenzent:**  
dr inż. Sławomir Kawczyński,  
Państwowa Uczelnia Zawodowa we Włocławku

**Korekta:**  
Ilona Radomska

**Skład i łamanie**  
Daniel Jaskóła, Agencja Reklamowa TOP

**Projekt okładki**  
Krzysztof Galus

**Grafika na okładce**  
100kWhr

© Copyright by Państwowa Uczelnia Zawodowa we Włocławku  
Włocławek 2021

Wszelkie prawa zastrzeżone. Książka, którą nabyłeś jest dziełem twórcy i wydawcy. Żadna jej część nie może być reprodukowana jakimkolwiek sposobem – mechanicznie, elektronicznie, drogą fotokopii itp. – bez pisemnego zezwolenia wydawcy. Jeśli cytujesz fragmenty tej książki, nie zmieniaj ich treści oraz wskaż autora dzieła.

Publikacje Wydawnictwa PUZ we Włocławku dostępne są w sprzedaży w Bibliotece PUZ we Włocławku przy ul. Mechaników 3, pok. 8. Zamówienia można również przesyłać drogą e-mailową na adres: [biblioteka@puz.wloclawek.pl](mailto:biblioteka@puz.wloclawek.pl)

**ISBN 978-83-60607-72-5**

Wydawnictwo Państwowej Uczelni Zawodowej we Włocławku  
ul. Mechaników 3, 87-800 Włocławek  
tel. 600-255-358  
e-mail: [wydawnictwo@puz.wloclawek.pl](mailto:wydawnictwo@puz.wloclawek.pl)  
<https://wyd.edu.pl/>

**Skład, druk:**  
Agencja Reklamowa TOP  
[www.agencjatop.pl](http://www.agencjatop.pl)

# Spis treści

|   |     |
|---|-----|
| CZĘŚĆ I. POŁĄCZENIA, WAŁY, ŁOŻYSKOWANIA . . . . .         | 7   |
| ROZDZIAŁ 1. Połączenia spawane . . . . .                  | 9   |
| ROZDZIAŁ 2. Połączenia nitowe . . . . .                   | 21  |
| ROZDZIAŁ 3. Połączenia wciskowe . . . . .                 | 27  |
| ROZDZIAŁ 4. Połączenia kształtowe . . . . .               | 31  |
| ROZDZIAŁ 5. Połączenia gwintowe . . . . .                 | 45  |
| ROZDZIAŁ 6. Elementy sprężyste . . . . .                  | 59  |
| ROZDZIAŁ 7. Wały . . . . .                                | 73  |
| ROZDZIAŁ 8. Łożyskowania toczne. . . . .                  | 79  |
| ROZDZIAŁ 9. Łożyskowania ślizgowe . . . . .               | 90  |
| <br>  |     |
| CZĘŚĆ II. MECHANIZMY . . . . .                            | 99  |
| ROZDZIAŁ 10. Podnośniki . . . . .                         | 101 |
| ROZDZIAŁ 11. Reduktory z przekładniami zębatymi . . . . . | 119 |
| <br>  |     |
| Literatura . . . . .                                      | 198 |
| Wykaz rysunków tekstowych . . . . .                       | 199 |
| Wykaz rysunków konstrukcyjnych . . . . .                  | 200 |
| Wykaz tabel . . . . .                                     | 201 |



## Od autora

Niniejszy skrypt zawiera zbiór dwudziestu sześciu zadań projektowych z nowo wprowadzonego w roku akademickim 2018/2019 na kierunku Mechanika i Budowa Maszyn w Państwowej Wyższej Szkole Zawodowej we Włocławku przedmiotu „Projektowanie z podstaw konstrukcji maszyn – cz. I” na semestrze III oraz z wcześniej prowadzonego takiego projektowania cz. II na semestrze IV. Część I przedmiotu była dotychczas realizowana w formie mało praktycznych ćwiczeń audytorijnych. Materiał przedstawiony w skrypcie obejmuje 30-to godzinny program ćwiczeń projektowych przewidziany programem kształcenia, który jest szczegółowo zawarty w Opisach Przedmiotu przyporządkowanego przedmiotowi „Podstawy konstrukcji maszyn”. Materiał zawarty w skrypcie zawiera w dużej części praktyczne, dające się przedstawić w formie projektowej, zagadnienia omawiane na wykładach z tego przedmiotu. Rozwiązanie każdego zadania projektowego kończy bardzo zbliżony do wykonawczego rysunek określonego wyodrębnionego fragmentu urządzenia lub złożeniowy rysunek urządzenia. W oryginale rysunki te wykonane są na formacie A4 i temu formatowi przyporządkowane są zamieszczone na nich podziałki. Większe rysunki zostały podzielone na kilka fragmentów, co zapewnia ich wymaganą czytelność.

Treści zadań przedstawionych w skrypcie były odpowiednio dobrane i rozwiązywane przez autora na wcześniej prowadzonych zajęciach „Ćwiczenia z podstaw konstrukcji maszyn cz. I” i „Projektowanie z podstaw konstrukcji maszyn – cz. II” zadania przykładowe wraz ze szkicami projektowanych elementów, na podstawie których studenci wykonywali projekty. Te właśnie najlepiej wykonane projekty studentów, po gruntownej ich poprawie i dostosowaniu przez autora do potrzeb wydawniczych, stanowią treść zadań skryptowych. Rysunki w zadaniach, z wieloma poprawkami wniesionymi przez autora, są wykonane przez studentów przy pomocy dostępnego na Uczelni programu komputerowego AutoCAD. Dlatego też na tych rysunkach uwzględniono nazwiska studentów jako projektujących i rysujących. Odrębnie zatem bardzo dziękuję następującym studentom PUZ we Włocławku: Dawidowi Chmielewskiemu, Kacprowi Frydrychowskiemu, Mariuszowi Gapińskiemu, Marcinowi Jabłońskiemu, Rafałowi Lesińskiemu, Dawidowi Matusiakowi, Piotrowi Pajorowi, Dawidowi Piechocińskiemu, Przemysławowi Rosiakowi, Grzegorzowi Seroczyńskiemu oraz Pawłowi Ziółkowskiemu za pomoc w powstaniu tego skryptu.

Przewiduje się, iż skrypt ten będzie stanowił znaczne ułatwienie w realizacji przedmiotowych zajęć, a przez to w osiągnięciu przez studentów w najwyższym stopniu wszystkich, a zwłaszcza umiejętnościowych, efektów uczenia się.

Pomimo iż niniejszy skrypt dedykowany jest studentom PUZ we Włocławku, mogą z niego korzystać studenci innych uczelni tego rodzaju o podobnych programach kształcenia.



# Część I

## **POŁĄCZENIA, WAŁY, ŁOŻYSKOWANIA**





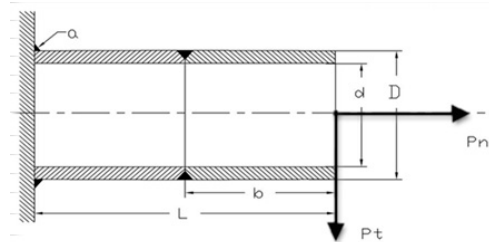
# **Rozdział 1**

## **POŁĄCZENIA SPAWANE**



**Zadanie projektowe nr 1.1.**

Zaprojektować elementy połączenia spawanego jak na szkicu (wymiary:  $D$ ,  $d$ ,  $a$ ) dla następujących danych:  $b = 130$  mm,  $L = 177,5$  mm,  $P_n = 23$  kN,  $P_t = 3,2$  kN,  $k_{spr} = 97,5$  MPa,  $k_{spt} = 84,5$  MPa. Naprężenia zastępcze nie powinny być mniejsze niż 0,75 naprężień dopuszczalnych. Wymiary  $D$  i  $d$  przyjąć według PN lub PN-EN. Sporządzić rysunek połączenia.



Rys. 1.1. Szkic połączenia spawanego

**Rozwiązanie**

1. Przyjęcie wg PN-EN 10220: 2005:  $D = 60,3$  mm i  $d = 52,3$  mm oraz  $a = 4$  mm.
2. Obliczenie wytrzymałości spoiny czołowej.
  - 2.1. Obliczenie naprężeń zginających  $\sigma_g$  wywołanych momentem gnącym  $M_g$ :

$$M_g = P_t \cdot b = 3200 \text{ N} \cdot 130 \text{ mm} = 416000 \text{ Nmm}$$

$$W_x = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32 D} = \frac{3,14 \cdot (60,3^4 - 52,3^4)}{32 \cdot 60,3} = 9344,25 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} = \frac{416000 \text{ Nmm}}{9344,25 \text{ mm}^3} = 44,51 \text{ MPa}$$

- 2.2. Obliczenie naprężeń  $\sigma_r$ , rozciągających wywołanych siłą  $P_n$ :

$$A = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (60,3^2 - 52,3^2)}{4} = 707 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_r = \frac{P_n}{A} = \frac{23000 \text{ N}}{707 \text{ mm}^2} = 32,53 \text{ MPa}$$

- 2.3. Obliczenie naprężeń ścinających  $\tau$  wywołanych siłą  $P_t$ :

$$\tau = \frac{P_t}{A} = \frac{3200 \text{ N}}{707 \text{ mm}^2} = 4,52 \text{ MPa}$$

2.4. Obliczenie naprężeń zastępczych  $\sigma_z$ , sprawdzenie warunku wytrzymałościowego:

$$\sigma_z = \sqrt{(\sigma_r + \sigma_g)^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(32,53 + 44,51)^2 + 3 * 4,52^2} = 77,12 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = 77,12 \text{ MPa} \leq k_{spr} = 97,50 \text{ MPa}$$

$$77,12 \text{ MPa} / 97,50 \text{ MPa} = 0,79 > 0,75$$

Wniosek: Wymiary elementu połączenia spawanego zostały zaprojektowane prawidłowo.

3. Obliczenie wytrzymałości spoiny pachwinowej.

3.1. Obliczenie naprężeń ścinających  $\tau_r$  wywołanych siłą  $P_n$ :

$$A = \pi \frac{[(D+2a)^2 - D^2]}{4} = \frac{\pi[(60,3+8)^2 - 60,3^2]}{4} = 808 \text{ mm}^2$$

$$\tau_r = \frac{P_n}{A} = \frac{23000 \text{ N}}{808 \text{ mm}^2} = 28,46 \text{ MPa}$$

3.2. Obliczenie naprężeń ścinających  $\tau_g$  wywołanych momentem gnącym  $M_g$ :

$$M_g = P_t * L = 3200 \text{ N} * 177,5 \text{ mm} = 568000 \text{ Nmm}$$

$$W_x = \frac{\pi[(D+2a)^4 - D^4]}{32(D+2a)} = \frac{\pi[(60,3+8)^4 - 60,3^4]}{32(60,3+8)} = 12275 \text{ mm}^3$$

$$\tau_g = \frac{M_g}{W_x} = \frac{568000 \text{ Nmm}}{12275 \text{ mm}^3} = 46,27 \text{ MPa}$$

3.3. Obliczenie naprężeń ścinających  $\tau_t$  wywołanych siłą  $P_n$ :

$$\tau_t = \frac{P_t}{A} = \frac{3200 \text{ N}}{808 \text{ mm}^2} = 3,96 \text{ MPa}$$

3.4. Obliczenie naprężeń zastępczych  $\tau_z$ :

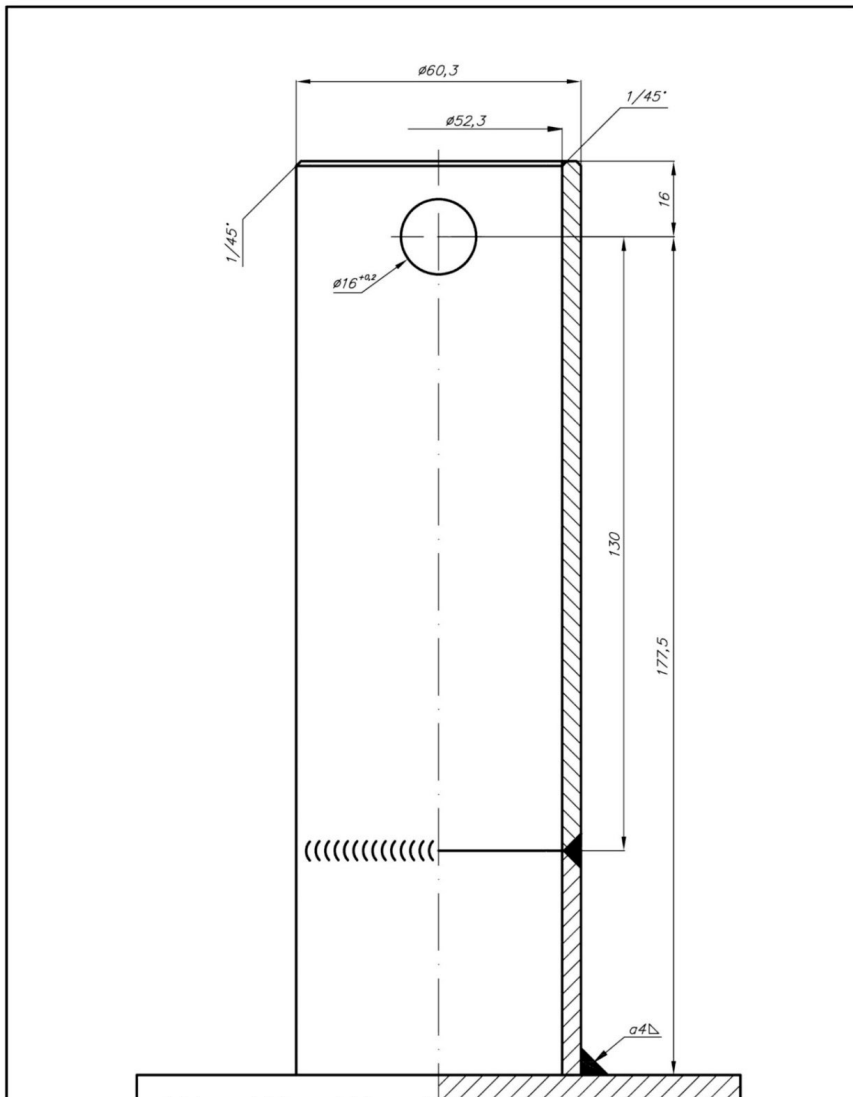
$$\tau_z = \sqrt{(\tau_r + \tau_g)^2 + \tau_t^2} = \sqrt{(28,46 + 46,27)^2 + 3,96^2} = 74,83 \text{ MPa}$$

$$\tau_z = 74,83 \text{ MPa} \leq k_{spt} = 84,5 \text{ MPa}$$

$$74,83 \text{ MPa} / 84,5 \text{ MPa} = 0,88 > 0,75$$

Wniosek: Wymiary elementu połączenia spawanego zostały przyjęte ( zaprojektowane) prawidłowo.

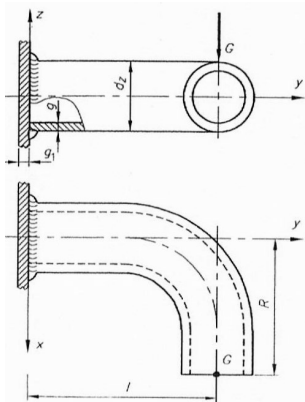
Połączenie spawane przedstawione jest na rysunku PS-01.01.



|                     |  |  |   |               |
|---------------------|--|--|---|---------------|
| Pozycja:<br>1       | Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Wrocławku<br>Zakład Mechaniki i Budowy<br>Maszyn | Nazwisko i Imię                            | Data  | Arkuszy:<br>1 |
| Materiał:<br>S275JR |  | Projektował:<br>Konstruował:<br>Sprawdził: | Rosiak Przemysław<br>Rosiak Przemysław<br>Kaczmarek Józef | 16.11.2019    |
| Ilość/Szt.:<br>1    |  | Rysunek złożeńowy:                         | Nr rys. złożeńowego:                                      |               |
| Podziałka:<br>1:1   | Nazwa części:<br>Połączenie spawane  | Nr. rysunku:<br>PS-01.01                   |   |               |

### Zadanie projektowe nr 1.2.

Zaprojektować połączenie spawane rury z pionową ścianą jak na szkicu [1] (wymiary:  $d_z$ ,  $g$ ,  $a \approx 0,7g$ ) dla pozostałych danych:  $R = 172 \text{ mm}$ ,  $l = 227,5 \text{ mm}$ ,  $G = 21 \text{ kN}$ ,  $g_l = 23 \text{ mm}$ ,  $k_{spi} = 94,25 \text{ MPa}$ . W celu optymalnego wyężnienia materiału naprężenia zastępcze nie powinny być mniejsze niż  $0,75$  naprężeń dopuszczalnych. Wymiary  $d_z$ ,  $g$  przyjąć według PN-EN 10220:2005.



Rys. 1.2. Szkic połączenia spawanego [1]

#### Rozwiązanie

1. Przyjęcie wstępnie według PN-EN 10220:2005  $d_z = 121 \text{ mm}$  i  $g = 7,1 \text{ mm}$ .
2. Obliczenie grubości spoiny  $a$ :

$$a = 0,7g \approx 5 \text{ mm}$$

3. Obliczenie naprężeń ścinających  $\tau_{M_g}$  wywołanych momentem gnącym  $M_g$ :

$$M_g = G * l = 21000 \text{ N} * 227,5 \text{ mm} = 4777500 \text{ Nmm}$$

$$W_x = \frac{2\pi[(d_z+2a)^4 - d_z^4]}{64(d_z+2a)} = \frac{2 * 3,14[(121 \text{ mm} + 2 * 5 \text{ mm})^4 - 121 \text{ mm}^4]}{64(121 \text{ mm} + 2 * 5 \text{ mm})} = 60029,3 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{M_g} = \frac{M_g}{W_x} = \frac{4777500 \text{ Nmm}}{60029,3 \text{ mm}^3} = 79,6 \text{ MPa}$$

4. Obliczenie naprężeń ścinających  $\tau_G$  wywołanych siłą tnącą  $G$ :

$$A_{sp} = \frac{\pi[(d_z+2a)^2 - d_z^2]}{4} = \frac{3,14[(121 \text{ mm} + 2 * 5 \text{ mm})^2 - 121 \text{ mm}^2]}{4} = 1979,2 \text{ mm}^2$$

$$\tau_G = \frac{G}{A_{sp}} = \frac{21000 \text{ N}}{1979,2 \text{ mm}^2} = 10,61 \text{ MPa}$$

5. Obliczenie naprężeń ścinających  $\tau_{Ms}$  wywołanych momentem skręcającym  $M_s$ :

$$M_s = G * R = 21000 \text{ N} * 172 \text{ mm} = 3612000 \text{ Nmm}$$

$$W_0 = 2W_x = 2 * 59652,77 \text{ mm}^3 = 120058,6 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{Ms} = \frac{M_s}{W_0} = \frac{3612000 \text{ Nmm}}{120058,6 \text{ mm}^3} = 30,09 \text{ MPa}$$

6. Obliczenie naprężeń zastępczych  $\tau_z$  :

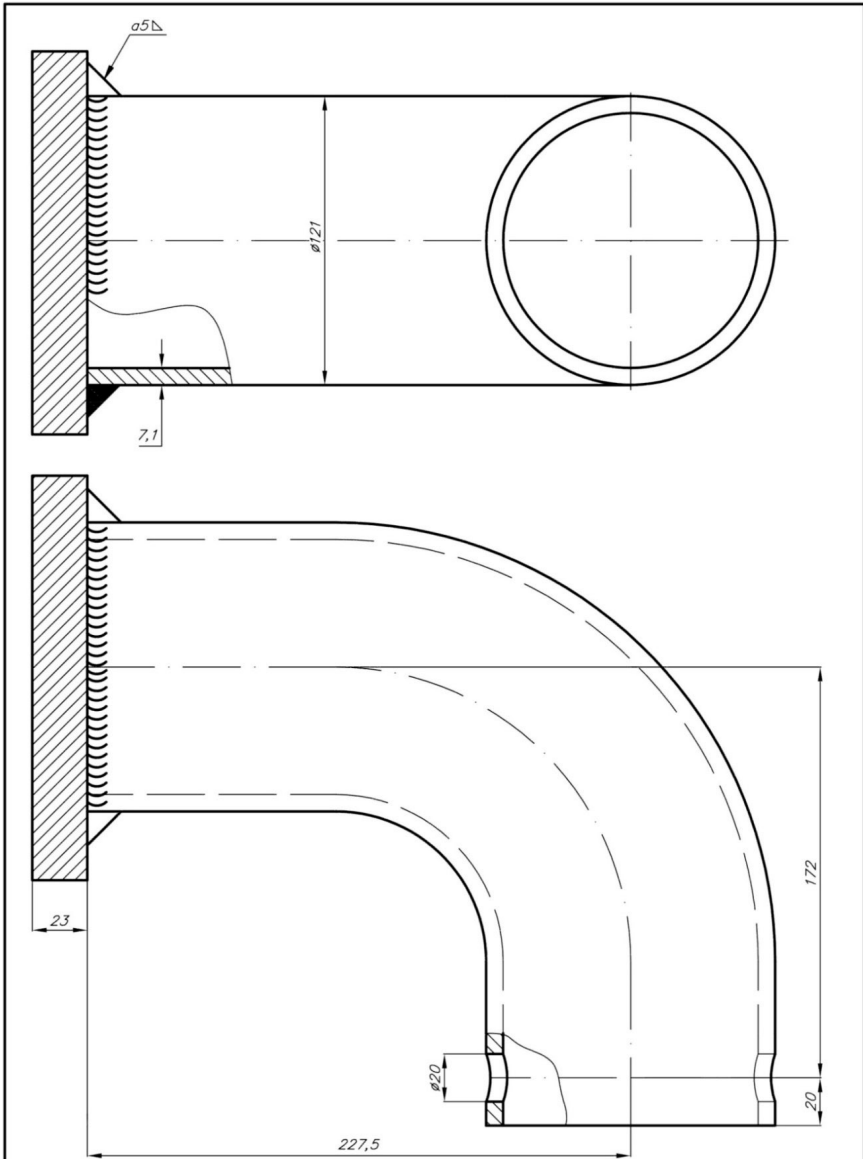
$$\tau_z = \sqrt{(\tau_T + \tau_{Ms})^2 + \tau_{Mg}^2} = \sqrt{(10,61 \text{ MPa} + 30,09 \text{ MPa})^2 + 79,6^2 \text{ MPa}} = 89,4 \text{ MPa}$$

$$\tau_z = 89,4 \text{ MPa} \leq k_{spt} = 94,25 \text{ MPa}$$

$$\frac{89,4}{94,25} = 0,95 > 0,75$$

Wniosek: Wymiary elementu połączenia spawanego zostały przyjęte (zaprojektowane) prawidłowo.

Połączenie spawane przedstawione jest na rysunku PS-01.02.

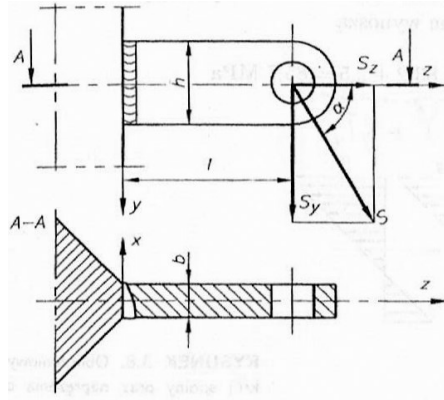


|                     |  |                     |                                      |                          |                       |
|---------------------|--|---------------------|--------------------------------------|--------------------------|-----------------------|
| Pozycja:<br>1       | Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Wrocławiu<br>Zakład Mechaniki i Budowy<br>Maszyn | Projektował:        | Nazwisko i Imię<br>Rosiak Przemysław | Data                     | Arkuszy:<br>1         |
| Materiał:<br>S275JR |  | Konstruował:        | Rosiak Przemysław                    | 16.11.2019               |                       |
| Ilość/Szt.:<br>1    |  | Rysunek złożeńiowy: | Sprawdził:<br>Kaczmarek Józef        |                          | Nr rys. złożeńiowego: |
| Podziałka:<br>1:2   | Nazwa części:<br>Połączenie spawane  |                     |                                      | Nr. rysunku:<br>PS-01.02 |                       |



**Zadanie projektowe nr 1.3.**

Zaprojektować element połączenia spawanego jak na szkicu [1] (wymiary:  $b$ ,  $h$ ) dla następujących danych:  $l = 135$  mm,  $S = 3,7$  kN,  $\alpha = 71^\circ$ ,  $k_{spr} = 108,75$  MPa. W celu optymalnego wyłączenia materiału, naprężenia zastępcze nie powinny być mniejsze niż 0,75 naprężeń dopuszczalnych. Wymiary  $b$  i  $h$  według: PN lub PN-EN.



Rys. 1.3. Szkic połączenia spawanego [1]

Rozwiązanie

1. Przyjęcie wstępnie według PN-H/93202 A1:1997:  $b = 16$  mm,  $h = 45$  mm.
2. Obliczenie składowych  $S_z$  i  $S_y$ :

$$S_z = S * \cos\alpha = 3,7 \text{ kN} * \cos 71^\circ = 1200 \text{ N}$$

$$S_y = S * \sin\alpha = 3,7 \text{ kN} * \sin 71^\circ = 3490 \text{ N}$$

3. Obliczenie naprężeń rozciągających  $\sigma_r$  wywołanych siłą tnącą  $S_z$ :

$$\sigma_r = \frac{F}{A} = \frac{S_z}{b * h} = \frac{1200 \text{ N}}{16 \text{ mm} * 45 \text{ mm}} = 1,67 \text{ MPa}$$

4. Obliczenie naprężeń ścinających  $\tau_T$  wywołanych siłą tnącą  $S_y$ :

$$\tau_T = \frac{F}{A} = \frac{S_y}{b * h} = \frac{3490 \text{ N}}{16 \text{ mm} * 45 \text{ mm}} = 4,85 \text{ MPa}$$

5. Obliczenie naprężeń zginających  $\sigma_g$  wywołanych momentem zginającym  $M_g$ :

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} = \frac{S_y * l}{\frac{b * h^2}{6}} = \frac{6 * S_y * l}{b * h^2} = \frac{6 * 3490 \text{ N} * 135 \text{ mm}}{16 \text{ mm} * (45 \text{ mm})^2} = 87,25 \text{ MPa}$$

6. Obliczenie naprężeń zastępczych  $\sigma_z$ , sprawdzenie warunku wytrzymałościowego:

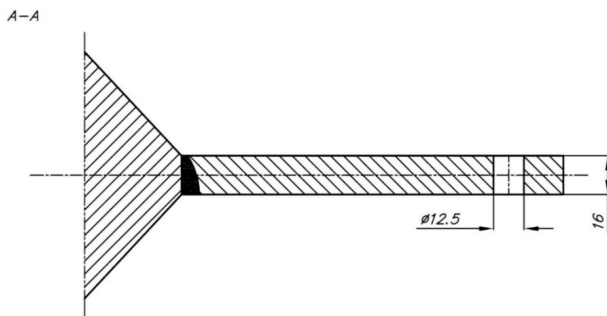
$$\sigma_z = \sqrt{(\sigma_g + \sigma_r)^2 + 3\tau_r^2} = \sqrt{(87,25 \text{ MPa} + 1,67 \text{ MPa})^2 + 3 * (4,85 \text{ MPa})^2} = 89,31 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = 89,31 \text{ MPa} \leq k_{spr} = 108,75 \text{ MPa}$$

$$89,31/108,75 = 0,82 > 0,75$$

Wniosek: Wymiary elementu połączenia spawanego zostały przyjęte (zaprojektowane) prawidłowo.

Połączenie spawane przedstawione jest na rysunku PS-01.03.



Uwagi:  
-ostre krawędzie stępić 1x45°

|                     |  |                                |  |                          |
|---------------------|--|--------------------------------|--|--------------------------|
| Pozycja:<br>1       | Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Wrocławku<br>Zakład Mechaniki i Budowy<br>Maszyn | Nazwisko i Imię                | Data   | Arkuszy:<br>1            |
| Materiał:<br>S275JR |  | Projektował: Przemysław Rosiak | Konstruował: Przemysław Rosiak<br>16.11.2019 |                          |
| Ilość/Szt.:<br>1    |  | Rysunek złozeniowy:            | Nr rys. złozeniowego:                        |                          |
| Podziałka:<br>1:2   | Nazwa części:<br>Połączenie spawane  |                                |  | Nr. rysunku:<br>PS-01.03 |



## **Rozdział 2**

### **POŁĄCZENIA NITOWE**



**Zadanie projektowe nr 2.1.**

Zaprojektować połączenie nitowe (liczbę nitów  $n$  i ich rozmieszczenie) o grubości blach  $g = 3$  mm, obciążone siłą rozciągającą  $F = 37800$  N. Dopuszczalne naprężenia nitu ze stali  $St2N$  na ścinanie  $k_n = 185$  MPa, a na nacisk powierzchniowy  $k_d = 2,5 k_n$ . Zadanie rozwiązać dla dwóch przypadków: I – nitów jednociętych, II – nitów dwuciętych.

## Rozwiązanie

Przypadek I – Połączenie z nitami jednociętymi (średnica nitu  $d$ )

1. Obliczenie liczby nitów  $n$ :

$$d = 2g = 6 \text{ mm} < 3,2g = 9,6 \text{ mm} \rightarrow \text{decyduje ścinanie}$$

$$F \geq \frac{\pi d^2}{4} * n * k_n$$

$$n \geq \frac{4F}{\pi d^2 k_n} = \frac{4 * 37800 \text{ N}}{\pi * (6 \text{ mm})^2 * 185 \text{ MPa}} = \frac{151200}{20923} = 7,226$$

Przyjęcie  $n = 8$  nitów

2. Określenie rozmieszczenia nitów.

2.1. Wyznaczenie podziałki nitów  $t$ :

$$3d \leq t \leq 9d ; t \leq 18g$$

$$t = (18; 54)$$

Przyjęcie  $t = 20$  mm

2.2. Obliczenie odległości  $e_1$  i  $e_2$  nitów od krawędzi łączonych elementów:

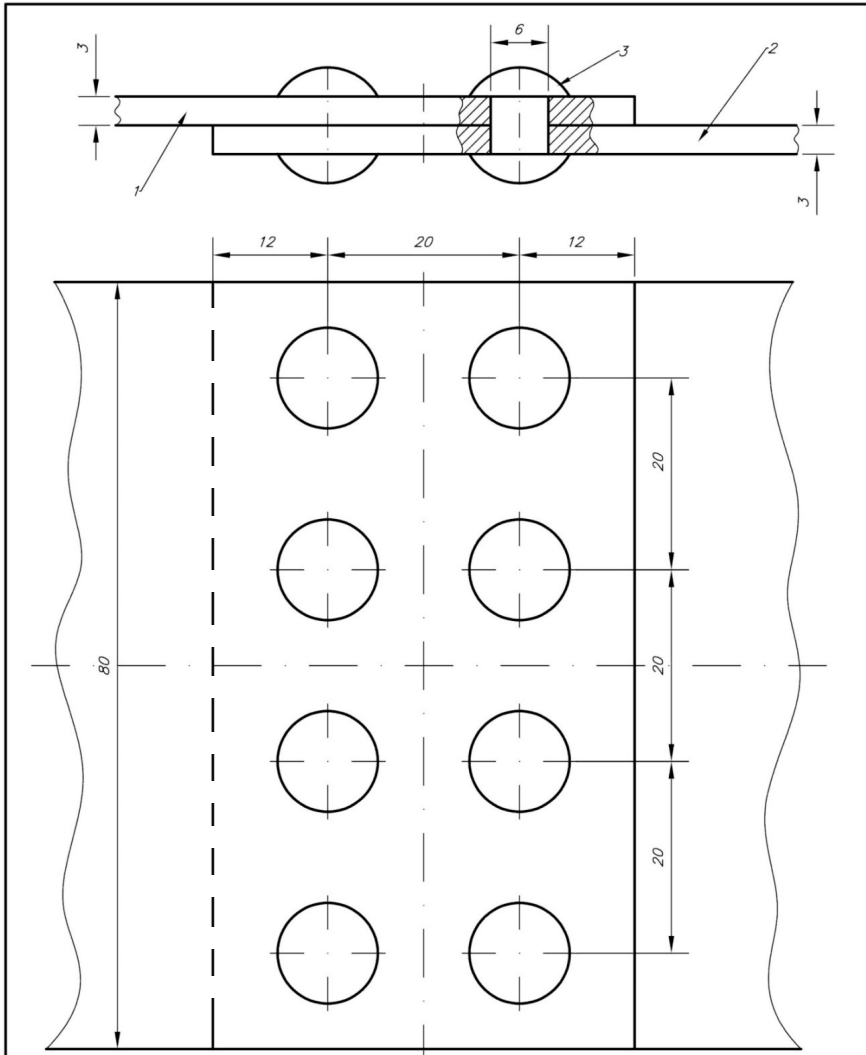
$$e_1 = 2d = 12 \text{ mm}$$

$$e_2 = 1,5d = 9 \text{ mm}$$

2.3. Obliczenie długości  $l_n$  nitów ( $k = 1,2 ; l_0 = 1,1d$ ):

$$l_n = k * \sum g_i + l_0 = 1,2 * 6 + 1,1 * 6 = 13,8 \text{ mm}$$

Odp. Połączenie nitowe wraz z rozmieszczeniem nitów przedstawia rysunek PNi- 02.01.



Uwagi:  
-Ostre krawędzie stępić 1/45"

|  |                                 |                           |                   |                                   |
|--|---------------------------------|---------------------------|-------------------|-----------------------------------|
| 3  | Nit $\varnothing 6 \times 13,8$ | 8                         | S355J2            |                                   |
| 2  | Obudowa dolna                   | 1                         | E335              |                                   |
| 1  | Blacha górna                    | 1                         | E335              |                                   |
| Lp.  | Nazwa części:                   | Il. szt.                  | Materiał:         | Nr Normy/Uwagi:                   |
| Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Wrocławku<br>Zakład Mechaniki i Budowy<br>Maszyn |                                 |                           | Nazwisko i Imię   | Data                              |
|  |                                 | Projektował:              | Rosiak Przemysław |                                   |
|  |                                 | Rysował:                  | Rosiak Przemysław | 16.11.19                          |
|  |                                 | Sprawił:                  | Kaczmarek Józef   |                                   |
| Podziałka:<br>2:1  | Nazwa:<br>Połączenie nitowe     | Nr. rysunku:<br>PNI-02.01 |                   | Arkuszy:<br>1<br>Nr arkusza:<br>1 |



Przypadek II – Połączenie z nitami dwuciętymi (średnica nitu  $d$ )

3. Obliczenie liczby nitów  $n$ :

$$d = 2g = 6 \text{ mm} > 1,6g = 4,8 \text{ mm} \quad \rightarrow \text{decyduje nacisk powierzchniowy}$$

$$F \leq d * g * n * k_d$$

$$k_d = 2,5 k_n = 2,5 * 185 = 462,5 \text{ MPa}$$

$$n \geq \frac{F}{d * g * k_d} = \frac{37800 \text{ N}}{6 \text{ mm} * 3 \text{ mm} * 462,5 \text{ MPa}} = \frac{37800}{8325} = 4,54$$

Przyjęto  $n = 6$  nitów

4. Określenie rozmieszczenia nitów:

4.1. Wyznaczenie podziałki nitów  $t$ :

$$3d \leq t \leq 9d; t \leq 18g$$

$$t = (18; 54)$$

Przyjęto  $t = 20 \text{ mm}$

4.2. Obliczenie odległości  $e_1$  i  $e_2$  nitów od krawędzi łączonych elementów:

$$a = 2,6d = 15,6 \text{ mm}$$

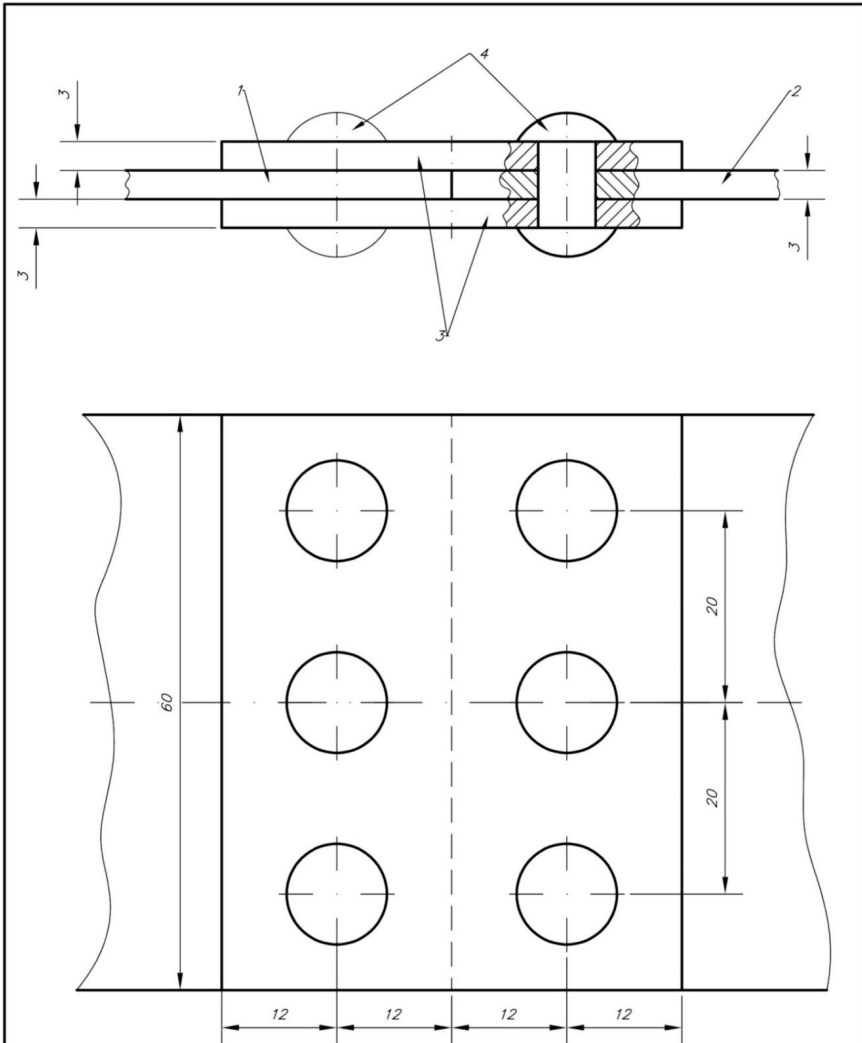
$$e_1 = 2d = 12 \text{ mm}$$

$$e_2 = 1,5d = 9 \text{ mm}$$

4.3. Obliczenie długości  $l_n$  nitów ( $k = 1,2$ ;  $l_0 = 1,1d$ ):

$$l_n = k * \sum g_i + l_0 = 1,2 * 9 + 1,1 * 6 = 17,4 \text{ mm}$$

Odp. Połączenie nitowe wraz z rozmieszczeniem nitów przedstawia rysunek PNi- 02.02.



Uwagi:  
-Ostre krawędzie stępić 1/45°

|  |                                 |                                |                  |                           |
|--|---------------------------------|--------------------------------|------------------|---------------------------|
| 4  | Nit $\varnothing 6 \times 17,4$ | 6                              | S355J2           |                           |
| 3  | Nakładka                        | 2                              | E335             |                           |
| 2  | Blacha łączona prawa            | 1                              | E335             |                           |
| 1  | Blacha łączona lewa             | 1                              | E335             |                           |
| Lp.  | Nazwa części:                   | Il. szt.                       | Materiał:        | Nr Normy/Uwagi:           |
| Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Wrocławiu<br>Zakład Mechaniki i Budowy<br>Maszyn |                                 | Nazwisko i imię                |                  | Data                      |
|  |                                 | Projektował: Rosiak Przemysław |                  |                           |
|  |                                 | Rysował: Rosiak Przemysław     |                  | 16.11.19                  |
|  |                                 | Sprawdził: Kaczmarek Józef     |                  |                           |
| Podziałka:<br>2:1  |                                 | Nazwa:<br>Połączenie nitowe    |                  | Nr. rysunku:<br>PNI-02.02 |
|  |                                 |                                | Nr arkusza:<br>1 | Nr arkusza:<br>1          |

## **Rozdział 3**

# **POŁĄCZENIA WCISKOWE**

**Zadanie projektowe 3.1.**

Zaprojektować złącze wciskowe o średnicy  $D = 120$  mm i o długości  $l = 1,25D$ , które ma przenieść obciążenie momentem  $M_s = 900$  Nm i siłą wzdłużną  $F_w = 31000$  N. Tuleja ma średnicę zewnętrzną  $D_z = 200$  mm, a czop wydrążenie o średnicy  $D_w = 60$  mm. Tuleja i czop wykonane są ze stali, dla której  $E = 2,1 \cdot 10^5$  MPa oraz  $\nu = 0,3$ ,  $k_r = 180$  MPa,  $\alpha = 1,1 \cdot 10^{-5}$  1/K. Chropowatość otworu tulei  $Rz_o = 3,2 \mu\text{m} = 4Ra_o$  i powierzchni zewnętrznej czopa  $Rz_c = 1,6 \mu\text{m} = 4Ra_c$ . Współczynnik tarcia w złączu  $\mu = 0,08$ . Wartość luzu potrzebnego do swobodnego nałożenia tulei na czop  $\Delta w = 0,12$  mm. Sporządzić rysunek połączenia.

## Rozwiązanie

1. Obliczenie siły wypadkowej  $Fz$ :

$$Fz = \sqrt{F_w^2 + \left(\frac{2M_s}{D}\right)^2} = 34438,35 \text{ N} = 34,44 \text{ kN}$$

2. Obliczenie wymaganego nacisku  $p$  w złączu:

$$p = \frac{Fz}{\mu * \pi * D * l} = 7,612 \text{ MPa}$$

3. Obliczenie minimalnego wcisku względnego:

- 3.1. Obliczenie współczynników wydrążenia  $\delta z$  i  $\delta w$ :

$$\delta z = \frac{D_z^2 + D^2}{D_z^2 - D^2} = 2,125$$

$$\delta w = \frac{D^2 + D_w^2}{D^2 - D_w^2} = 1,66667$$

- 3.2. Obliczenie wcisku względnego  $w_{min}$ :

$$w_{min} = p * \frac{(\delta z + \delta w)}{E} = 0,0001552237$$

4. Obliczenie bezwzględnego wcisku minimalnego skutecznego  $W_{min}$  i mierzonego  $W'_{min}$ :

$$W_{min} = w_{min} * D = 0,018626844 \text{ mm} = 18,62 \mu\text{m}$$

$$W'_{min} = W_{min} + 1,2(Rz_c + Rz_o) = 24,39 \mu\text{m}$$

5. Dobranie pasowania złącza:

Z tablic przyjęto pasowanie:

$$\phi 120H7/s6(120_0^{+35}/120_{+79}^{+101})$$

$$W_{\text{minimum tablicowe}} = 44 \mu\text{m} > W'_{\text{min}} = 24,39 \mu\text{m}$$

6. Obliczenie maksymalnych naprężeń  $\sigma_z$ , sprawdzenie warunku wytrzymałościowego:

6.1. w tulei:

$$\sigma_{zz} = \frac{\sqrt{\delta_z^2 + \delta_z + 1} * E * W'_{\text{max}}}{\delta_z + \delta_w} = 132,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{zz} = 132,9 \text{ MPa} < k_r = 180 \text{ MPa}$$

6.2. w czopie:

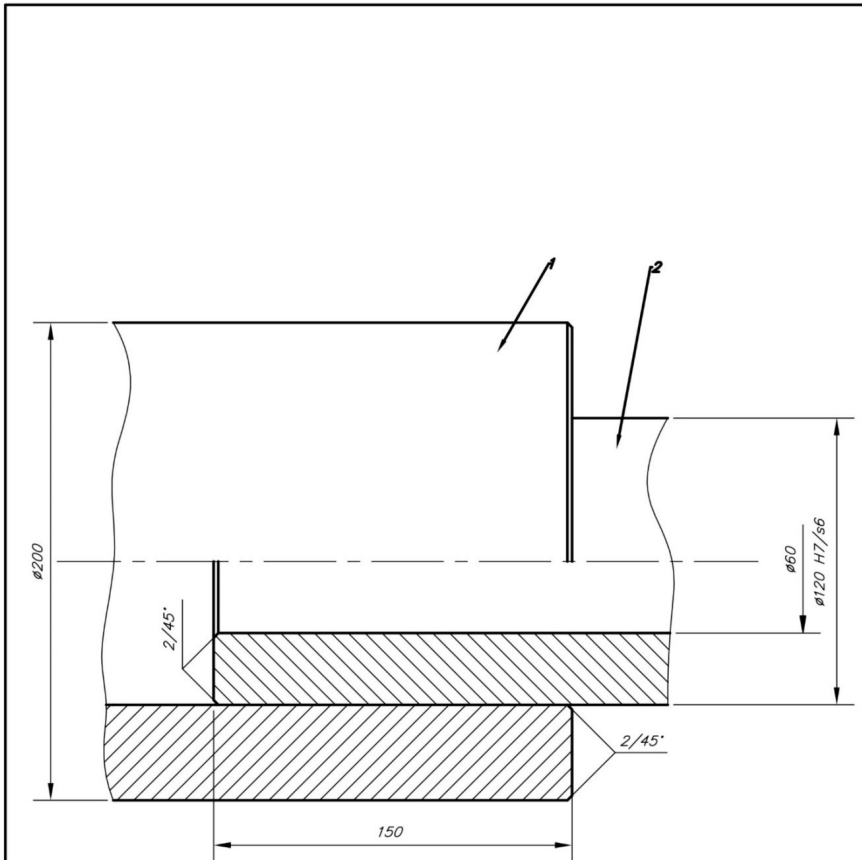
$$\sigma_{zw} = \frac{(\delta_w + 1) * E * W'_{\text{max}}}{\delta_z + \delta_w} = 128,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{zw} = 128,3 \text{ MPa} < k_r = 180 \text{ MPa}$$

7. Obliczenie przyrostu temperatury  $\Delta t$  do podgrzania tulei niezbędnej do nałożenia jej na czop:

$$\Delta t = \frac{W'_{\text{max}} + \Delta w}{\alpha * D} = 170 \text{ }^\circ\text{C}$$

Połączenie przedstawione jest na rysunku PW-03.01.



|  |                              |                          |                   |                 |             |
|--|------------------------------|--------------------------|-------------------|-----------------|-------------|
| 2  | Czap                         | 1                        | C35               |                 |             |
| 1  | Tuleja                       | 1                        | C35               |                 |             |
| Lp.  | Nazwa części:                | Il. szt.                 | Materiał:         | Nr Normy/Uwagi: |             |
| Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Wrocławku<br>Zakład Mechaniki i Budowy<br>Maszyn |                              |                          | Nazwisko i Imię   | Data            |             |
|  |                              | Projektował:             | Rosiak Przemysław |                 |             |
|  |                              | Rysował:                 | Rosiak Przemysław | 21.12.19        | Nr arkusza: |
|  |                              | Sprawdził:               | Kaczmarek Józef   |                 | 1           |
| Podziałka:<br>1:2  | Nazwa:<br>Potężenie wciskowe | Nr. rysunku:<br>PW-03.01 |                   |                 |             |

## **Rozdział 4**

### **POŁĄCZENIA KSZTAŁTOWE**





**Zadanie projektowe nr 4.1.**

Zaprojektować połączenie wpustowe spoczynkowe wału z piastą o średnicy  $d = 32$  mm przenoszące moment skręcający  $M_s = 250$  Nm. Długość piasty  $l_p = 60$  mm. Naciski dopuszczalne w połączeniu  $p_{dop} = 60$  MPa. Sporządzić rysunek połączenia.

## Rozwiązanie

1. Przyjęcie wymiarów wpustu wg PN-70/M-85005; przyjęto wpust  $b \times h = 8 \times 7$ , dla którego  $s_2 = 4$  mm.
2. Obliczanie długości obliczeniowej  $l_{o1}$  z założeniem liczby wpustów  $i = 1$ :

$$l_{o1} = \frac{2M_s}{d * i * s_2 * p_{dop}} = \frac{2 * 250000}{32 * 1 * 4 * 60} = 65,1 \text{ mm}$$

Ponieważ  $l_{o1} > l_p$ , więc zakłada się  $i = 2$  oraz wpust  $b \times h = 6 \times 6$ , dla którego  $s_2 = 3,5$  mm:

$$l_{o2} = \frac{2M_s}{d * i * s_2 * p_{dop}} = \frac{2 * 250000}{32 * 2 * 3,5 * 60} = 37,2 \text{ mm}$$

$$l_{o2} = 37,2 + 6 = 43,2 \text{ mm.}$$

Ostatecznie przyjęto dwa wpusty o wymiarach:  $6 \times 6 \times 45$  mm.

Połączenie wpustowe przedstawione jest na rysunku PWp-04.01.



**Zadanie projektowe nr 4.2.**

Zaprojektować połączenia wielowypustowe przesuwane przenoszące moment  $M_s = 480$  Nm wykonane ze stali o danych materiałowych:  $k_{sjw} = 75$  MPa,  $p_{dop} = 30$  MPa. Sporządzić rysunek połączenia.

## Rozwiązanie

1. Obliczanie średnicy wałka  $d$  z warunku wytrzymałościowego na skręcanie:

$$\tau_s = \frac{M_s}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{16M_s}{\pi d^3} \leq k_{sjw}$$

=>

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_s}{\pi k_{sjw}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 480000}{3,14 \cdot 75}} = 31,94 \text{ mm}$$

2. Przyjęcie wielowypustu z PN-63/M-85016:

$$i - d \times D \times b = 6 - 32 \times 38 \times 8$$

3. Obliczanie minimalnej długości piasty przesuwnej  $l_o$ :

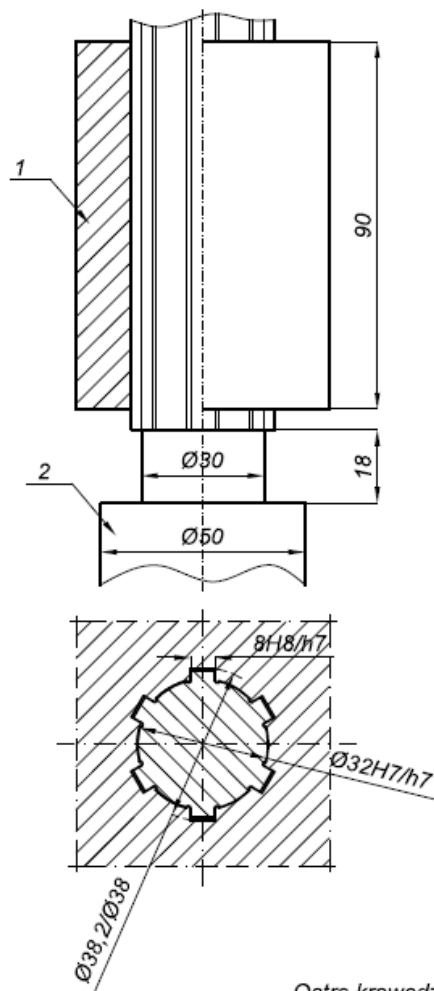
$$D_{sr} = \frac{D + d}{2} = \frac{38 + 32}{2} = 35 \text{ mm}$$

$$h_o = \frac{D - d}{2} = \frac{38 - 32}{2} = 3 \text{ mm}$$

$$l_o \geq \frac{2 \cdot M_s}{0,75 \cdot D_{sr} \cdot h_o \cdot i \cdot p_{dop}} = \frac{2 \cdot 480000}{0,75 \cdot 35 \cdot 3 \cdot 6 \cdot 30} = 81,3 \text{ mm}$$

Przyjęto długość piasty  $l_p = 90$  mm.

Połączenie wielowypustowe przedstawione jest na rysunku PWp-04.02.



Ostre krawędzie załamać 1/45°

|       |   |             |                  |                |
|-------|---|-------------|------------------|----------------|
| 2     | Walek wielopustowy 6-32x38x8  | 1           | C45              |                |
| 1     | Tuleja wielopustowa 6-32x38x8   | 1           | C45              |                |
| L.p.  | Nazwa części  | il. szt.    | Materiał         | Nr normy/Uwagi |
|       | Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Włocławku<br>Zakład Mechaniki i Budowy Maszyn |             | Nazwisko i Imię  | Data           |
|       |   | Projektował | Marcin Jabłoński | 06.12.19       |
|       |   | Konstruował | Marcin Jabłoński | 06.12.19       |
|       |   | Sprawdził   | Kaczmarek Józef  |                |
| Podz. | Nazwa   | Nr rysunku  |                  | Arkuszy        |
| 1:1   | Połączenie wielopustowe   | PWp-04.02.  |                  | 1              |

**Zadanie projektowe nr 4.3.**

Zaprojektować średnicę kołka, usytuowanego prostopadle do osi połączenia, obciążonego momentem  $M_s = 375 \text{ Nm}$ . Średnica połączenia wynosi  $D_c = 60 \text{ mm}$ , a grubość ścianki piasty  $g_p = 16 \text{ mm}$ . Naciski dopuszczalne wynoszą  $p_{dop} = 110 \text{ MPa}$ , a dopuszczalne jednokierunkowe naprężenia na ścinanie  $k_{tj} = 85 \text{ MPa}$ . Sporządzić rysunek połączenia.

## Rozwiązanie

1. Obliczenie średnicy kołka  $d$  z warunku na naciski wałek/kołek.

$$d \geq \frac{6M_s}{D_c^2 * p_{dop}} = \frac{6 * 375000}{60^2 * 110} = 5,7 \text{ mm}$$

2. Obliczenie średnicy kołka  $d$  z warunku na naciski piasta/kołek:

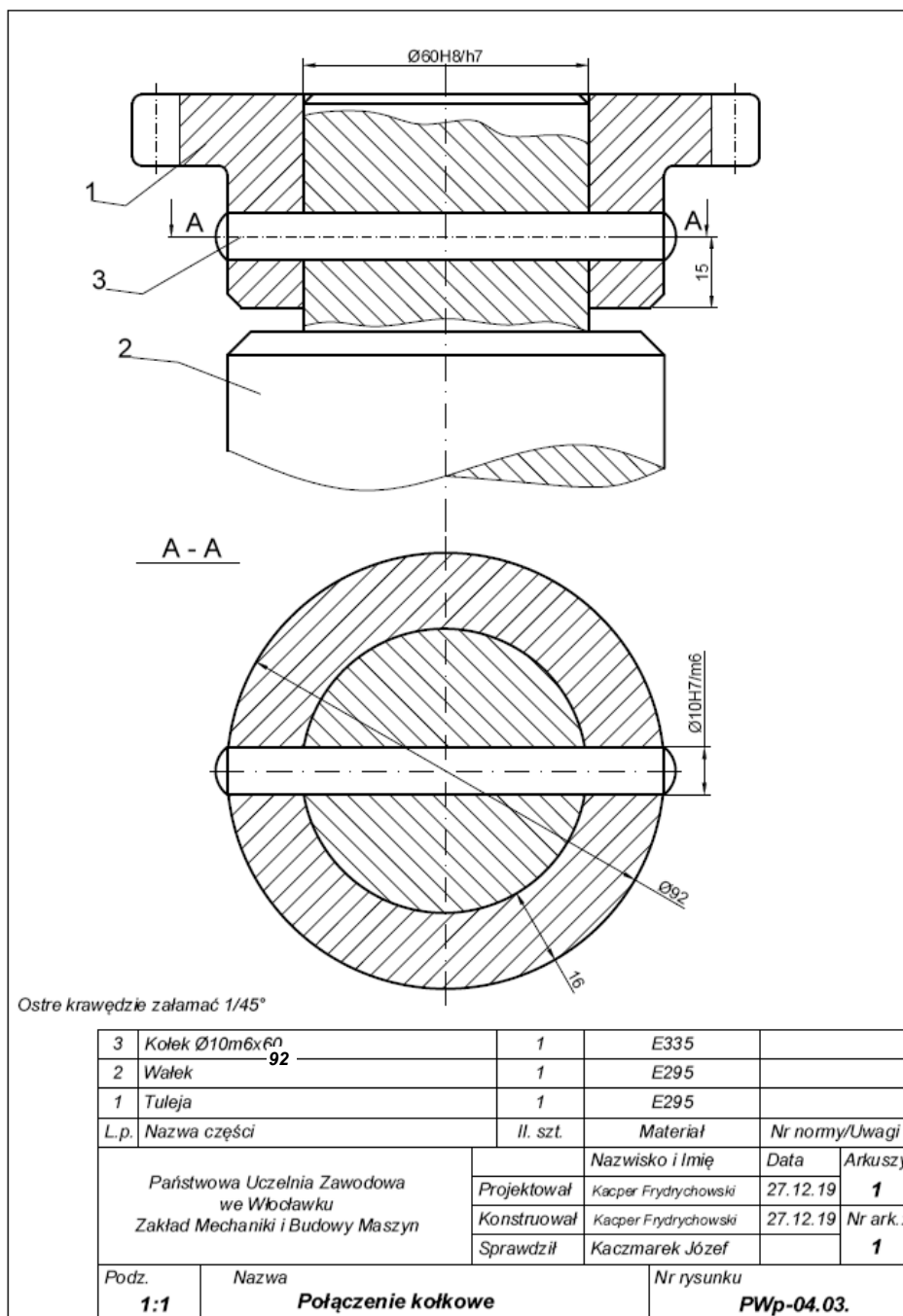
$$d \geq \frac{2M_s}{g_p * (D_c + g_p) * p_{dop}} = \frac{2 * 375000}{16 * (60 + 16) * 110} = 5,6 \text{ mm}$$

3. Obliczenie średnicy kołka  $d$  z warunku na ścinanie:

$$d \geq 2 * \sqrt{\frac{M_s}{\pi * D_c * k_{tj}}} = 2 * \sqrt{\frac{375000}{\pi * 60 * 85}} = 9,7 \text{ mm}$$

Przyjęto średnicę kołka  $d = 10 \text{ mm}$ .

Połączenie kołkowe przedstawione jest na rysunku PWP-04.03.



**Zadanie projektowe nr 4.4.**

Zaprojektować połączenie sworzniowe przegubowe ucho/widelki przenoszące siłę  $F = 3,5$  kN. Sworzeń wykonano ze stali C35 (dla której: dopuszczalne naprężenia zginające  $k_{gs} = 205$  MPa, naciski dopuszczalne pasowania ciasnego  $p_{dops} = 155$  MPa, naciski dopuszczalne pasowania luźnego  $p_{ldops} = 80$  MPa), a widelki i ucho ze stali E295 (dla której: dopuszczalne naprężenia zginające dla ucha i widełek  $k_{gu/w} = 162$  MPa, dopuszczalne naprężenia rozciągające dla ucha i widełek  $k_{ru/w} = 165$  MPa, naciski dopuszczalne pasowania ciasnego dla ucha i widełek  $p_{dop u/w} = 109$  MPa, naciski dopuszczalne pasowania luźnego  $p_{ldopu/w} = 60$  MPa). Wykonać rysunek połączenia. Obliczenia wykonać dla dwóch przypadków:

- I. Sworzeń luźno pasowany w uchu i widelkach
- II. Sworzeń luźno pasowany w uchu i ciasno w widelkach

Rozwiązanie

**Przypadek I.** Sworzeń luźno pasowany w uchu i widelkach

1. Wyznaczanie średnicy sworznia  $d$

Ze względu na jednakowe naciski powierzchniowe pomiędzy sworzniem i uchem oraz sworzniem i widelkami zależność pomiędzy grubością ucha  $l_2$  i grubością pojedynczego elementu widełek  $l_1$  przyjmuje postać:

$$l_2 = 2l_1$$

Sworzeń sprawdza się na naciski powierzchniowe i zginanie:

$$F \leq d l_2 p_{ldops}$$

$$\frac{M_g}{W_x} = \frac{F \left( \frac{l_1}{2} + \frac{l_2}{4} \right)}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{8Fl_2}{\pi d^3} \leq k_{gs} \quad \rightarrow \quad F \leq \frac{\pi d^3}{8l_2} k_{gs}$$

Z przekształcenia powyższych wzorów obliczymy współczynnik kształtu sworznia  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{l_2}{d} = \sqrt{\frac{\pi k_{gs}}{8 p_{ldops}}} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 205}{8 \cdot 80}} = 1,006$$

Uwzględniając zależność  $l_2 = \lambda d$  i wracając do warunku na naciski powierzchniowe sworznia oraz po jego przekształceniu otrzymuje się:

$$d \geq \sqrt{\frac{F}{\lambda p_{ldops}}} = \sqrt{\frac{3500}{1,006 \cdot 80}} = 6,59 \text{ mm}$$

Przyjmujemy średnicę sworznia  $d = 8$  mm.

2. Obliczenie grubości: ucha  $l_2$  i widełek  $l_1$ :

$$l_2 = \lambda d = 1,006 * 8 = 8,048 \text{ mm}$$

$$\text{Przyjęto } l_2 = 10 \text{ mm}$$

$$l_1 = 0,5l_2 = 5 \text{ mm}$$

3. Wyznaczenie wymiarów przekroju ucha i widełek:

a) obliczenie szerokości ucha  $g_u$  – z warunku na rozrywanie:

$$\sigma_{max} = \frac{2F}{(g_u - d) l_2} \leq k_{ru/w} \rightarrow g_u \geq \frac{2F}{l_2 k_{ru/w}} + d = 12,24 \text{ mm}$$

$$\text{Przyjęto } g_u = 14 \text{ mm.}$$

b) obliczenie wysokości mostka ucha  $h_u$  – z warunku na zginanie:

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} = \frac{F(g_u + \frac{d}{2})}{2l_2 h_u^2} \leq k_{gu/w} \rightarrow h_u \geq \sqrt{\frac{F(2g_u + d)}{4l_2 k_{gu/w}}} = 4,41 \text{ mm}$$

$$\text{Przyjęto } h_u = 5 \text{ mm.}$$

Ze względu na założenie  $l_2 = 2l_1$ , jednakowe materiały ucha i widełek oraz luźne pasowanie sworznia w obu elementach, w widoku równoległym do osi sworznia kształt widełek jest taki sam jak kształt ucha.

**Przypadek II.** Sworzeń luźno pasowany w uchu i ciasno w widełkach

4. Wyznaczanie średnicy sworznia  $d$

Ze względu na różne wartości nacisków powierzchniowych dla pasowania luźnego ucha na długości  $l_2$  i ciasnego widełek na podwójnej długości  $l_1$  wyraża się:

$$l_2 = \frac{F}{dp_1 dopu/w}$$

$$l_1 = \frac{F}{2dp dopu/w}$$



Analiza utwierdzenia sworznia w widełkach prowadzi do wniosku, że sworznię jest zginany momentem:

$$M_g = \frac{Fl}{8} = \frac{F(2l_1 + l_2)}{8}$$

Uwzględniając powyższe zależności, naprężenia zginające w sworzniu wyrażą się:

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} = \frac{4F^2}{\pi d^4} \left( \frac{1}{p_{l\ dopu/w}} + \frac{1}{p_{dopu/w}} \right) \leq k_{gs}$$

Przekształcając powyższą zależność, obliczymy średnicę sworznia:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{4F^2}{\pi k_{gs}} \left( \frac{1}{p_{l\ dopu/w}} + \frac{1}{p_{dopu/w}} \right)} = 6,66 \text{ mm}$$

Przyjęto  $d = 8 \text{ mm}$ .

5. Obliczenie grubości: ucha  $l_2$  i jednego elementu widełek  $l_1$ :

$$l_2 = \frac{F}{dp_{l\ dopu/w}} = 7,29 \text{ mm}$$

Przyjęto  $l_2 = 8 \text{ mm}$

$$l_1 = \frac{F}{2dp_{dopu/w}} = 2,007 \text{ mm}$$

Przyjęto  $l_1 = 2,5 \text{ mm}$ .

6. Wyznaczenie przekroju ucha i widełek:

a) obliczenie szerokości ucha  $g_u$  – z warunku na rozrywanie:

$$\sigma_{max} = \frac{2F}{(g_u - d) l_2} \leq k_{ru/w} \rightarrow g_u \geq \frac{2F}{l_2 k_{ru/w}} + d = 13,3 \text{ mm}$$

Przyjęto  $g_u = 14 \text{ mm}$ .

b) obliczenie wysokości mostka ucha  $h_u$  – z warunku na zginanie:

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} = \frac{F(g_u + \frac{d}{2})}{2l_2 h_u^2} \leq k_{gu/w} \rightarrow h_u \geq \sqrt{\frac{F(2g_u + d)}{4l_2 k_{gu/w}}} = 5,07 \text{ mm}$$

Przyjęto  $h_u = 5,5 \text{ mm}$ .

- c) obliczenie szerokości widełek  $g_w$  – z warunku na rozrywanie:

$$\sigma_{max} = \frac{2F}{(g_w - d) 2l_1} \leq k_{ru/w} \rightarrow g_w \geq \frac{F}{l_1 k_{ru/w}} + d = 16,48 \text{ mm}$$

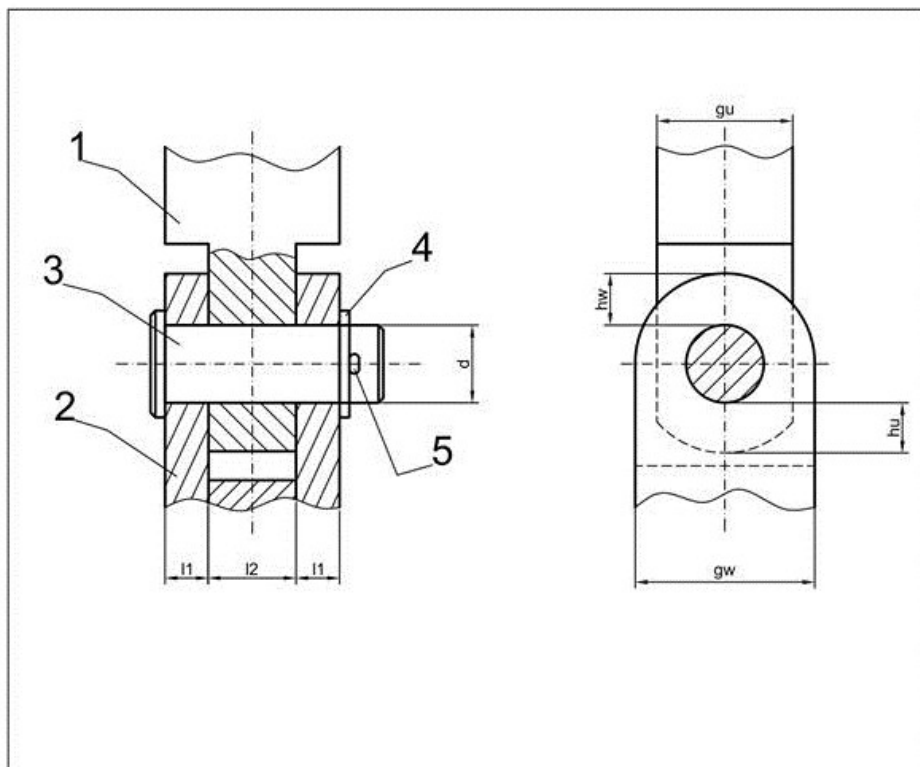
Przyjęto  $g_w = 17 \text{ mm}$ .

- d) obliczenie wysokości mostka widełek  $h_w$  – z warunku na zginanie:

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} = \frac{F(g_w + \frac{d}{2})}{4l_1 h_w^2} \leq k_{gu/w} \rightarrow h_w \geq \sqrt{\frac{F(2g_w + d)}{8l_1 k_{gu/w}}} = 6,74 \text{ mm}$$

Przyjmujemy  $h_w = 7,0 \text{ mm}$ .

Połączenie sworzniowe przedstawione jest na rysunku PWp-04.04.



| <i>Pasowanie sworznia</i>  | <i>d</i> | <i>l<sub>1</sub></i> | <i>l<sub>2</sub></i> | <i>g<sub>u</sub></i> | <i>h<sub>u</sub></i> | <i>g<sub>w</sub></i> | <i>h<sub>w</sub></i> |
|--|----------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| <i>Luźne w uchu i widelkach <math>\Phi dH8/g7</math></i>                                   | 8,0      | 5,0                  | 10,0                 | 14,0                 | 5,0                  | 14,0                 | 5,0                  |
| <i>Luźne w uchu <math>\Phi dH8/g7</math> i ciasne w widelkach <math>\Phi dH8/m7</math></i> | 8,0      | 2,5                  | 8,0                  | 14,0                 | 5,5                  | 17,0                 | 7,0                  |

*Ostre krawędzie stępić*

|   |                                       |          |                                 |                      |          |          |
|---|---------------------------------------|----------|---------------------------------|----------------------|----------|----------|
| 5   | Zawleczka                             | 1        |                                 | PN-EN ISO 1234:2001  |          |          |
| 4   | Podkładka                             | 1        |                                 | PN-EN ISO 7089       |          |          |
| 3   | Sworzeń                               | 1        | C35                             |                      |          |          |
| 2   | Widelki                               | 1        | E295                            |                      |          |          |
| 1   | Ucho                                  | 1        | E295                            |                      |          |          |
| L.p.  | Nazwa części                          | Il. szt. | Materiał                        | Nr normy/Uwagi       |          |          |
| Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Włocławku<br>Zakład Mechaniki i Budowy Maszyn |                                       |          | Nazwisko i Imię                 | Data                 | Arkuszy  |          |
|   |                                       |          | Projektował                     | Kacper Frydrychowski | 27.12.19 | 1        |
|   |                                       |          | Konstruował                     | Kacper Frydrychowski | 27.12.19 | Nr ark.: |
|   |                                       |          | Sprawdził                       | Kaczmarek Józef      | 1        |          |
| Podz.<br>2:1  | Nazwa<br><b>Połączenie sworzniowe</b> |          | Nr rysunku<br><b>PWp-04.04.</b> |                      |          |          |



## **Rozdział 5**

### **POŁĄCZENIA GWINTOWE**



**Zadanie projektowe nr 5.1.**

Zaprojektować śruby (2 szt.) i nakrętki urządzenia podnoszącego jak na rysunku (wielkość gwintu, długość nakrętki, moment napędowy dla motoreduktora i sprawność każdej ze śrub) dla następujących danych: podnoszony ciężar  $Q_c = 90$  kN, współczynnik tarcia w gwincie  $\mu = 0,16$ , współczynnik tarcia kołnierza śruby o korpus ramy  $\mu_t = 0,12$ , naprężenia dopuszczalne na skręcanie materiału śruby  $k_s = 90$  MPa, naprężenia dopuszczalne na rozrywanie materiału śruby  $k_r = 165$  MPa, naciski dopuszczalne materiału nakrętki  $p_{dop} = 12$  MPa. Sporządzić rysunek urządzenia.

## Rozwiązanie

1. Obliczenie średnicy rdzenia gwintu śrub i przyjęcie rodzaju gwintu:

Wartość siły rozciągającej w jednej śrubie wynosi:

$$Q = 0,5Q_c = 0,5 * 90 \text{ kN} = 45 \text{ kN}$$

Z warunku na rozciąganie:

$$\sigma_r = \frac{4 * Q}{\pi * d_r^2} \leq k_r$$

Obliczamy średnicę rdzenia śruby

$$d_r \geq \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * k_r}} = \sqrt{\frac{4 * 45000 \text{ N}}{\pi * 165 \text{ MPa}}} = 18,63 \text{ mm}$$

Ze względu na duże naciski w gwincie spowodowane konstrukcyjnymi ograniczeniami wysokości nakrętki ( $h_n \leq 2d$ ), przyjęto średnicę z dużym zapasem. Tak więc według PN-ISO 2902:1996 przyjęto gwint Tr48x8 dla którego  $d_r = 39$  mm,  $D_0 = 40$  mm,  $d = 48$  mm,  $d_p = 44$  mm,  $h = 8$  mm,  $\alpha = 30^\circ$ .

2. Obliczenie wysokości nakrętki  $h_n$ :

$$h_n = \frac{Q * h}{\frac{\pi}{4} * (d^2 - D^2) * p_{dop}} = \frac{45000 \text{ N} * 8 \text{ mm}}{\frac{\pi}{4} * ((48 \text{ mm})^2 - (40 \text{ mm})^2) * 12 \text{ MPa}} = 54,3 \text{ mm}$$

Przyjęto  $h_n = 60$  mm

Sprawdzenie warunku ograniczenia wysokości nakrętki:

$$60 \leq 2 * 48$$

3. Obliczenie momentu skręcającego  $M_s$  w gwincie:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{h}{\pi * d_p} = \operatorname{arctg} \frac{8}{\pi * 44} = 3,31^\circ$$

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \alpha_r} = \operatorname{arctg} \frac{0,16}{\cos \frac{30}{2}} = 9,40^\circ$$

$$M_s = \frac{1}{2} * Q * d_p * \operatorname{tg}(\gamma + \rho) = \frac{1}{2} * 45000 * 44 * \operatorname{tg}(3,31^\circ + 9,40^\circ) = 223287,7 \text{ Nmm}$$

4. Obliczenie momentu tarcia  $M_t$  kołnierza śruby o korpus:

Przyjęto średnią średnicę tarcia kołnierza  $d_t = 0,5 * (90 + 96) = 93 \text{ mm}$

$$M_t = \frac{1}{2} * Q * \mu_t * d_t = \frac{1}{2} * 45000 \text{ N} * 0,12 * 93 \text{ mm} = 251100 \text{ Nmm}$$

5. Obliczenie całkowitego momentu obrotowego (skręcającego)  $M_c$ :

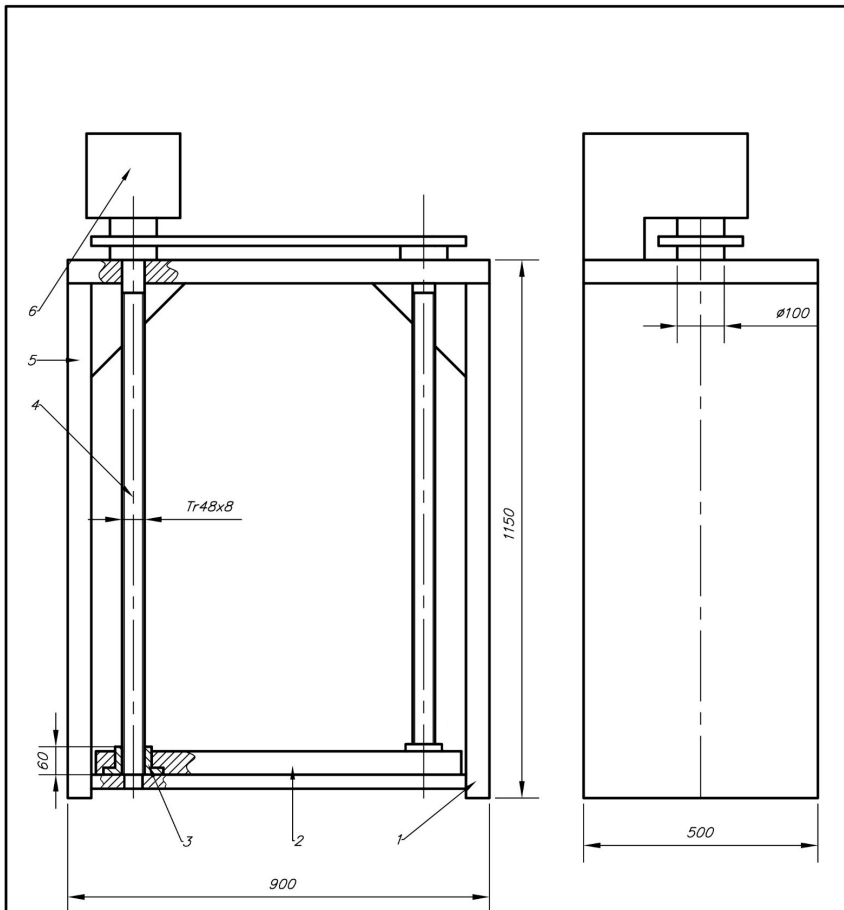
$$M_c = M_s + M_t = 474387,7 \text{ Nmm}$$

6. Obliczenie sprawności  $\eta$  połączenia gwintowego śruby:

$$\eta = \frac{Q * h}{2 * \pi * M_c} = \frac{45000 \text{ N} * 9 \text{ mm}}{2 * \pi * 474387,7 \text{ Nmm}} = 0,136 = 13,6\%$$

Zaprojektowane urządzenie przedstawione jest na rysunku: PŚ-05.01.





Uwagi:  
-Ramę spawać w każdym dostępnym miejscu spoiną o grubości 8 mm

|  |                        |              |                   |                 |
|--|------------------------|--------------|-------------------|-----------------|
| 6  | Motoreduktor           | 1            |                   | zakup           |
| 5  | Przekładnia tańcuchowa | 1            |                   | zakup           |
| 4  | Śruba Tr48x8           | 2            | E335              |                 |
| 3  | Nakrętka               | 2            | CuSn5Pb20         |                 |
| 2  | Platforma              | 1            | E335              |                 |
| 1  | Rama                   | 1            | S275              |                 |
| Lp.  | Nazwa części:          | Il. szt.     | Materiał:         | Nr Normy/Uwagi: |
| Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Wrocławiu<br>Zakład Mechaniki i Budowy<br>Maszyn |                        |              | Nazwisko i Imię   | Data            |
|  |                        | Projektował: | Rosiak Przemysław |                 |
|  |                        | Rysował:     | Rosiak Przemysław | 21.12.19        |
|  |                        | Sprawił:     | Kaczmarek Józef   |                 |
|  |                        |              | Nr arkusza:       | 1               |
| Podziałka:   | Nazwa:                 | Nr. rysunku: |                   |                 |
| 1:10   | Połączenie śrubowe     | PŚ-05.01     |                   |                 |

**Zadanie projektowe nr 5.2.**

Wyznaczyć zasadnicze wymiary (śruby, nakrętki i drążka) śrubowej prasy do tłoczenia niewielkich elementów z suportem prowadzonym w prowadnicach korpusu, przyjmując następujące dane: obciążenie śruby  $F = 47 \text{ kN}$ , dane materiałowe śruby (C45)  $k_c = k_r = 195 \text{ MPa}$  i  $k_s = 120 \text{ MPa}$ ,  $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ , dane materiałowe nakrętki (brąz)  $p_{dop} = 12 \text{ MPa}$ , współczynnik tarcia w gwincie  $\mu = 0,16$ , skok suportu  $H = 470 \text{ mm}$ , promień czaszy kulistej końcówki śruby  $R_k = 35 \text{ mm}$ , współczynnik tarcia końcówki śruby  $\mu_t = 0,12$ , naprężenia dopuszczalne na zginanie drążka  $k_{gd} = 135 \text{ MPa}$ , siła przykładana do końca drążka  $R = 200 \text{ N}$ , naciski dopuszczalne drążek-łeb śruby  $p_{dopd} = 40 \text{ MPa}$ .

**Rozwiązanie**

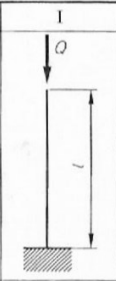
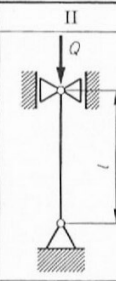
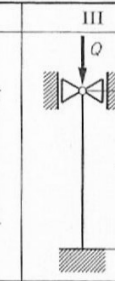
1. Wyznaczenie długości i średnicy rdzenia śruby oraz przyjęcie typu gwintu:

1.1. Przyjęcie długości  $l$  śruby (o 50 mm dłuższą od skoku suportu):

$$l = H + 50 = 470 \text{ mm} + 50 \text{ mm} = 520 \text{ mm}$$

1.2. Przyjęcie współczynnika długości swobodnej  $\mu_w$  zależnego od rodzaju zamocowania końców śruby (tabela 5.1. typ III):

Tabela 5.1. Wartości współczynnika długości swobodnej w zależności do rodzaju zamocowania końca śruby [1]

| Typ     | I  | II   | III  |
|---------|--|--|--|
| Schemat |  |  |  |
| $\mu_w$ | 2  | 1  | $\frac{\sqrt{2}}{2}$   |

$$\mu_w = 0,70710678$$

1.3. Przyjęcie współczynnika bezpieczeństwa  $x_w$  (dla braku zagrożenia opadnięcia ciężaru)

$$x_w = 3$$

1.4. Obliczenie średnicy  $d_r$  rdzenia śruby z warunku na wybozczenie:

$$d_r \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F \cdot \mu_w^2 \cdot l^2 \cdot x_w}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 47000 \text{ N} \cdot (0,70710678)^2 \cdot (520 \text{ mm})^2 \cdot 3}{\pi^3 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}}} \approx 20,9 \text{ mm}$$

1.5. Przyjęcie typu gwintu wg PN-ISO 2902:1996:

S42x10 dla którego:  $d_r = 24,644 \text{ mm}$ ;  $D_o = 27 \text{ mm}$ ;

$d = 42 \text{ mm}$ ;  $d_p = 34,5 \text{ mm}$ ;  $H = 10 \text{ mm}$ ;  $\alpha_r = 3^\circ$

2. Sprawdzenia współczynnika bezpieczeństwa  $x_{wrzecz}$ :

2.1. Obliczenie smukłości śruby:

$$\lambda = \frac{\mu_w l}{0,25 d_r} = \frac{0,70710678 \cdot 520 \text{ mm}}{0,25 \cdot 24,644 \text{ mm}} \approx 59,68 < \lambda_{gr} = 90$$

2.2. Obliczenie naprężeń krytycznych (z wykorzystaniem danych z tabeli 5.2).

Tabela 5.2. Dane materiałowe do obliczenia naprężeń krytycznych [wg 1, 2]

| Materiał           | $\lambda_{gr}$ | $\sigma_0$ [MPa] | $b$ [MPa] |
|--------------------|----------------|------------------|-----------|
| Stal niskowęglowa  | 105            | 310              | 1,14      |
| Stal wysokowęglowa | 90             | 335              | 0,62      |
| Stal niklowa       | 86             | 470              | 2,24      |

Przyjmując dane dla stali wysokowęglowej oblicza się:

$$\sigma_{kr} = \sigma_0 - b\lambda = 335 \text{ MPa} - 0,62 \text{ MPa} \cdot 59,68 = 297,99 \text{ MPa}$$

2.3. Obliczenie naprężeń ściskających:

$$\sigma_{r,c} = \frac{4F}{\pi d_r^2} = \frac{4 \cdot 47000 \text{ N}}{\pi \cdot (24,644 \text{ mm})^2} \approx 98,53 \text{ MPa}$$

2.4. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa:

$$x_{wrzecz} = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{r,c}} = \frac{297,99 \text{ MPa}}{98,53 \text{ MPa}} \approx 3,02 > x_w = 3$$

3. Obliczenie momentu skręcającego  $M_s$  w gwincie:

3.1. Obliczenie kąta wzniosu linii śrubowej  $\gamma$ :

$$\text{tg} \gamma = \frac{h}{\pi D_p} = \frac{10 \text{ mm}}{\pi \cdot 34,5 \text{ mm}} = 0,0922637$$

$$\gamma = 5,2714^\circ$$

3.2. Obliczenie pozornego kąta tarcia  $\rho$ :

$$\operatorname{tg} \rho = \mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha_r} = \frac{0,16}{0,998} = 0,160321$$

$$\rho = 9,1082^\circ$$

3.3. Obliczenie momentu  $M_s$ :

$$M_s = 0,5 \cdot F \cdot d_p \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho) = 0,5 \cdot 47000 \text{ N} \cdot 34,5 \text{ mm} \cdot \operatorname{tg}(14,3796^\circ) \approx 207857,55 \text{ Nmm}$$

3.4. Obliczenie momentu tarcia  $M_t$  w końcówce śruby:

3.4.1. Obliczenie modułu zastępczego  $E_z$  dla obydwu współpracujących elementów wykonanych ze stali:

$$E_1 = E_2 = E$$

$$E_z = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = E$$

$$E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

3.4.2. Obliczenie średniej średnicy  $d_o$  powierzchni styku końcówki śruby z dnem otworu (z teorii Hertza):

$$d_o = 2,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F \cdot R_k}{E}} = 2,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{47000 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm}}{2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}}} \approx 4,39 \text{ mm}$$

3.4.3. Obliczenie momentu  $M_t$ :

$$M_t = \frac{F \cdot d_o \cdot \mu_t}{3} = \frac{47000 \text{ N} \cdot 4,39 \text{ mm} \cdot 0,12}{3} = 8253,2 \text{ Nmm}$$

3.4.4. Obliczenie całkowitego momentu skręcającego  $M_c$ :

$$M_c = M_s + M_t = 209252,11 \text{ Nmm} + 8253,2 \text{ Nmm} = 217505,31 \text{ Nmm}$$

4. Sprawdzenie wytrzymałości śruby:

4.1. Obliczenie naprężeń skręcających  $\tau$ :

$$W_0 \approx 0,2 \cdot d_r^3$$

$$\tau = \frac{M_c}{W_0} = \frac{216110,75 \text{ Nmm}}{2993,39 \text{ mm}^3} \approx 72,2 \text{ MPa}$$

4.2. Obliczenie naprężeń zastępczych  $\sigma_z$  i sprawdzenie wytrzymałości:

$$\sigma_z = \sqrt{\left(\sigma_{r,c}^2 + \left(\frac{k_{r,c}}{k_s} \tau\right)^2\right)} = \sqrt{\left((98,53 \text{ MPa})^2 + \left(\frac{195 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}} \cdot 70 \text{ MPa}\right)^2\right)} \approx 145 \text{ MPa}$$

$< k_c = 192 \text{ MPa}$

5. Wyznaczenie i przyjęcie wysokości nakrętki  $h_n$ :

$$h_n \geq \frac{F h_z}{\frac{\pi}{4} (d^2 - D_0^2) p_{dop}} = \frac{47000 \text{ N} \cdot 10 \text{ mm}}{\frac{\pi}{4} ((42 \text{ mm})^2 - (27 \text{ mm})^2) \cdot 12 \text{ MPa}} \approx 48,18 \text{ mm}$$

Jednocześnie zaleca się aby:  $h_n = (1,5 \div 2)d = 1,75 \cdot 42 = 73,5 \text{ mm}$

Przyjęto:  $h_n = 75 \text{ mm}$

6. Wyznaczenie średnicy  $d_d$  drążka (z warunku na zginanie):

$$d_d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_c}{k_{gd}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 217505,31 \text{ Nmm}}{135 \text{ MPa}}} \approx 25,25 \text{ mm}$$

Przyjęto  $d_d = 25 \text{ mm}$

7. Wstępne obliczenie długości drążka  $R_{wst}$  dla siły  $R$  przyłożonej do końca drążka:

$$R_{wst} = \frac{M_c}{R} = \frac{209252,11 \text{ Nmm}}{200 \text{ N}} = 1046,26 \text{ mm}$$

8. Obliczenie średnicy  $d_p$  łba śruby:

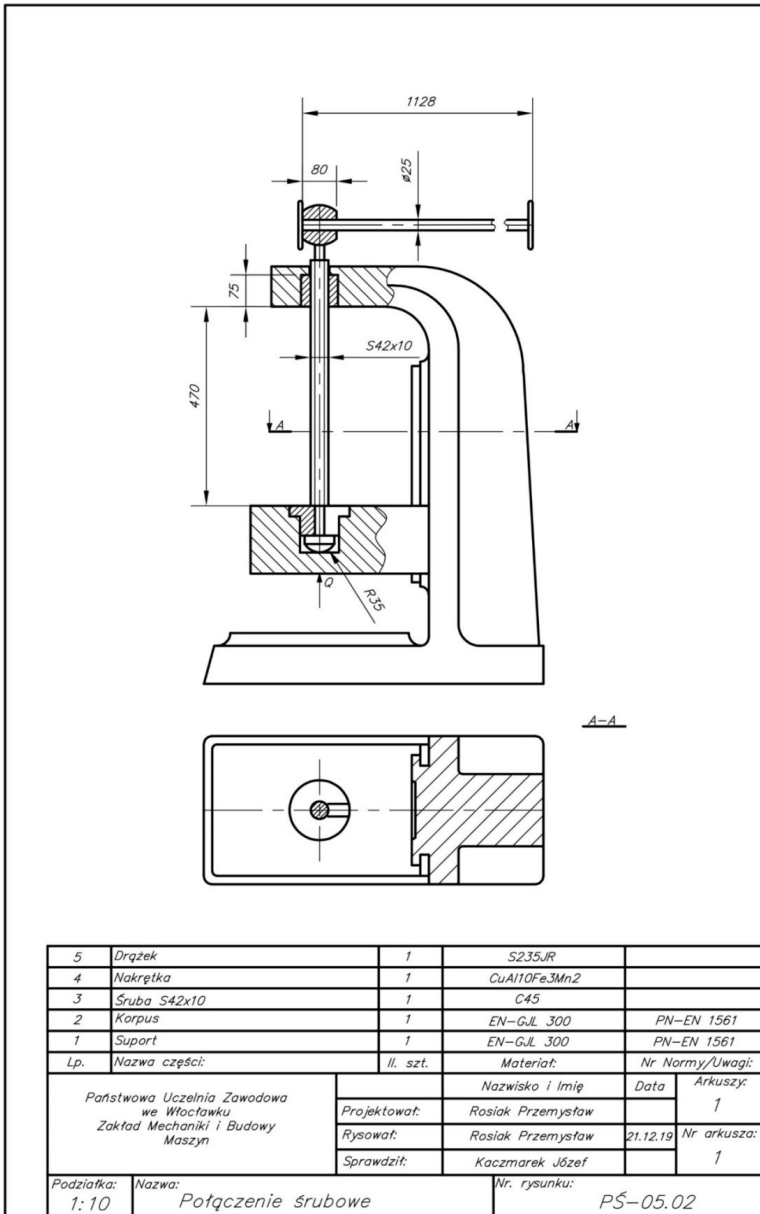
$$d_p \geq \sqrt{\frac{6 \cdot M_c}{d_d \cdot p_{dopd}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 217505,31 \text{ Nmm}}{25 \text{ mm} \cdot 40 \text{ MPa}}} = 36,13 \text{ mm}$$

Ze względów konstrukcyjnych przyjęto  $d_p = 80 \text{ mm}$

9. Ostateczne obliczenie długości drążka  $R$ :

$$R = R_{wst} + 0,5 d_p = 1046,26 \text{ mm} + 0,5 \cdot 80 \text{ mm} \approx 1128 \text{ mm}$$

Zaprojektowane urządzenie (wzorowane na [1]) przedstawione jest na rysunku: PŚ – 05.02.



**Zadanie projektowe nr 5.3.**

Zaprojektować połączenia śrubowe prasy hydraulicznej (4 śruby) o maksymalnym nacisku statycznym  $P = 3,1$  MN. Długość swobodna śrub  $l_s = 2940$  mm. Pole powierzchni każdego ze stojaków  $A_k = 15 * 10^4$  mm<sup>2</sup>, a ich wysokość  $l_k = 2646$  mm,  $E_k = E_s = 2,06 * 10^5$  MPa,  $\mu = 0,1$ ,  $k_r = 195$  MPa,  $k_s = 128$  MPa. Założyć, iż odkształcenie głowicy jest pomijalnie małe (pominąć). Sporządzić rysunek prasy.

Rozwiązanie

1. Obliczenie wstępne średnicy  $d_r$  rdzenia śruby oraz wstępne przyjęcie gwintu:

1.1. Obliczenie statycznego nacisku przypadającego na jedną śrubę:

$$F_p = \frac{P}{4} = \frac{3,1 \text{ MN}}{4} = 0,775 \text{ MN} = 775000 \text{ N}$$

1.2. Obliczenie średnicy rdzenia śruby:

$$d_r \geq \sqrt{\frac{4 * F_p}{\pi * k_r}} = \sqrt{\frac{4 * 775000 \text{ N}}{\pi * 195 \text{ MPa}}} = 71,14 \text{ mm}$$

1.3. Przyjęto gwint z zapasem uwzględniając odkształcenia elementów oraz zapewnienia nacisku resztkowego tzn. gwint M95x3, dla którego:

$$h = 3 \text{ mm}, \quad d_r = d_3 = 90,931 \text{ mm}, \quad d_2 = 93,003 \text{ mm}$$

2. Obliczenie napięcia wstępnego  $F_w$  każdej ze śrub:

2.1. Obliczenie sztywności stojaka  $C_k$ :

$$\frac{1}{C_k} = \frac{l_k}{\frac{1}{2} * A_k * E_k} = \frac{2646 \text{ mm}}{\frac{1}{2} * 15 * 10^4 \text{ mm}^2 * 2,06 * 10^5 \text{ MPa}} = 1,7126 * 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$C_k = 5839075,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

2.2. Obliczenie sztywności śruby  $C_s$ :

$$\frac{1}{C_s} = \frac{l_s}{A_s * E_s} = \frac{l_s}{\frac{\pi * d_r^2}{4} * E_s} = \frac{2940 \text{ mm}}{\frac{\pi * (90,931 \text{ mm})^2}{4} * 2,06 * 10^5 \text{ MPa}} = 2,1977 * 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$C_s = 455021,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

2.3. Obliczenie napięcia wstępnego:

$$F_w = (1,25 \div 2,5) * \frac{F_p}{1 + \frac{C_s}{C_k}} = 1,25 * \frac{775000 \text{ N}}{1 + \frac{455021,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{5839075,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}} = 898738,3 \text{ N}$$

3. Obliczenie nacisku resztkowego  $F_z$ :

$$F_z = (0,2 \div 0,6) F_w = 0,2 * 864026,5394 \text{ N} = 179747,66 \text{ N}$$

4. Obliczenie maksymalnego obciążenia śruby  $F$ :

$$F = F_z + F_p = 179747,66 \text{ N} + 775000 \text{ N} = 956747,66 \text{ N}$$

5. Obliczenie naprężeń w śrubie, sprawdzenie warunku wytrzymałościowego:

5.1. Obliczenie naprężeń rozciągających  $\sigma_r$ :

$$\sigma_r = \frac{F}{\frac{\pi * d_r^2}{4}} = 147,33 \text{ MPa}$$

5.2. Obliczenie naprężeń skręcających  $\tau_s$ :

$$\gamma = \arctg \frac{h}{\pi * d_2} = \arctg \frac{3}{\pi * 93,003} = 0,59^\circ$$

$$\rho = \arctg \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,1}{\cos \frac{60}{2}} = 6,58^\circ$$

$$\begin{aligned} \tau_s &= 2 * \sigma_r * \text{tg}(\gamma + \rho) * \frac{d_2}{d_3} = 2 * 147,33 \text{ MPa} * \text{tg}(0,59^\circ + 6,58^\circ) * \frac{93,003 \text{ mm}}{90,931 \text{ mm}} \\ &= 37,915 \text{ MPa} \end{aligned}$$

5.3. Obliczenie naprężeń zastępczych  $\sigma_z$  i sprawdzenie warunku wytrzymałościowego:

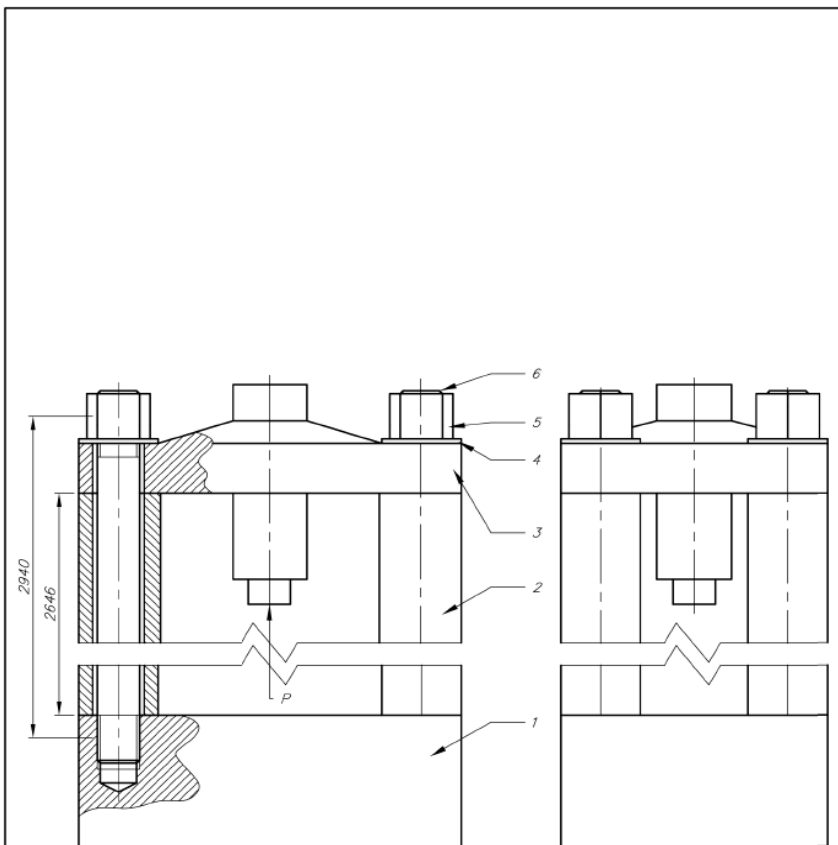
$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_r^2 + \left(\frac{k_r}{k_s} * \tau_s\right)^2} = \sqrt{(147,33 \text{ MPa})^2 + \left(\frac{195 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}} * 37,915 \text{ MPa}\right)^2} = 156,77 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = 158,25 \text{ MPa} < k_r = 195 \text{ MPa}$$

Wniosek: Śruby zostały zaprojektowane poprawnie.



Zaprojektowane połączenie śrubowe prasy (wzorowanej na [1]) przedstawione jest na rysunku PŚ-05.03.



|  |                              |                          |                   |                 |             |
|--|------------------------------|--------------------------|-------------------|-----------------|-------------|
| 6  | Śruba M95x3                  | 4                        | C45               | PN 82137        |             |
| 5  | Nakrętka M95x3               | 4                        | C45               | PN-EN ISO 4032  |             |
| 4  | Podkładka Ø98                | 4                        | E333              | PN-EN ISO 7089  |             |
| 3  | Głowica                      | 1                        | EN-GJL 300        | PN-EN 1561      |             |
| 2  | Stojak                       | 4                        | EN-GJL 300        | PN-EN 1561      |             |
| 1  | Podstawa                     | 1                        | EN-GJL 300        | PN-EN 1561      |             |
| Lp.  | Nazwa części:                | il. szt.                 | Materiał:         | Nr Normy/Uwagi: |             |
| Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Wrocławku<br>Zakład Mechaniki i Budowy<br>Maszyn |                              |                          | Nazwisko i Imię   | Data            |             |
|  |                              | Projektował:             | Rosiak Przemysław | Arkuszy: 1      |             |
|  |                              | Rysował:                 | Rosiak Przemysław | 21.12.19        | Nr arkusza: |
|  |                              | Sprawdził:               | Kaczmarek Józef   |                 | 1           |
| Podziałka:<br>1:10   | Nazwa:<br>Połączenie śrubowe | Nr. rysunku:<br>PŚ-05.03 |                   |                 |             |



## **Rozdział 6**

### **ELEMENTY SPRĘŻYSTE**



**Zadanie projektowe nr 6.1.**

Zaprojektować sprężynę śrubową walcową zwijaną na zimno poddaną stałemu obciążeniu ściskającemu. Przy obciążeniu montażowym  $F_{min} = 48$  N całkowita długość sprężyny wynosi  $L_{max} = 50,4$  mm, a przy obciążeniu końcowym  $F_{max} = 144$  N,  $L_{min} = 42$  mm. Średnica zewnętrzna sprężyny  $D_z < 18$  mm.  $G = 83 \cdot 10^3$  MPa,  $R_m = 1400$  MPa.

Rozwiązanie

1. Obliczenie średnicy  $d$  drutu sprężyny:

Założenie wstępne:

- naprężenia dopuszczalne na skręcanie materiału sprężyny  $k_s' = 600$  MPa,
- współczynnik poprawkowy  $K_w = 1,3$ ,
- średnia średnica zwojów sprężyny  $D = 14$  mm.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8K_w F_{max} D}{\pi k_s'}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1,3 \cdot 144 \cdot 14}{3,14 \cdot 600}} = 2,23 \text{ mm}$$

Przyjęto średnicę drutu  $d = 2,3$  mm

2. Obliczenie naprężeń  $\tau_{max}$  w drucie sprężyny:

2.1. Obliczenie rzeczywistego współczynnika poprawkowego  $K$ :

$$K = 1 + \frac{1,45}{\frac{d}{D}} = 1 + \frac{1,45}{\frac{14}{2,3}} = 1,24$$

2.2. Określenie naprężeń  $k_s$  dopuszczalnych na skręcanie materiału sprężyny:

$$k_s = 0,5R_m = 0,5 \cdot 1400 = 700 \text{ MPa,}$$

2.3. Sprawdzenie wytrzymałości drutu sprężyny:

$$\tau_{max} = \frac{8KDF_{max}}{\pi d^3} = \frac{8 \cdot 1,23 \cdot 14 \cdot 150}{3,14 \cdot 2,3^3} = 540,89 \text{ MPa} < k_s = 700 \text{ MPa}$$

3. Określenie wymiarów sprężyny:

3.1. Obliczenie ugięcia pojedynczego zwoju  $f_n$ :

$$\varepsilon = \frac{D}{d} = \frac{14}{2,3} = 6,09$$

$$G = 83 \cdot 10^3 \text{ MPa} = 83000 \text{ Pa}$$

$$f_n = \frac{8(F_{max} - F_{min})D^3}{Gd^4} = \frac{8(144 - 48)14^3}{83000 \cdot 2,3^4} \approx 0,91 \text{ mm/zwój}$$

3.2. Obliczenie liczby zwojów: czynnych  $n$  i całkowitych  $n_c$ :

$$n = \frac{\Delta f_{rob}}{f_n} = \frac{L_{max} - L_{min}}{f_n} = \frac{(50,4 - 42)}{0,91} = 9,23$$

$$n_c = n + 1,27 = 9,23 + 1,27 = 10,5$$

3.3. Obliczenie nominalnej długości zblokowanej  $L_{blnom}$  sprężyny o szlifowanych zwojach końcowych:

$$L_{blnom} = (n_c - 0,5)d = (10,5 - 0,50) * 2,3 = 23,0 \text{ mm}$$

3.4. Obliczenie ugięcia montażowego  $f_{mont}$ :

$$f_{mont} = \frac{F_{min}(f_{max} - f_{min})}{(F_{max} - F_{min})} = \frac{48 * 8,4}{(144 - 48)} = 4,2 \text{ mm}$$

3.5. Obliczenie długości swobodnej sprężyny  $L_0$ :

$$L_0 = L_{max} + f_{mont} = 50,4 + 4,2 = 54,6 \text{ mm}$$

3.6. Obliczenie maksymalnej strzałki ugięcia  $f_{max}$  odpowiadającej obciążeniu  $F_{max}$ :

$$f_{max} = L_0 - L_{min} = 54,6 - 42 = 12,6 \text{ mm}$$

3.7. Obliczenie strzałki ugięcia  $f_{gr}$  odpowiadającej zablokowaniu sprężyny:

$$f_{gr} = L_0 - L_{blnom} = 54,6 - 23,0 = 31,6 \text{ mm}$$

3.8. Obliczenie luzu międzyzwojowego  $\delta_p$  przy obciążeniu maksymalnym:

$$\delta_p = \frac{L_{min} - L_{blnom}}{n} = \frac{42 - 23}{9,23} = 2,06 \text{ mm}$$

4. Obliczenie podziałki  $t$  nawinięcia części roboczej sprężyny:

$$t = f_n + \delta_p + d = 0,91 + 2,06 + 2,3 = 5,3 \text{ mm}$$

5. Obliczenie obciążenia  $F_{gr}$  odpowiadającego zblokowaniu sprężyny:

$$F_{gr} = \frac{F_{max} f_{gr}}{f_{max}} = \frac{144 * 31,6}{12,6} = 361 \text{ N}$$

6. Sprawdzenie wytrzymałości drutu sprężyny:

6.1. Obliczenie sztywności  $C$  sprężyny:

$$C = \frac{F_{max}}{f_{max}} = \frac{144}{12,6} = 11,43 \text{ N/mm}$$

6.2. Określenie współczynnika  $K_L$ :

dla  $L_0/D = 3,9$  z tabeli 6.1 określono  $K_L \approx 0,625$

Tabela 6.1. Wartości współczynnika  $K_L$  dla sprężyn o końcach dobrze osadzonych (na podstawie [1])

|         |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $L_0/D$ | 2,0  | 2,5  | 3,0  | 3,5  | 4,0  | 4,5  | 5,0  | 5,5  | 6    |
| $K_L$   | 0,70 | 0,68 | 0,66 | 0,64 | 0,62 | 0,58 | 0,54 | 0,47 | 0,40 |

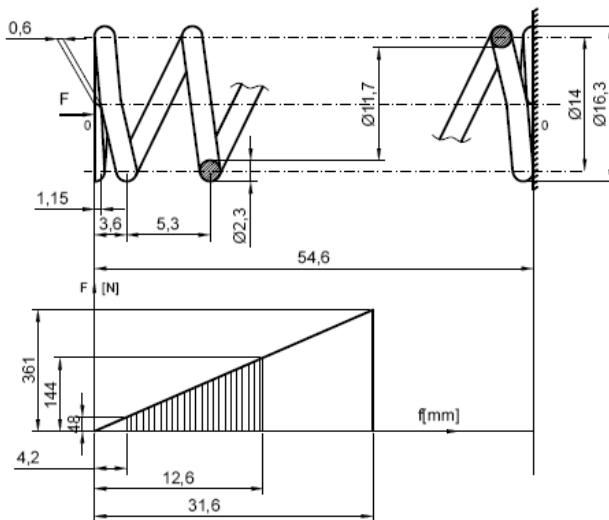
6.3. Obliczenie siły krytycznej  $F_{kr}$  (odpowiadającej wyboczeniu):

$$F_{kr} = CL_0 K_L \Rightarrow F_{kr} = 11,43 * 54,6 * 0,625 = 390 \text{ N} > F_{max} = 150 \text{ N}$$

6.4. Obliczenie współczynnika bezpieczeństwa  $K_w$  ze względu na wyboczenie sprężyny:

$$K_w = \frac{F_{kr}}{F_{max}} = \frac{390}{150} \approx 2,6$$

Zaprojektowana sprężyna wraz z jej charakterystyką  $F(f)$  przedstawiona jest na rysunku ES-06.01.



Skrajne zwoje sprężyny zagiąć i szlifować

| Materiał<br><b>C67S</b> | Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Włocławku<br>Zakład Mechaniki i Budowy<br>Maszyn |                               | Nazwisko i Imię      | Data                 | Arkuszy  |
|-------------------------|--|-------------------------------|----------------------|----------------------|----------|
|                         |  |                               | Projektował          | Kacper Frydrychowski | 30.12.19 |
| Ilość/szt<br><b>1</b>   |  | Konstruował                   | Kacper Frydrychowski | 30.12.19             | Nr ark.: |
|                         |  | Sprawił                       | Kaczmarek Józef      |                      | <b>1</b> |
| Podz.<br><b>2:1</b>     | Nazwa<br><b>Sprężyna naciskowa</b>   | Nr rysunku<br><b>ES-06.01</b> |                      |                      |          |



**Zadanie projektowe nr 6.2.**

Zaprojektować sprężynę walcową naciągową z zaczepami o długości  $0,8 D_1$  (typu A) związaną na zimno, poddaną obciążeniu stałemu w zakresie od  $F_1 = 240$  N do  $F_2 = 480$  N. Wydłużenie odpowiadające sile  $F_1$  wynosi  $f_1 = 60$  mm, a jej długość z zaczepami  $L_1 = 232$  mm. Przyrost wydłużenia  $h < 110$  mm. Średnica podziałowa sprężyny  $D = 34$  mm.  $R_m = 1700$  MPa,  $G = 83 \cdot 10^3$  MPa.

Rozwiązanie

1. Obliczenie średnicy drutu sprężyny:

1.1. Obliczenie naprężeń dopuszczalnych  $k_s$  drutu sprężyny:

$$k_s = 0,5R_m = 850 \text{ MPa}$$

1.2. Wstępnie przyjęcie współczynnika:  $K = 1,20$ ,

1.3. Obliczenie średnicy  $d$  drutu sprężyny:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8F_2DK}{\pi k_s}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 480 \cdot 34 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 850}} = 3,89 \text{ mm}$$

Przyjęcie  $d = 4$  mm

1.4. Obliczenie rzeczywistego współczynnika  $K_{rz}$ :

$$K_{rz} = 1 + \frac{1,45}{\frac{D}{d}} = 1 + \frac{1,45}{\frac{34}{4}} = 1,17$$

Ponieważ  $K_{rz} < K$ , średnica drutu sprężyny jest dobrana poprawnie.

2. Obliczenie wymiarów sprężyny:

2.1. Obliczenie długości  $L_0'$  sprężyny nieobciążonej z zaczepami:

$$L_0' = L_1 - f_1 = 232 - 60 = 172 \text{ mm}$$

2.2. Obliczenie długości  $L_0$  części walcowej sprężyny nieobciążonej z napięciem wstępnym:

$$L_0 = L_0' - 2 \cdot 0,8D_1 = 172 - 2 \cdot 0,8(34 - 4) = 124 \text{ mm}$$

2.3. Obliczenie liczby zwojów  $n$ :

$$n = \frac{L_0}{d} - 1 = \frac{124}{4} - 1 \approx 30$$

2.4. Obliczenie napięcia wstępnego  $F_0$ :

$$F_0 = F_1 - \frac{Fd^4 f_1}{8D^3 n} = 240 - \frac{83000 * 4^4 * 60}{8 * 34^3 * 30} \approx 104,85 \text{ N}$$

2.5. Obliczenie wydłużenia  $f_2$ :

$$f_2 = \frac{(F_2 - F_0)f_1}{F_1 - F_0} = \frac{(480 - 104,85)60}{240 - 104,85} = 166,5 \text{ mm}$$

2.6. Obliczenie długości  $L_2$  sprężyny obciążonej siłą  $F_2$ :

$$L_2 = L'_0 + f_2 = 172 + 166,5 = 338,5 \text{ mm}$$

2.7. Obliczenie roboczego wydłużenia sprężyny  $h_r$ :

$$h_r = L_2 - L_1 = 338,5 - 232 = 106,5 \text{ mm} < h = 110 \text{ mm}$$

3. Obliczenie naprężeń skręcających w sprężynie:

3.1. Naprężenie wstępne  $\tau_0$  odpowiadające sile  $F_0$ :

$$\tau_0 = \frac{8F_0DK}{\pi d^3} = \frac{8 * 104,85 * 34 * 1,17}{3,14 * 4^3} = 166 \text{ MPa}$$

3.2. Naprężenie  $\tau_1$  odpowiadające sile  $F_1$ :

$$\tau_1 = \frac{8F_1DK}{\pi d^3} = \frac{8 * 240 * 34 * 1,17}{3,14 * 4^3} = 380 \text{ MPa}$$

3.3. Naprężenie  $\tau_2$  odpowiadające sile  $F_2$ :

$$\tau_2 = \frac{8F_2DK}{\pi d^3} = \frac{8 * 480 * 34 * 1,17}{3,14 * 4^3} = 760 \text{ MPa} < k_s = 850 \text{ MPa}$$

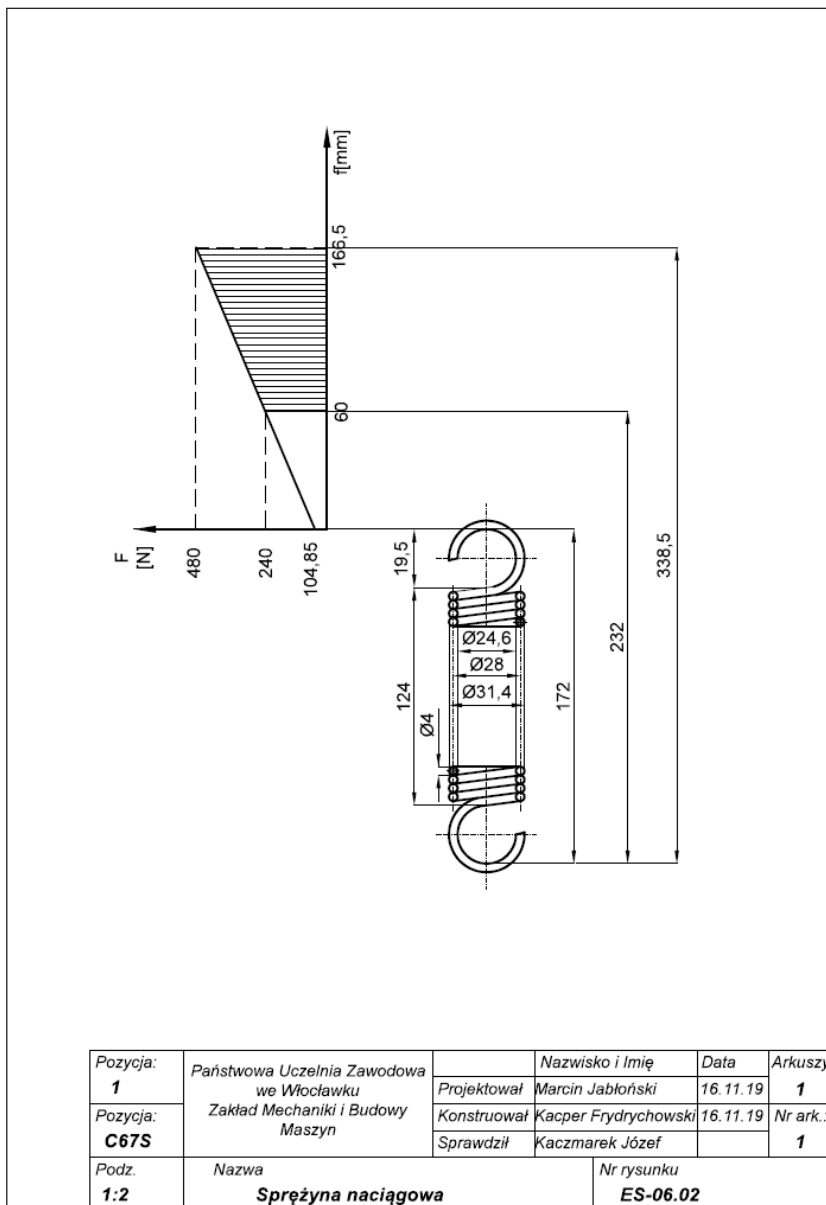
4. Obliczenie sztywności  $C$  sprężyny:

$$C = \frac{F_2 - F_1}{f_2 - f_1} = \frac{480 - 240}{166,5 - 50} = 2,06 \text{ N/mm}$$

5. Obliczenie pracy  $W$  wykonanej nad sprężyną podczas jej wydłużania (wyraża ją pole zakreskowanego trapezu):

$$W = 0,5(F_1 + F_2)h_r = 0,5 (240 + 480) \text{ N} * 0,1065 \text{ m} = 38,34 \text{ J}$$

Zaprojektowana sprężyna wraz z jej charakterystyką  $F(f)$  przedstawiona jest na rysunku ES-06.02.



**Zadanie projektowe nr 6.3.**

Zaprojektować układ dwóch współosiowych sprężyn mających zastąpić pojedynczą sprężynę przenoszącą siłę  $F = 6,8$  kN, mającą średnią średnicę zwoju  $D = 140$  mm, średnicę drutu  $d = 18$  mm i czynną liczbę zwojów  $n = 8$ . Układ sprężyn powinien zapewniać najkorzystniejsze warunki pod względem zwartości i oszczędności miejsca. Dopuszczalne naprężenia na skręcanie  $k_s = 535$  MPa, moduł sprężystości poprzecznej  $G = 83000$  MPa. Sporządzić rysunek układu sprężyn.

Rozwiązanie

- Obliczenie podstawowych parametrów pojedynczej sprężyny:

- 1.1. Obliczenie strzałki ugięcia  $f$ :

$$f = \frac{8FnD^3}{6d^4} \approx 137 \text{ mm}$$

- 1.2. Obliczenie sztywności  $C$  sprężyny:

$$C = \frac{F}{f} = 49,6 \text{ N/mm}$$

- Obliczenie sił działających w każdej sprężynie układu:

- 2.1. Założono, że:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon = 8; \quad \frac{d_2}{d_1} = \frac{D_2}{D_1} = 3/4$$

- 2.2. Obliczenie obciążeń  $F_1$  i  $F_2$  każdej ze sprężyn układu:

$$F_1 = \frac{F}{1 + \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2} \approx 4,35 \text{ kN}$$

$$F_2 = \frac{F}{1 + \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2} \approx 2,45 \text{ kN}$$

- Obliczenie sztywności  $C_1$  i  $C_2$  każdej sprężyny układu:

$$C_1 = \frac{C}{1 + \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2} \approx 31,76 \text{ N/mm}$$

$$C_2 = \frac{C}{1 + \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2} \approx 17,85 \text{ N/mm}$$

4. Wyznaczanie wymiarów sprężyny zewnętrznej:

4.2. Obliczenie współczynnika nierówności rozkładu naprężeń w przekroju poprzecznym drutu  $K_1$ :

$$K_1 = 1 + \frac{1,45}{\varepsilon_1} \approx 1,18$$

4.2. Obliczenie średnicy drutu  $d_1$ :

$$d_1 = \sqrt{\frac{8K_1F_1\varepsilon_1}{\pi k_s}} = 14 \text{ mm}$$

4.3. Obliczenie średniej (podziałowej) średnicy zwoju  $D_1$ :

$$D_1 = \varepsilon_1 d_1 = 112 \text{ mm}$$

4.4. Obliczenie średnicy wewnętrznej  $D_{W1}$  zwoju:

$$D_{W1} = D_1 - d_1 = 98 \text{ mm}$$

4.5. Obliczenie liczby zwojów: czynnych  $n_1$  i całkowitych  $n_{c1}$ :

$$n_1 = \frac{Gd_1^4}{8D_1^3c_1} \approx 9$$

$$n_{c1} = n_1 + 1,5 = 10,5$$

4.6. Obliczenie minimalnej długości roboczej  $L_{min1}$ :

Założony luz względny między zwojami w stanie obciążonym  $\delta_{p1} = 0,15$

$$L_{min1} = n_1 d_1 (1 + \delta_{p1}) \approx 145 \text{ mm}$$

4.7. Obliczenie długości sprężyny nieobciążonej  $L_{01}$ :

$$L_{01} = L_{min1} + \frac{F_1}{c_1} \approx 282 \text{ mm}$$

5. Wyznaczanie wymiarów sprężyny wewnętrznej:

5.1. Obliczenie współczynnika nierówności rozkładu naprężeń w przekroju poprzecznym drutu  $K_2$ :

$$K_2 = 1 + \frac{1,45}{\varepsilon_2} \approx 1,18$$

5.2. Obliczenie średnicy drutu  $d_2$ :

$$d_2 = \sqrt{\frac{8K_2 F_2 \varepsilon_2}{\pi k_s}} \approx 10 \text{ mm}$$

5.3. Obliczenie średniej średnicy zwoju  $D_2$ :

$$D_2 = \varepsilon_2 d_2 = 80 \text{ mm}$$

5.4. Obliczenie średnicy wewnętrznej zwoju  $D_{z2}$ :

$$D_{z2} = D_2 + d_2 = 90 \text{ mm} < D_{w1} = 98 \text{ mm}$$

5.5. Obliczenie liczby zwojów: czynnych  $n_1$  i całkowitych  $n_{c1}$ :

$$n_2 = \frac{G d_2^4}{8 D_2^3 C_2} \approx 11,5$$

$$n_{c2} = n_2 + 2 = 13,5$$

5.6. Obliczenie minimalnej długości roboczej  $L_{min2}$ :

Założono luz między zwojami w stanie obciążonym  $\delta_{p2} = 0,15$

$$L_{min2} = n_2 d_2 (1 + \delta_{p2}) = 132,25 \text{ mm}$$

W układzie sprężyn powinno  $L_{2min} = L_{1min} = 145 \text{ mm}$  i wówczas  $\delta_{p2rzecz} = 0,26$

5.7. Obliczenie długości sprężyny nieobciążonej  $L_{02}$ :

$$L_{02} = L_{min2} + \frac{F_2}{C_2} \approx 282 \text{ mm} = L_{01}$$

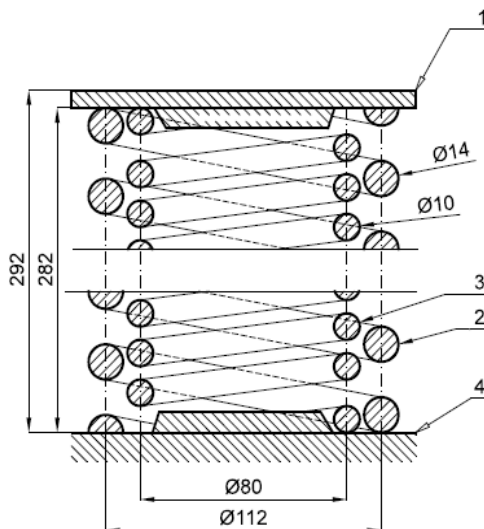
6. Obliczenie wysokości zablokowanych sprężyn  $L_{bl1}$  i  $L_{bl2}$ :

$$L_{bl1} = (n_{c1} - 0,5) d_1 = 140,0 \text{ mm}$$

$$L_{bl2} = (n_{c2} - 0,5) d_2 = 130,0 \text{ mm}$$

Przy obciążeniu granicznym zablokowaniu ulegnie sprężyna zewnętrzna.

Zaprojektowany układ sprężyn przedstawiony jest na rysunku: USW-06.03.



| Liczby zwojów sprężyn   |              |              |
|-------------------------|--------------|--------------|
| Sprężyna                | wewnętrzna   | zewnętrzna   |
| Czynna liczba zwojów    | $n1 = 9$     | $n2 = 11,5$  |
| Całkowita liczba zwojów | $nc1 = 10,5$ | $nc2 = 13,5$ |

|       |   |                  |                      |                |
|-------|---|------------------|----------------------|----------------|
| 4     | Obudowa dolna   | 1                | E295                 |                |
| 3     | Sprężyna wewnętrzna   | 1                | 55S2                 |                |
| 2     | Sprężyna zewnętrzna   | 1                | 55S2                 |                |
| 1     | Obudowa górna   | 1                | E295                 |                |
| L.p.  | Nazwa części  | Il. szt.         | Materiał             | Nr normy/Uwagi |
|       | Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Włocławku<br>Zakład Mechaniki i Budowy Maszyn |                  | Nazwisko i Imię      | Data           |
|       |   | Projektował      | Marcin Jabłoński     | 23.11.19       |
|       |   | Konstruował      | Kacper Frydrychowski | 23.11.19       |
|       |   | Sprawdził        | Kaczmarek Józef      |                |
|       |   |                  |                      | Arkuszy        |
|       |   |                  |                      | Nr ark.:       |
|       |   |                  |                      | 1              |
| Podz. | Nazwa   | Nr rysunku       |                      |                |
| 1:2   | <b>Układ sprężyn współosiowych</b>  | <b>USW-06.03</b> |                      |                |





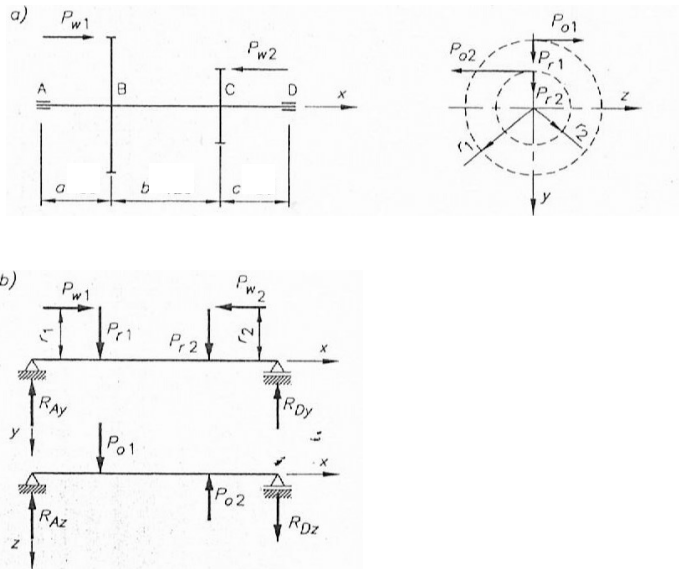
## **Rozdział 7**

### **WAŁY**

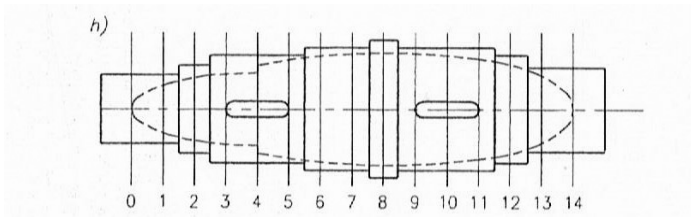


**Zadanie projektowe nr 7.1.**

Zaprojektować kształt wału dwupodporowego (wg szkicu), na którym są osadzone łożyska i koła zębate. Dane długościowe wału:  $a = 80$  mm,  $b = 120$  mm,  $c = 80$  mm; promienie kół tocznych:  $r_1 = 160$  mm,  $r_2 = 64$  mm; obciążenia kół:  $P_{O1} = 2527$  N,  $P_{O2} = 6272$  N,  $P_{r1} = 915$  N,  $P_{r2} = 2360$  N,  $P_{w1} = 581$  N,  $P_{w2} = 941$  N oraz naprężenia dopuszczalne:  $k_{go} = 80$  MPa,  $k_{js} = 85$  MPa. Sporządzić rysunek wału.



Rys. 7.1. Szkic obciążeń wału [1]



Rys. 7.2. Szkic przekrojów obliczeniowych wału [1]

1. Wyznaczenie składowych reakcji  $R_y$  i  $R_z$  w punktach  $A$  i  $D$  (składowych sił w łożyskach):

Warunki równowagi w płaszczyźnie  $yx$  są następujące:

$$\sum P_y = R_{Ay} - P_{r1} - P_{r2} - R_{Dy} = 0$$

$$\sum M_A = P_{w1}r_1 + P_{r1}a + P_{r2}(a+b) - P_{w2}r_2 - R_{Dy}(a+b+c) = 0$$

Z układu powyższych równań obliczymy składowe reakcji  $R_{Dy}$  i  $R_{Ay}$ :

$$R_{Dy} = \frac{P_{w1}r_1 + P_{r1}a + P_{r2}(a+b) - P_{w2}r_2}{a+b+c} = 2072,46 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = P_{r1} + P_{r2} - R_{Dy} = 1237,54 \text{ N}$$

Warunki równowagi w płaszczyźnie  $zx$  są następujące:

$$\Sigma Pz = R_{Az} - P_{o1} + P_{o2} - R_{Dz} = 0$$

$$\Sigma M_A = P_{o1}a - P_{o2}(a+b) - R_{Dz}(a+b+c) = 0$$

Z układu powyższych równań obliczymy składowe reakcji  $R_{Dz}$  i  $R_{Az}$ :

$$R_{Dz} = \frac{P_{o2}(a+b) - P_{o1}a}{a+b+c} = 3758 \text{ N}$$

$$R_{Az} = P_{o1} - P_{o2} + R_{Dz} = 13 \text{ N}$$

2. Wyznaczenie momentów gnących  $M_g$  w punktach B i C:

$$M_{gyBL} = R_{Ay} \cdot a = 99,00 \text{ Nm}$$

$$M_{gyBP} = R_{Ay} \cdot a + P_{w1} \cdot r_1 = 191,96 \text{ Nm}$$

$$M_{gyCL} = R_{Dy} \cdot c + P_{w2} \cdot r_2 = 226,47 \text{ Nm}$$

$$M_{gyCP} = R_{Dy} \cdot c = 165,80 \text{ Nm}$$

$$M_{gzB} = R_{Az} \cdot a = 1,04 \text{ Nm}$$

$$M_{gzC} = R_{Dz} \cdot c = 300,64 \text{ Nm}$$

$$M_{gBL} = \sqrt{M_{gyBL}^2 + M_{gzB}^2} = 99,01 \text{ Nm}$$

$$M_{gBP} = \sqrt{M_{gyBP}^2 + M_{gzB}^2} = 191,97 \text{ Nm}$$

$$M_{gCL} = \sqrt{M_{gyCL}^2 + M_{gzC}^2} = 376,39 \text{ Nm}$$

$$M_{gCP} = \sqrt{M_{gyCP}^2 + M_{gzC}^2} = 343,33 \text{ Nm}$$

3. Obliczenie momentu skręcającego  $M_s$ :

$$M_s = P_{oI} * r_I = 404,32 \text{ Nm}$$

4. Obliczenie momentów zastępczych  $M_z$ :

$$M_g < 2M_s$$

$$M_{ZB} = \sqrt{\left(\frac{2k_{sj}}{k_{go}} * M_{gBP}\right)^2 + M_s^2} = 574,35 \text{ Nm}$$

$$M_{ZC} = \sqrt{\left(\frac{2k_{sj}}{k_{go}} * M_{gCL}\right)^2 + M_s^2} = 896,22 \text{ Nm}$$

5. Wyznaczenie średnic  $d_i$  wału w 14 punktach na jego długości:

1,2,3,4L,10P,11,12,13 – wał jest tylko zginany

$$d_i = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{M_{Zi}}{k_{go}}}$$

4P,5,6,7,8,9,10L – wał jest skręcany i zginany

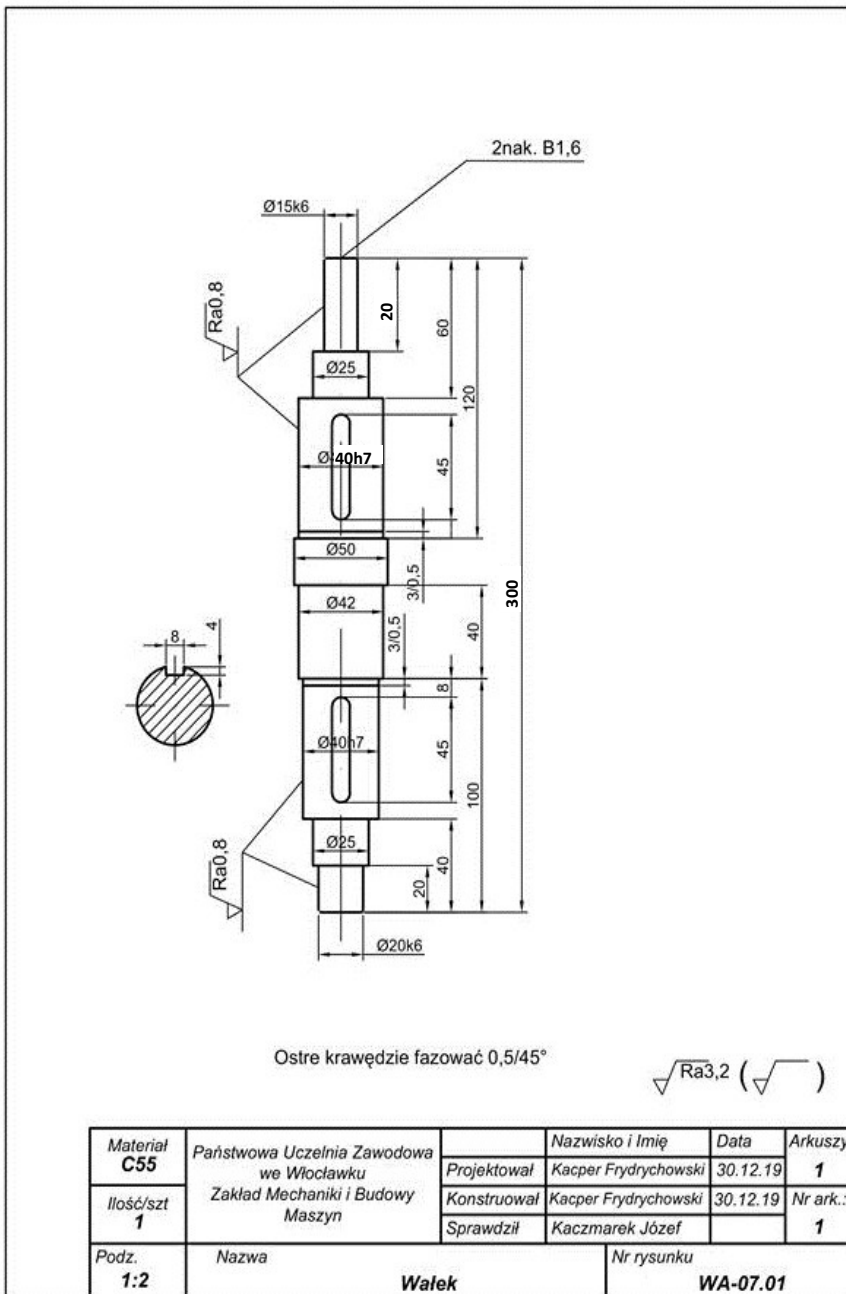
$$d_i = 1,72 * \sqrt[3]{\frac{M_{Zi}}{k_{sj}}}$$

Wyniki obliczeń zebrane są w tabeli 7.1.

Tabela 7.1. Wyniki obliczeń i doboru średnic o poszczególnych przekrojach wałka

| Lp. przekroju | Współrzędna x [mm] | $M_z$ [N * m] | Średnica obliczona d [mm] | Średnica dobrana [mm] |
|---------------|--------------------|---------------|---------------------------|-----------------------|
| 0             | 0                  | 0             | 0                         | 15                    |
| 1             | 20                 | 24,75         | 14,68                     | 25                    |
| 2             | 40                 | 49,50         | 18,49                     |                       |
| 3             | 60                 | 74,26         | 21,17                     | 40                    |
| 4L            | 80                 | 99,01         | 23,30                     |                       |
| 4P            | 80                 | 574,35        | 32,52                     |                       |
| 5             | 100                | 592,40        | 32,85                     |                       |
| 6             | 120                | 628,60        | 33,51                     | 50                    |
| 7             | 140                | 680,04        | 34,40                     |                       |
| 8             | 160                | 743,58        | 35,44                     | 42                    |
| 9             | 180                | 834,11        | 36,82                     |                       |
| 10L           | 200                | 896,22        | 37,72                     | 40                    |
| 10P           | 200                | 343,33        | 35,26                     |                       |
| 11            | 220                | 257,49        | 32,04                     |                       |
| 12            | 240                | 171,66        | 27,99                     |                       |
| 13            | 260                | 85,83         | 22,21                     | 25                    |
| 14            | 280                | 0,00          | 0                         | 20                    |

Zaprojektowany wałek z dodaną na końcach długością 10 mm dla osadzenia łożysk przedstawiony jest na rysunku WA-07.01.

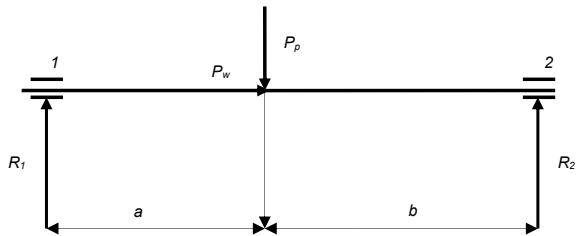


## **Rozdział 8**

# **ŁOŻYSKOWANIA TOCZNE**

**Zadanie projektowe nr 8.1.**

Zaprojektować łożyskowanie wału (obracającego się) łożyskami kulkowymi zwykłymi, obciążonego według schematu przedstawionego na szkicu i następujących danych:  $P_p = 28800 \text{ N}$ ,  $P_w = 6400 \text{ N}$ ,  $d_1 = d_2 = 70 \text{ mm}$ ,  $a = 48 \text{ mm}$ ,  $b = 60 \text{ mm}$ ,  $n = 800 \text{ obr/min}$ ,  $L_h = 10000 \text{ h}$ . Przyjąć, że łożysko 2 jest ustalającym osiowo. Sporządzić rysunek złożeniowy łożyskowania.



Rys. 8.1. Schemat obciążeń układu łożyskowego [ wg 1 ]

Rozwiązanie

1. Obliczenie sił poprzecznych  $R_1$  i  $R_2$  działających w łożyskach:

Warunki równowagi wału:

$$\sum P = R_1 + R_2 - P_p = 0$$

$$\sum M_1 = R_2 * (a + b) - P_p * a = 0$$

Rozwiązując powyższy układ równań otrzymamy:

$$R_2 = \frac{a * P_p}{a + b} = \frac{48 * 28800 \text{ N}}{108} = 12800 \text{ N}$$

$$R_1 = P_p - R_2 = 28800 \text{ N} - 12800 \text{ N} = 16000 \text{ N}$$

2. Obliczenie i dobór łożyska swobodnego (1). Dla łożyska swobodnego => nie przenosi siły wzdłużnej z tabeli 8.1:

$$X = 1, Y = 1, \text{ obraca się wałek} \Rightarrow V = 1$$

- 2.1. Obliczenie obciążenia zastępczego  $P_1$ :

$$P_1 = X * V * R_1 = 1 * 1 * 16000 \text{ N}$$

- 2.2. Obliczenie wymaganej nośności ruchowej (dynamicznej)  $C_1$ :

$$C_1 = \sqrt[3]{\frac{L_h * n}{16667}} * P_1 = \sqrt[3]{\frac{10000 * 800}{16667}} * 16000 \text{ N} = 125274,9 \text{ N}$$



2.3. Dobór łożyska. Z katalogu łożysk [3] wybieramy łożysko 6414, dla którego  $C = 144 \text{ kN}$ .

3. Obliczenie i dobór łożyska ustalającego (2):

3.1. Obliczenie stosunku sił i współczynników:

$$\frac{P_w}{V * R_2} = \frac{6400 \text{ N}}{1 * 12800 \text{ N}} = 0,5$$

Tabela 8.1. Współczynniki obciążenia zastępczego łożysk kulkowych [1, 2, 3]

| Rodzaje łożysk | $\frac{P_w}{C_0}$ | Dla przypadku           |                              | Łożyska jednorzędowe   |      | Łożyska dwurzędowe        |     |                        |      | $e$  |
|----------------|-------------------|-------------------------|------------------------------|------------------------|------|---------------------------|-----|------------------------|------|------|
|                |                   | rucho-<br>mego<br>wałka | rucho-<br>mej<br>opra-<br>wy | $\frac{P_w}{VP_p} > e$ |      | $\frac{P_w}{VP_p} \leq e$ |     | $\frac{P_w}{VP_p} > e$ |      |      |
|                |                   |                         |                              | $X$                    | $Y$  | $X$                       | $Y$ | $X$                    | $Y$  |      |
| Kulkowe zwykłe | 0,014             | 1,0                     | 1,2                          | 0,56                   | 2,30 | 1,0                       | 0   | 0,56                   | 2,30 | 0,19 |
|                | 0,028             |                         |                              |                        | 1,99 |                           |     |                        | 1,99 | 0,22 |
|                | 0,058             |                         |                              |                        | 1,71 |                           |     |                        | 1,71 | 0,26 |
|                | 0,084             |                         |                              |                        | 1,55 |                           |     |                        | 1,55 | 0,28 |
|                | 0,11              |                         |                              |                        | 1,45 |                           |     |                        | 1,45 | 0,30 |
|                | 0,17              |                         |                              |                        | 1,31 |                           |     |                        | 1,31 | 0,34 |
|                | 0,28              |                         |                              |                        | 1,15 |                           |     |                        | 1,15 | 0,38 |
|                | 0,42              |                         |                              |                        | 1,04 |                           |     |                        | 1,04 | 0,42 |
|                | 0,56              |                         |                              |                        | 1,00 |                           |     |                        | 1,00 | 0,44 |

Z tabeli 8.1 przyjęto  $X = 0,56$  i  $V = 1$ .

Przyjmując wstępnie też łożysko 6414, określono [3] nośność spoczynkową  $C_0$ :

$$C_0 = 104000 \text{ N}$$

$$\frac{P_w}{C_0} = \frac{6400 \text{ N}}{104000 \text{ N}} = 0,061538$$

Z tabeli 8.1 przyjęto  $Y = 1,65$

3.2. Obliczenie obciążenia zastępczego łożyska (2)  $P_2$ :

$$P_2 = X * V * R_2 + Y * P_w = 0,56 * 1 * 12800 \text{ N} + 1,65 * 6400 \text{ N} = 17728 \text{ N}$$

3.3. Obliczenie wymaganej nośności ruchowej  $C_2$ :

$$C_2 = \sqrt[3]{\frac{L_h * n}{16667}} * P_2 = \sqrt[3]{\frac{10000 * 800}{16667}} * 17728 \text{ N} = 138804,6 \text{ N}$$

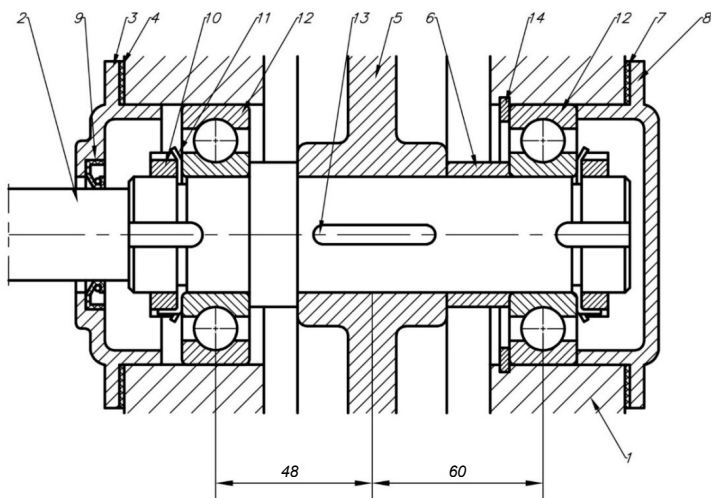
3.4. Ze względu na technologiczność konstrukcji przyjęto łożysko takie jak (1), dla którego

$$C = 144 \text{ kN}$$

Wyższa nośność np. dla łożyska (1) powoduje jego wyższą trwałość wynoszącą:

$$L_{h1} = \frac{16667}{800} \left( \frac{C_1}{P_1} \right)^3 = \frac{16667}{800} \left( \frac{144000 \text{ N}}{16000 \text{ N}} \right)^3 = 15187 \text{ h}$$

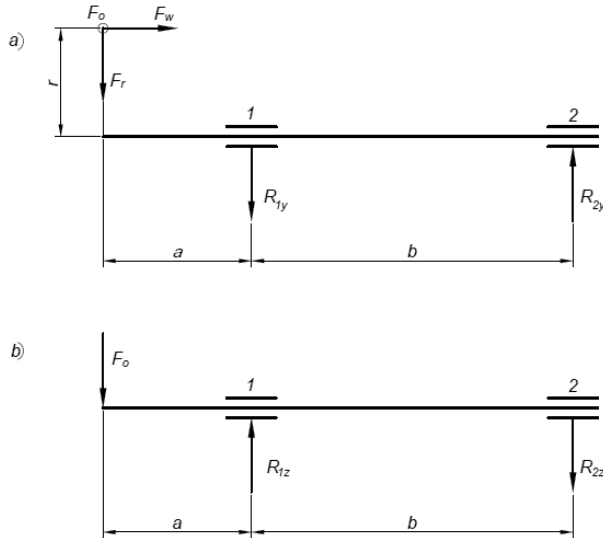
Zaprojektowane łożyskowanie wału przedstawia rysunek Łt-08.01.



|  |                            |                 |                   |                   |             |
|--|----------------------------|-----------------|-------------------|-------------------|-------------|
| 13   | Wpust 8x7x30               | 2               | E335              | PN-70/M-85005     |             |
| 12   | Łożysko 6414               | 2               | 100CrMo7          | PN-EN 1337-5:2010 |             |
| 11   | Podkładka                  | 2               | E335              | DIN 5406          |             |
| 10   | Nakrętka M50x1,5           | 2               | E335              | PN 82471          |             |
| 9  | Pierścień uszczelniający   | 1               | guma              | PN-88/M-73067     |             |
| 8  | Pokrywa prawa              | 1               | E335              |                   |             |
| 7  | Podkładka dystansowa prawa | 1               | E335              |                   |             |
| 6  | Tuleja dystansowa          | 1               | E335              |                   |             |
| 5  | Koło zębate                | 1               | C55               |                   |             |
| 4  | Podkładka dystansowa lewa  | 1               | E335              |                   |             |
| 3  | Pokrywa lewa               | 1               | E335              |                   |             |
| 2  | Wałek                      | 1               | C55               |                   |             |
| 1  | Karpus                     | 1               | E335              |                   |             |
| Lp.  | Nazwa części:              | Il. szt.        | Materiał:         | Nr Normy/Uwagi:   |             |
| Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Wrocławku<br>Zakład Mechaniki i Budowy<br>Maszyn |                            | Nazwisko i Imię |                   | Data              |             |
|  |                            | Projektował:    | Rosiak Przemysław | 1                 |             |
|  |                            | Rysował:        | Rosiak Przemysław | 1,04,20           | Nr arkusza: |
|  |                            | Sprawdził:      | Kaczmarek Józef   |                   | 1           |
| Podziałka:   | Nazwa:                     | Nr. rysunku:    |                   |                   |             |
| 1:2  | Łożyskowanie toczne        | Łt-08.01        |                   |                   |             |

**Zadanie projektowe 8.2.**

Sprawdzić trwałość łożysk zębniaka stożkowego obciążonego jak na schemacie siłami o wartościach:  $F_o = 7140$  N,  $F_r = 147$  N i  $F_w = 9072$  N. Wymiary zębniaka są następujące:  $a = 25$  mm,  $b = 100$  mm i  $r = 30$  mm. Łożyska osadzone są ciasno na wałku zębniaka obracającego się z  $n = 1100$  obr/min. Łożysko stożkowe 1 typu 31308 o  $C_1 = 73700$  N i  $C_{o1} = 81500$  N. Łożysko stożkowe 2 typu 31307 o  $C_2 = 61600$  N i  $C_{o2} = 67000$  N;  $X = 0,4$ ;  $Y = 0,72$  przy  $\frac{F_a}{v \cdot F_r} > e = 0,83$ . Sporządzić rysunek złożeniowy łożyskowania.



Rys. 8.2. Schemat obciążeń układu łożyskowego [1]

**Rozwiązanie**

1. Obliczenie sił poprzecznych  $R_1$  i  $R_2$  w łożyskach:

1.1. Warunki równowagi wału w płaszczyźnie rys. 8.2 a) są następujące:

$$\sum F = R_{2y} - R_{1y} - F_r = 0$$

$$\sum M_2 = R_{1y} \cdot b + F_r \cdot (a + b) - F_w \cdot r = 0$$

Rozwiązując powyższy układ równań otrzymuje się:

$$R_{1y} = \frac{F_w \cdot r - F_r \cdot (a + b)}{b} = \frac{9072 \cdot 30 - 147 \cdot 125}{100} = 2537,85 \text{ N}$$

$$R_{2y} = F_r + R_{1y} = 147 + 2537,85 = 2684,85 \text{ N}$$

1.2. Warunki równowagi wału w płaszczyźnie rys. 8.2 b) są następujące:

$$\sum F = -R_{2z} + R_{1z} - F_o = 0$$

$$\sum M_2 = -R_{1z} \cdot b + F_o \cdot (a + b) = 0$$

Z powyższego układu równań otrzymuje się:

$$R_{1z} = \frac{F_o \cdot (a + b)}{b} = \frac{7140 \cdot 125}{100} = 8925 \text{ N}$$

$$R_{2z} = -F_o + R_{1z} = -7140 + 8925 = 1785 \text{ N}$$

$$R_1 = \sqrt{(R_{1y})^2 + (R_{1z})^2} = \sqrt{(2537,85)^2 + (8925)^2} = 9278,8 \text{ N} \rightarrow F_{r1}$$

$$R_2 = \sqrt{(R_{2y})^2 + (R_{2z})^2} = \sqrt{(2684,85)^2 + (1785)^2} = 3224,1 \text{ N} \rightarrow F_{r2}$$

2. Obliczenie obciążeń wzdłużnych  $F_{a1}$  i  $F_{a2}$  (założenie, że łożyska są zabudowane w układzie „O”):

Korzystając z tabeli 8.2 dla układu „O” i przypadku 2b, w którym jeśli zastąpić

$F_{rA} = R_1 = F_{r1}$  oraz  $F_{rB} = R_2 = F_{r2}$  otrzymuje się:

Tabela 8.2. Dane do obliczenia obciążenia zastępczego układu łożyskowego [1, 2]

|  |    |  |   |
|--|----|--|---|
|  | 2a | $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$<br>$F_a \geq 0$   | $F_{aA} = F_{aB} + F_a$<br>$F_{aB} = \frac{F_{rB}}{2Y_B}$ |
|  | 2b | $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$<br>$F_a \geq \frac{1}{2} \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$ | $F_{aA} = F_{aB} + F_a$<br>$F_{aB} = \frac{F_{rB}}{2Y_B}$ |

$$\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2} \rightarrow \frac{9278,8}{0,72} > \frac{3224,1}{0,72}$$

$$F_a \geq \frac{1}{2} \left( \frac{F_{r1}}{Y_1} - \frac{F_{r2}}{Y_2} \right) = \frac{1}{2} \left( \frac{9278,8}{0,72} - \frac{3224,1}{0,72} \right) = 4204,65 \text{ N} \leq F_a = 9072 \text{ N}$$

Na podstawie wyżej wymienionej nierówności zauważono, że zachodzi przypadek 2b (tabela w [1, 2]), dla którego:

$$F_{a_2} = \frac{F_{r_2}}{2Y_2} = \frac{3224,1}{2 \cdot 0,72} = 2238,96 \text{ N}$$

$$F_{a_1} = F_{a_2} + F_a = 2238,96 + 9072 = 11310,96 \text{ N}$$

3. Wyznaczenie obciążeń zastępczych  $P_1$  i  $P_2$  łożysk:

$$\frac{F_{a_1}}{V \cdot F_{r_1}} = \frac{11310,96}{1 \cdot 9278,8} \approx 1,22 > e \quad \text{gdzie: } e = 0,83$$

Ze wzoru dla łożysk tocznych:

$$P_1 = X \cdot V \cdot F_{r_1} + Y \cdot F_{a_1} = 0,4 \cdot 1 \cdot 9278,8 + 0,72 \cdot 11310,96 = 11855,41 \text{ N}$$

$$\frac{F_{a_2}}{V \cdot F_{r_2}} = \frac{2238,96}{1 \cdot 3224,1} \approx 0,69 < e \quad \rightarrow \quad X_2 = 1; Y_2 = 1; Y_2 = 0$$

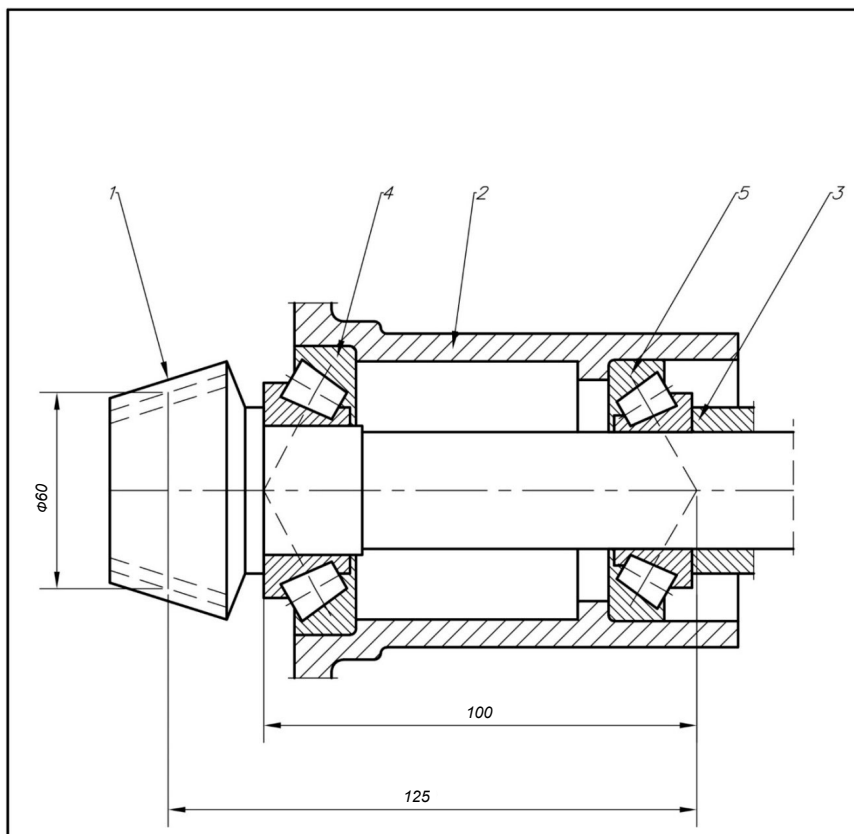
$$P_2 = V_2 \cdot F_{r_2} = 1 \cdot 3224,1 = 3224,1 \text{ N}$$

4. Obliczenie trwałość  $L_{h1}$  i  $L_{h2}$  łożysk:

$$L_{h_1} = \frac{16667}{n} \left( \frac{C_1}{P_1} \right)^q = \frac{16667}{1100} \left( \frac{73700}{11855,41} \right)^{\frac{10}{3}} \approx 6693 \text{ h}$$

$$L_{h_2} = \frac{16667}{n} \left( \frac{C_2}{P_2} \right)^q = \frac{16667}{1100} \left( \frac{61600}{3224,1} \right)^{\frac{10}{3}} \approx 282513 \text{ h}$$

Przedmiotowe łożyskowanie (w pozycji odwróconej o  $180^\circ$  względem szkicu) przedstawione jest na rysunku Łt - 08.02.



|     |                   |          |            |                 |
|-----|-------------------|----------|------------|-----------------|
| 5   | Łożysko 31307     | 1        | 100Cr6     | PN-75/M-86220   |
| 4   | Łożysko 31308     | 1        | 100Cr6     | PN-75/M-86220   |
| 3   | Tuleja dystansowa | 1        | E335       |                 |
| 2   | Korpus            | 1        | EN-GJL 350 |                 |
| 1   | Zębnik stożkowy   | 1        | C55        |                 |
| Lp. | Nazwa części:     | Il. szt. | Materiał:  | Nr Normy/Uwagi: |

|  |                                |         |             |
|--|--------------------------------|---------|-------------|
| Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Wrocławku<br>Zakład Mechaniki i Budowy<br>Maszyn | Nazwisko i Imię                | Data    | Arkuszy:    |
|  | Projektował: Rosiak Przemysław |         | 1           |
|  | Rysował: Rosiak Przemysław     | 1.04.20 | Nr arkusza: |
|  | Sprawił: Kaczmarek Józef       |         | 1           |

|                   |                               |                          |
|-------------------|-------------------------------|--------------------------|
| Podziałka:<br>1:2 | Nazwa:<br>Łożyskowanie toczne | Nr. rysunku:<br>Łt-08.02 |
|-------------------|-------------------------------|--------------------------|

**Zadanie projektowe 8.3.**

Przed pewną 4 biegową skrzynią biegów postawiono następujący warunek trwałościowy  $L_h > 30000$  h. Sprawdzić ten warunek w odniesieniu do łożyskowania jej wałka pośredniego. Wartość reakcji podpór (wyznaczone wcześniej na podstawie obciążeń kół zębatach, wymiarów wału i kół poprzez analizę równowagi wału), prędkości obrotowe wału na poszczególnych biegach ( $n_1, n_2, n_3, n_4$ ) oraz udziały czasowe pracy wału na poszczególnych biegach ( $t_1, t_2, t_3, t_4$ ) podane są w tabeli 8.3. Łożysko nr 1 serii NU206E i ma charakter łożyska swobodnego a łożysko nr 2 serii 3305 ATN9 jest ustalającym. Parametry łożysk:  $X_1 = 1, Y_1 = 1, V_1 = 1, X_2 = 1, V_2 = 1, Y_2 = 0,73, q = 3, C_1 = 36000$  N,  $C_{01} = 35500$  N,  $C_2 = 32500$  N,  $C_{02} = 2000$  N. Sporządzić rysunek złożeniowy łożyskowania.

Tabela 8.3. Obciążenia poszczególnych łożysk

| Bieg | Łożysko 1    |              | Łożysko 2    |              | $n$<br>[obr/min] | $t$   |
|------|--------------|--------------|--------------|--------------|------------------|-------|
|      | $F_{r1}$ [N] | $F_{a1}$ [N] | $F_{r2}$ [N] | $F_{a2}$ [N] |                  |       |
| 1    | 8990,0       | 0            | 3766,5       | 2030,5       | 2000             | 0,008 |
| 2    | 3270,5       | 0            | 2542,0       | 961,0        | 3000             | 0,025 |
| 3    | 1782,0       | 0            | 2247,5       | 620,0        | 3600             | 0,160 |
| 4    |              |              |              |              | 4000             | 0,807 |

Rozwiązanie

1. Obliczenie obciążeń zastępczych  $P$  łożysk dla poszczególnych biegów:

Podstawiając do poniższego wzoru kolejno wartości odpowiadające poszczególnym biegom, oblicza się odpowiadające im obciążenia zastępcze.

$$P = X * V * F_r + Y * F_a$$

Wynoszą one:

dla łożyska 1:  $P_{11} = 8990$  N;  $P_{12} = 3270,5$  N;  $P_{13} = 1782,5$  N

dla łożyska 2:  $P_{21} = 5248,8$  N;  $P_{22} = 3243,53$  N;  $P_{23} = 2700,1$  N

2. Obliczenie przeciętnych obciążeń łożysk [1]  $P_{1sr}$  i  $P_{2sr}$ :

$$P_{1sr} = 3 \sqrt{\frac{P_{11}^q * n_1 * t_1 + P_{12}^q * n_2 * t_2 + \dots}{n_1 * t_1 + n_2 * t_2 + \dots}} =$$

$$= 3 \sqrt{\frac{(8990 \text{ N})^3 * 2000 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,008 + (3270,5 \text{ N})^3 * 3000 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,025 + (1782,5 \text{ N})^3 * 3600 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,16}{2000 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,008 + 3000 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,025 + 3600 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,16 + 4000 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,807}}$$

$$= 1650,5 \text{ N}$$



$$\begin{aligned}
 P_{2\dot{s}r} &= 3 \sqrt{\frac{P_{21}^q * n_1 * t_1 + P_{22}^q * n_2 * t_2 + \dots}{n_1 * t_1 + n_2 * t_2 + \dots}} = \\
 &= 3 \sqrt{\frac{(5248,8 \text{ N})^3 * 2000 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,008 + (3243,53 \text{ N})^3 * 3000 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,025 + (2700,1 \text{ N})^3 * 3600 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,16}{2000 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,008 + 3000 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,025 + 3600 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,16 + 4000 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,807}} = \\
 &= 1608,6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

3. Obliczenie średniej wartość prędkości obrotowej  $n_{\dot{s}r}$  [1]:

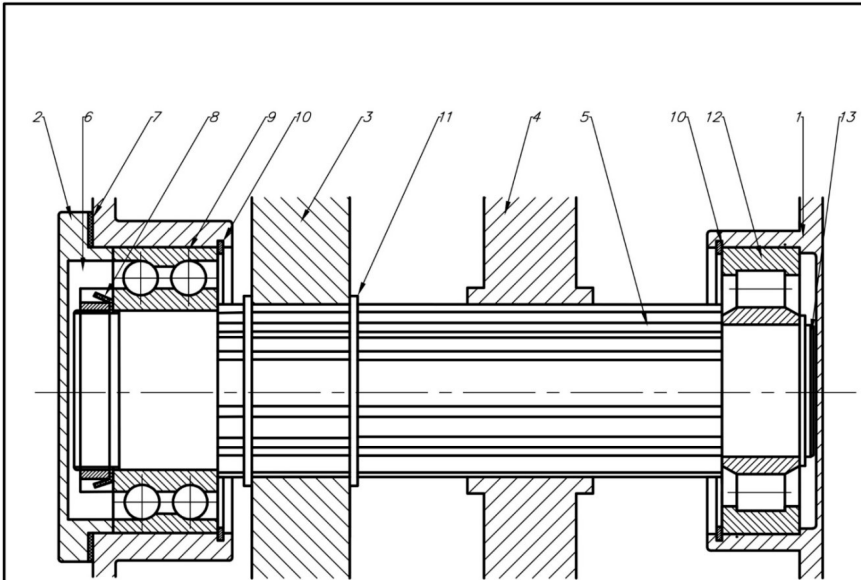
$$\begin{aligned}
 n_{\dot{s}r} &= n_1 * t_1 + n_2 * t_2 + \dots = \\
 &= 2000 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,008 + 3000 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,025 + 3600 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,16 \\
 &+ 4000 \frac{\text{obr}}{\text{min}} * 0,807 = 3895 \frac{\text{obr}}{\text{min}}
 \end{aligned}$$

4. Obliczenie trwałości  $L_{h1}$  i  $L_{h2}$  łożysk:

$$\begin{aligned}
 L_{h1} &= \frac{16667}{n_{\dot{s}r}} * \left(\frac{C_1}{P_{1\dot{s}r}}\right)^q = \frac{16667}{3895} * \left(\frac{36000}{1650,5}\right)^3 = 44402,8 \text{ h} > 30000 \text{ h} \\
 L_{h2} &= \frac{16667}{n_{\dot{s}r}} * \left(\frac{C_2}{P_{2\dot{s}r}}\right)^q = \frac{16667}{3895} * \left(\frac{32500}{1608,6}\right)^3 = 35290,34 \text{ h} > 30000 \text{ h}
 \end{aligned}$$

Wniosek: Zastosowane łożyskowanie spełnia wymagany warunek trwałościowy.

Przedmiotowe łożyskowanie przedstawione jest na rysunku Ł1-08.03.



|  |                                    |              |                   |                   |             |
|--|------------------------------------|--------------|-------------------|-------------------|-------------|
| 13   | Pierścień rozprężny zewnętrzny #20 | 1            | C55               | PN 85111          |             |
| 12   | Łożysko NU206E                     | 1            | 100CrMo7          | PN-EN 1337-5:2010 |             |
| 11   | Pierścień rozprężny zewnętrzny #25 | 2            | C55               | PN 85111          |             |
| 10   | Pierścień rozprężny wewnętrzny #52 | 2            | C55               | PN 85111          |             |
| 9  | Łożysko 3305 A7N9                  | 1            | 100CrMo7          | PN-EN 1337-5:2010 |             |
| 8  | Podkładka                          | 1            | E335              | DIN 5406          |             |
| 7  | Uszczelka                          | 1            | EN-AW-A199,99     |                   |             |
| 6  | Nakrętka M25x1,5                   | 1            | E335              | PN 82471          |             |
| 5  | Wałek                              | 1            | C45               |                   |             |
| 4  | Koło zębate przesuwne              | 1            | C45               |                   |             |
| 3  | Koło zębate nieprzesuwne           | 1            | C45               |                   |             |
| 2  | Pokrywka                           | 1            | EN-AC-A/Si11      |                   |             |
| 1  | Korpus                             | 1            | EN-AC-A/Si11      |                   |             |
| Lp.  | Nazwa części:                      | Il. szt.     | Materiał:         | Nr Normy/Uwagi:   |             |
| Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Wrocławiu<br>Zakład Mechaniki i Budowy<br>Maszyn |                                    |              | Nazwisko i Imię   | Data              |             |
|  |                                    | Projektował: | Rosiak Przemysław |                   |             |
|  |                                    | Rysował:     | Rosiak Przemysław | 1.04.20           | Nr arkusza: |
|  |                                    | Sprawdził:   | Kaczmarek Józef   |                   | 1           |
| Podziałka:<br>1:1  | Nazwa:<br>Łożyskowanie toczne      | Nr. rysunku: |                   | łt-08.03          |             |

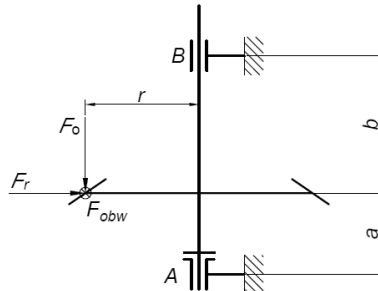
## **Rozdział 9**

# **ŁOŻYSKOWANIA ŚLIZGOWE**



**Zadanie projektowe nr 9.1.**

Koło talerzowe wolnobieżnej ( $n = 300$  obr/min) przekładni zębatej stożkowej obciążone jak na schemacie jest łożyskowane ślizgowo (łożysko A – poprzeczno-wzdłużne i łożysko B – poprzeczne). Zaprojektować te łożyska dla następujących danych:  $F_o = 2400$  N,  $F_r = 6400$  N,  $F_{obw} = 2350$  N,  $a = 70$  mm,  $b = 150$  mm,  $r = 130$  mm. Wał, na którym osadzone jest koło wykonany jest ze stali C45 (45), dla której  $k_{go} = 110$  MPa. Panewki łożyskowe wylane są warstwą ślizgową ze stopu łożyskowego SnSb11Cu6, dla którego w ruchu  $p_{dop} = 10$  MPa oraz  $(p^*v)_{dop} = 3$  MW/m<sup>2</sup>, natomiast w spoczynku  $p_{dops} = 10$  MPa. Sporządzić rysunek łożyskowania.



Rys. 9.1. Schemat obciążenia układu łożysk

**Rozwiązanie**

1. Wyznaczenie sił występujących w łożyskach:

1.1. W łożysku dolnym (A):

1.1.1. W płaszczyźnie rysunku

- Składowa siły promieniowej  $R_{Ar1}$ :

$$z \Sigma M_B = 0 \rightarrow R_{Ar1} = \frac{F_o \cdot r + F_r \cdot b}{a + b} = \frac{2400 \cdot 130 + 6400 \cdot 150}{70 + 150} = 5782 \text{ N}$$

- Siła osiowa  $R_{Ao}$ :

$$z \Sigma F = 0 \rightarrow R_{Ao} = F_o = 2400 \text{ N}$$

1.1.2. W płaszczyźnie prostopadłej do rysunku

- Składowa siły promieniowej  $R_{Ar2}$ :

$$z \Sigma M_B = 0 \rightarrow R_{Ar2} = \frac{F_{obw} \cdot b}{a + b} = \frac{2350 \cdot 150}{70 + 150} = 1602 \text{ N}$$

1.1.3. Wypadkowa siła promieniowa  $F_{Ar}$ :

$$F_{Ar} = \sqrt{R_{Ar1}^2 + R_{Ar2}^2} = \sqrt{5782^2 + 1602^2} = 6000 \text{ N}$$

1.2. W łożysku górnym (B):

1.2.1. W płaszczyźnie rysunku – składowa siły promieniowej  $R_{Br1}$ :

$$z \Sigma F = 0 \rightarrow R_{Br1} = F_r - R_{Ar1} = 6400 - 5782 = 618 \text{ N}$$

1.2.2. W płaszczyźnie prostopadłej do rysunku – składowa siły promieniowej  $R_{Br2}$ :

$$z \Sigma F = 0 \rightarrow R_{Br2} = F_{obw} - R_{Ar2} = 2350 - 1602 = 548 \text{ N}$$

1.2.3. Wypadkowa siła promieniowa  $F_{Br}$ :

$$F_{Br} = \sqrt{R_{Br1}^2 + F_{Br2}^2} = \sqrt{618^2 + 548^2} = 970 \text{ N}$$

2. Obliczenie średnicy czopów z warunku na zginanie wałka w przekroju niebezpiecznym, czyli na końcu łożyska przy kołnierzu (założenie równomierności nacisków i  $\lambda_A = 1,5$ ,  $\lambda_B = 1,0$ ):

2.1. Obliczenie wypadkowej siły  $F_g$  zginającej wałek przekładni:

$$F_g = \sqrt{F_r^2 + F_{obw}^2} = \sqrt{2350^2 + 6400^2} = 6818 \text{ N}$$

2.2. Obliczenie średnic czopów  $d_A$  i  $d_B$  (z warunku na zginanie):

$$d_A \geq \sqrt{\frac{F_g \lambda_A}{0,2 k_{go}}} = \sqrt{\frac{6818 * 1,5}{0,2 * 110}} = 21,57 \text{ mm}$$

Przyjęto  $d_A = 25 \text{ mm}$

$$d_B \geq \sqrt{\frac{F_g \lambda_B}{0,2 k_{go}}} = \sqrt{\frac{6818 * 1}{0,2 * 110}} = 17,6 \text{ mm}$$

Przyjęto  $d_B = 20 \text{ mm}$

3. Obliczenie pozostałych wymiarów łożysk, sprawdzenie łożysk:

3.1. Łożysko dolne (A) – poprzeczno-wzdłużne:

3.1.1. Długość łożyska  $l_A$ :

$$l_A = \lambda_A d_A = 1,5 * 25 = 37,5 \text{ mm}$$

3.1.2. Sprawdzenie łożyska poprzecznego na naciski:

$$p_A = \frac{R_{Ar}}{d_A l_A} = \frac{6000}{25 * 37,5} = 6,40 \text{ MPa} < p_{dop} = 10 \text{ MPa}$$

3.1.3. Sprawdzenie łożyska poprzecznego na rozgrzewanie:

$$v_A = \frac{\pi d_A n}{60000} = \frac{\pi * 25 * 300}{60000} = 0,39 \text{ m/s}$$

$$p_A v_A = 6,17 * 0,39 = 2,50 \text{ MW/m}^2 < (p v)_{dop} = 3 \text{ MW/m}^2$$

3.1.4. Obliczenie średnicy zewnętrznej  $d_{zA}$  czopa łożyska wzdłużnego (z warunku na naciski podczas ruchu):

Zakładając promień zaokrąglenia wewnętrznej krawędzi otworu łożyska o wartości 2,5 mm, średnica wewnętrzna styku powierzchni czołowej styku wyniesie  $d_A' = 30 \text{ mm}$

$$p_{sr} = \frac{R_{Ao}}{\frac{\pi}{4}(d_{zA}^2 - d_A'^2)} \leq p_{dop} \rightarrow d_{zA} \geq \sqrt{d_A'^2 + \frac{4 * R_{Ao}}{\pi * p_{dop}}} = \sqrt{30^2 + \frac{4 * 2400}{\pi * 10}} = 34,7 \text{ mm}$$

Przyjęto  $d_{zA} = 42 \text{ mm}$

3.1.5. Sprawdzenie łożyska wzdłużnego na rozgrzewanie:

3.1.5.1. Obliczenie średniej wartości nacisków rzeczywistych:

$$p_{srwA} = \frac{R_{Ao}}{\frac{\pi}{4}(d_{zA}^2 - d_A'^2)} = \frac{4 * 2400}{\pi(42^2 - 30^2)} = 3,54 \text{ MPa}$$

3.1.5.2. Obliczenie średniej wartości prędkości czopa:

$$d_{srwA} = \frac{d_A' + d_{zA}}{2} = \frac{30 + 42}{2} = 36 \text{ mm}$$

$$v_{srwA} = \frac{\pi d_{srwA} n}{60000} = \frac{\pi * 36 * 300}{60000} = 0,57 \text{ m/s}$$

3.1.5.3. Sprawdzenie łożyska na rozgrzewanie:

$$p_{srwA} * v_{srwA} = 0,57 * 3,54 = 2,02 \frac{\text{MW}}{\text{m}^2} < (p_{sr} * v_{sr})_{dop} = 3 \frac{\text{MW}}{\text{m}^2}$$

3.1.6. Obliczenie średnicy zewnętrznej tulei łożyska (z warunku na naciski spoczynkowe pomiędzy kołnierzem a korpusem z założeniem, iż one przenoszą obciążenie wzdłużne w całości):

$$p_{srwA2} = \frac{R_{Ao}}{\frac{\pi}{4}(d_{zA}^2 - d_{zt}^2)} \leq p_{dops} \rightarrow d_{zt} \leq \sqrt{d_{zA}^2 - \frac{4 * R_{Ao}}{\pi * p_{dops}}} = \sqrt{42^2 - \frac{4 * 2400}{\pi * 40}} = 40,0 \text{ mm}$$

Przyjęto  $d_{zt} = 38 \text{ mm}$

3.1.7. Obliczenie grubości kołnierza tulei łożyskowej (z warunku na ścinanie:  $k_t = 80 \text{ MPa}$ ):

$$\frac{R_{Ao}}{\pi d_{zt} h_k} \leq k_t \rightarrow h_k \geq \frac{R_{Ao}}{\pi d_{zt} k_t} = \frac{2400}{3,14 * 38 * 80} = 0,25 \text{ mm}$$

Ze względów konstrukcyjnych przyjęto  $h_k = 5 \text{ mm}$

3.1.8. Obliczenie gwintu wkrętu zabezpieczającego przed obrotem tulei łożyskowej ulokowanego w powierzchni podziału tulei łożyskowej i korpusu – z warunku na ścinanie  $k_t = 130 \text{ MPa}$ .

3.1.8.1. Obliczenie momentu tarcia  $M_t$  i następnie siły od tego momentu  $F_{Mt}$  łożyska wzdłużnego działającej na średnicy rozstawu wkrętów  $d_{zt}$ :

$$M_t = \frac{R_{Ao} \mu (d_{zA}^2 + d_{zA} d_A + d_A^2)}{3(d_z + d_w)} = \frac{2400 * 0,1 * (42^2 + 42 * 30 + 30^2)}{3(42 + 30)} = 4360 \text{ Nmm}$$

$$F_{Mt} = \frac{2M_t}{d_{zt}} = \frac{2 * 4360}{38} = 229,5 \text{ N}$$

3.1.8.2. Obliczenie siły tarcia łożyska poprzecznego i zredukowanie jej na średnicy rozstawu wkrętów  $d_{zt}$ :

$$F_t = \frac{\mu * F_{Ar} * d_A}{d_{zt}} = \frac{0,1 * 6000 * 20}{38} = 315,8 \text{ N}$$

3.1.8.3. Obliczenie i przyjęcie gwintu wkrętu zabezpieczającego:

Założono  $l_{wk}/d_r = 2$

$$\tau = \frac{F_{Mt} + F_t}{l_{wk} * d_r} = \frac{F_{Mt} + F_t}{2d_r^2} \leq k_t \rightarrow d_r \geq \sqrt{\frac{F_{Mt} + F_t}{2k_t}} = \sqrt{\frac{(229,5 + 315,8)}{2 * 130}} = 1,45 \text{ mm}$$



Przyjęto wkręt bez łba M4x8, którego  $d_r = 3,14$  mm

### 3.2. Łożysko górne (B) poprzeczne:

#### 3.2.1. Długość łożyska:

$$l_B = \lambda_B d_B = 1 * 20 = 20 \text{ mm}$$

#### 3.2.2. Sprawdzenie łożyska na naciski:

$$p_B = \frac{R_{Br}}{d_B l_B} = \frac{917}{20 * 20} = 2,29 \text{ MPa} < p_{dop} = 10 \text{ MPa}$$

#### 3.2.3. Sprawdzenie łożyska na rozgrzewanie:

$$v_B = \frac{\pi d_B n}{60000} = \frac{\pi * 20 * 300}{60000} = 0,31 \text{ m/s}$$

$$p_B v_B = 2,29 * 0,31 = 0,71 \text{ MW/m}^2 < (p v)_{dop} = 3 \text{ MW/m}^2$$

Przedmiotowe łożyskowanie wraz z elementami łożyskowanymi przedstawione jest na rysunku ŁŚ-09.01.



# Część II

## **MECHANIZMY**



## **Rozdział 10**

### **PODNOŚNIKI**



**Zadanie projektowe nr 10.1.**

Zaprojektować podnośnik śrubowy jednokolumnowy napędzany ręcznie, przeznaczony do podnoszenia przedmiotów o ciężarze  $Q = 15000$  N (masie ok. 1500 kg) działającym w osi śruby z wysokości  $H_1 = 800$  mm na wysokość  $H_2 = 1500$  mm.

Rozwiązanie

1. Obliczenia śruby.

Materiał przyjęty do wykonania śruby – C35 dla którego  $k_r = k_c = 160$  MPa oraz  $E = 2.1 \cdot 10^5$  MPa.

1.1. Wyznaczenie średnicy śruby z warunku na wyboczenie.

1.1.1. Obliczenie długości śruby podlegającej wyboczeniu  $l$ .

Długość śruby wystającej ponad nakrętkę przy maksymalnej wysokości podniesienia wyniesie  $l_w = H_2 - H_1 = 700$  mm a wysokość nakrętki przyjęto wstępnie  $H_n = 75$  mm. Długość śruby podlegającej wyboczeniu  $l$  wyniesie:

$$l = l_w + 0,5 H_n = 737,5 \text{ mm}$$

1.1.2. Obliczenie średnicy rdzenia śruby  $d_{rw}$  i przyjęcie rodzaju gwintu.

Współczynnik utwierdzenia (długości swobodnej)  $\mu_w = 2$  a założony współczynnik bezpieczeństwa  $x_w = 4$ .

$$d_{rw} \geq \sqrt[4]{\frac{64Q\mu_w^2 l^2 x_w}{\pi^3 E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 15000 \cdot 2^2 \cdot 737,5^2 \cdot 4}{3,14^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}} = 33,20 \text{ mm}$$

Przyjęto wg PN-65/M-02019 gwint S40x6 dla którego  $d_{rw} = d_1 = 34,79$  mm;  $d_2 = D_2 = 37,75$  mm;  $D_1 = 35,50$  mm i  $P = 6$  mm.

1.1.3. Obliczenie naprężeń krytycznych  $\sigma_{kr}$  i naprężeń ściskających  $\sigma_c$  oraz rzeczywistego współczynnika bezpieczeństwa  $x_{wrz}$ :

Rzeczywista smukłość śruby wyniesie:

$$\lambda = \frac{l\mu_w}{0,25d_{rw}} = \frac{737,5 \cdot 2}{0,25 \cdot 34,79} \approx 169,59$$

Ponieważ  $\lambda = 169,59 > \lambda_{gr\ max} = 105$  [1, 2], to  $\sigma_{kr} = \frac{E\pi^2}{\lambda^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{169,59^2} = 71,99$  MPa

$$\sigma_c = \frac{4Q}{\pi d_{rw}^2} = \frac{4 \cdot 15000}{\pi \cdot 34,79^2} = 15,79 \text{ MPa}$$

$$x_{wrz} = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_c} = \frac{71,99}{15,79} = 4,56 > x_{zat} = 4$$

1.2. Sprawdzenie naprężeń zastępczych  $\sigma_z$  w śrubie.

Obliczenie pozornego kąta tarcia  $\rho'$  i kąta pochylenia linii śrubowej gwintu  $\gamma$  oraz sprawdzenie warunku samohamowności gwintu:

$$\rho' = \arctg \frac{\mu}{\cos \alpha_k} = \arctg \frac{0,1}{\cos 30^\circ} = 5,71^\circ$$

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi d_2} = \arctg \frac{6}{3,14 * 37,75} = 2,90^\circ$$

Warunek samohamowności gwintu  $\rho' > \gamma$  został spełniony.

Obliczenie momentu skręcającego  $M_s$  w połączeniu śrubowym podczas podnoszenia ciężaru, naprężeń skręcających  $\tau_s$ , wywołanych tym momentem oraz naprężeń zastępczych  $\sigma_z$ :

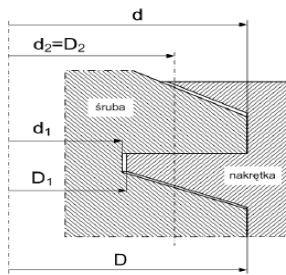
$$M_s = 0,5 * Q * d_2 * \text{tg}(\rho' + \gamma) = 0,5 * 15000 * 0,044 * \text{tg}(5,71 + 2,90) = 42,87 \text{ Nm}$$

$$\tau_s = \frac{M_s}{W_0} = \frac{16 M_s}{\pi d_1^3} = \frac{16 * 42,87 * 1000}{3,14 * 34,79^3} = 5,19 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_c^2 + 3\tau_s^2} = \sqrt{15,79^2 + 3 * 5,19^2} = 18,17 \text{ MPa} < k_c = 160 \text{ MPa}$$

2. Obliczenie nakrętki.

Na nakrętkę przyjęto brąz CuSn10Pb10, dla którego:  $p_{dop} = 12 \text{ MPa}$ ,  $k_t = 25 \text{ MPa}$  oraz  $E_2 = 1 * 10^5 \text{ MPa}$ . Dla przyjętego gwintu średnica wewnętrzna zwojów nakrętki (szkic) jest następująca:  $D_1 = 38,00 \text{ mm}$ .



Rys. 10.1. Wymiary przyjętego gwintu

2.1. Obliczenie całkowitej powierzchni styku  $A_c$  śruby z nakrętką:

$$p_{dop} = \frac{Q}{A_c} \rightarrow A_c = \frac{Q}{p_{dop}} = \frac{15000 \text{ N}}{12 \text{ MPa}} = 1250 \text{ mm}^2$$



2.2. Obliczenie powierzchni styku  $A$  jednego zwoju śruby z nakrętką:

$$A = \frac{\pi}{4} (d^2 - D_1^2) = \frac{\pi}{4} (40^2 - 35,5^2) = 266,84 \text{ mm}^2$$

2.3. Obliczenie liczby zwojów nakrętki  $i_0$ :

$$i_0 = \frac{A_c}{A} = \frac{1250}{266,84} \approx 5$$

2.4. Obliczenie wysokości nakrętki  $H_n$ :

W liczbie zwojów uwzględniono sfazowane skrajne zwoje, czyli dodatkowe dwa zwoje niepracujące.

$$H_n \geq P * (i_0 + 2) = 6 * 7 = 42 \text{ mm}$$

Aby zapewnić dobre prowadzenie śruby w nakrętce, wysokość nakrętki powinna wynosić:

$$H_n = (1 \div 1,5)d = 1,5 * 50 = 75 \text{ mm}$$

Ostatecznie przyjęto wysokość nakrętki, taką jak wstępnie:  $H_n = 75 \text{ mm}$

2.5. Obliczenie średnicy zewnętrznej  $D_z$  nakrętki (z warunku na równe odkształcenie śruby i nakrętki):

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 = \varepsilon_2 \rightarrow \frac{\sigma_{sr}}{E_1} = \frac{\sigma_n}{E_2} \rightarrow \frac{4Q}{E_1 \pi d_1^2} = \frac{4Q}{E_2 \pi (D_z^2 - d^2)} \rightarrow \\ \rightarrow D_z = \sqrt{d_1^2 \frac{E_1}{E_2} + d^2} = \sqrt{34,79^2 \frac{2,1}{1,0} + 40^2} = 64,56 \text{ mm} \\ \text{Przyjęto } D_z = 64,8 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Obliczenie wymiarów kołnierza nakrętki.

3.1. Obliczenie średnicy zewnętrznej kołnierza  $D_{zk}$  (z warunku na docisk do korpusu):

$$p_{dop} \leq \frac{Q}{A_k} = \frac{4Q}{\pi(D_{zk}^2 - D_z^2)} \rightarrow D_{zk} \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi * p_{dop}} + D_z^2} = \sqrt{\frac{4 * 15000}{3,14 * 12} + 65^2} = 76,1 \text{ mm}$$

Przyjęto  $D_{zk} = 76,1 \text{ mm}$  (jest to jednocześnie średnica zewnętrzna rury wg PN-EN 10220: 2005, którą należy zastosować do wykonania podnośnika; grubość ścianki rury 8 mm)

3.2. Obliczenie grubości  $h_k$  kołnierza (z warunku na ścinanie:  $k_t = 25 \text{ MPa}$ ):

$$\frac{Q}{\pi D_z h_k} \leq k_t \rightarrow h_k \geq \frac{Q}{\pi D_z k_t} = \frac{15000}{3,14 * 64,8 * 25} = 2,95 \text{ mm}$$

Przyjęto  $h_k = 5 \text{ mm}$

4. Obliczenie wymiarów głowicy (jej korona wykonana ze staliwa 35L) i jej elementów (wg szkicu).

4.1. Obliczenie średnic: płytki oporowej  $d_2$  i zewnętrznej korony  $d_4$ :

$$d_2 = 0,8d = 0,8 \cdot 40 = 32 \text{ mm}$$

$$d_4 = 2d = 2 \cdot 40 = 80 \text{ mm}$$

4.2. Obliczenie wysokości całkowitej korony  $h_k$ :

$$h_k = 1,25d = 1,25 \cdot 40 = 50 \text{ mm}$$

4.3. Przyjęcie promienia krzywizny płytki oporowej  $r_{po}$ :

$$r_{po} \approx 2d_2 = 65 \text{ mm}$$

5. Obliczenie momentu tarcia między koroną a śrubą  $M_T$ :

Ze wzoru Herta obliczamy najpierw średnicę koła styku podkładki kulistej ze śrubą  $d_o$ :

$$d_o = 2,8 \sqrt[3]{\frac{Q \cdot r_{po}}{E}} = 2,8 \sqrt[3]{\frac{15000 \cdot 65}{2,1 \cdot 10^5}} = 4,67 \text{ mm}$$

a następnie moment tarcia  $M_T$

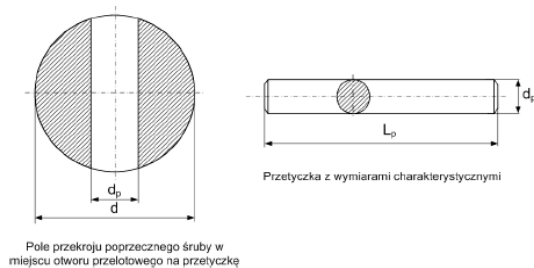
$$M_T = \frac{1}{3} \mu Q d_o = \frac{1}{3} \cdot 0,12 \cdot 15000 \cdot 4,67 = 2802 \text{ Nmm} = 2,8 \text{ Nm}$$

6. Obliczenie momentu całkowitego  $M_c$  potrzebnego do podniesienia ciężaru  $Q$ :

$$M_c = M_s + M_T = 42,87 + 2,8 = 45,67 \text{ Nm}$$

7. Obliczenie przetyczki używanej do podnoszenia śruby.

Materiał, z którego zostanie wykonana przetyczka – S235, dla którego  $k_g = 130 \text{ MPa}$ . Średnica łba śruby  $d_l = 1,25 d = 50 \text{ mm}$ .



Rys. 10.2. Szkic do obliczenia przetyczki

Obliczenie wymaganej długości przetyczki  $L_p$ , do której końca zostanie przyłożona siła ręki  $P_r \leq 200\text{N}$  i będzie w stanie podnieść ciężar  $Q$ :

$$M_c = P_r * (L_p - 0,5d_i) \rightarrow L_p \geq M_c / P_r + 0,5d_i = 45,67 * 1000 / 200 + 25 = 0,310 \text{ m}$$

$$\text{Przyjęto } L_p = 275 + 25 = 300 \text{ mm}$$

Obliczenie średnicy  $d_p$  przetyczki (z warunku na zginanie):



Rys. 10.3. Model do obliczenia przetyczki

$$\sigma_g = \frac{32M_g}{\pi d_p^3} \leq k_g$$

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{gmax}}{\pi k_g}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 45,67}{3,14 * 130 * 10^6}} = 13,95 \text{ mm}$$

$$\text{Przyjęto } d_p = 15 \text{ mm}$$

8. Sprawdzenie nacisków w gnieździe przetyczki:

$$p = \frac{6M_c}{d_i^2 * d_p} = \frac{6 * 45670}{50^2 * 15} = 7,31 < p_{dop} = 80 \text{ MPa}$$

9. Obliczenie korpusu spawanego.

9.1. Określenie grubości ścianki  $g_s$ :

$$g_s = (0,01 - 0,02) H = 0,01 * 800 \approx 8 \text{ mm}$$

przyjęto  $g_s = 8 \text{ mm}$

9.2. Określenie grubości podstawy  $g_p$ :

$$g_p = 1,5 * g_s = 1,5 * 8 = 12 \text{ mm}$$

9.3. Określenie średnicy podstawy  $D_{zp}$ :

Średnicę podstawy określono z warunku na docisk powierzchniowy. Dla gruntu przyjęto  $p_{dop} = 0,5 \text{ MPa}$ .

$$\frac{Q}{A} \leq p_{dop}; \quad A = \frac{\pi(D_{zp}^2 - D_{wp}^2)}{4}$$

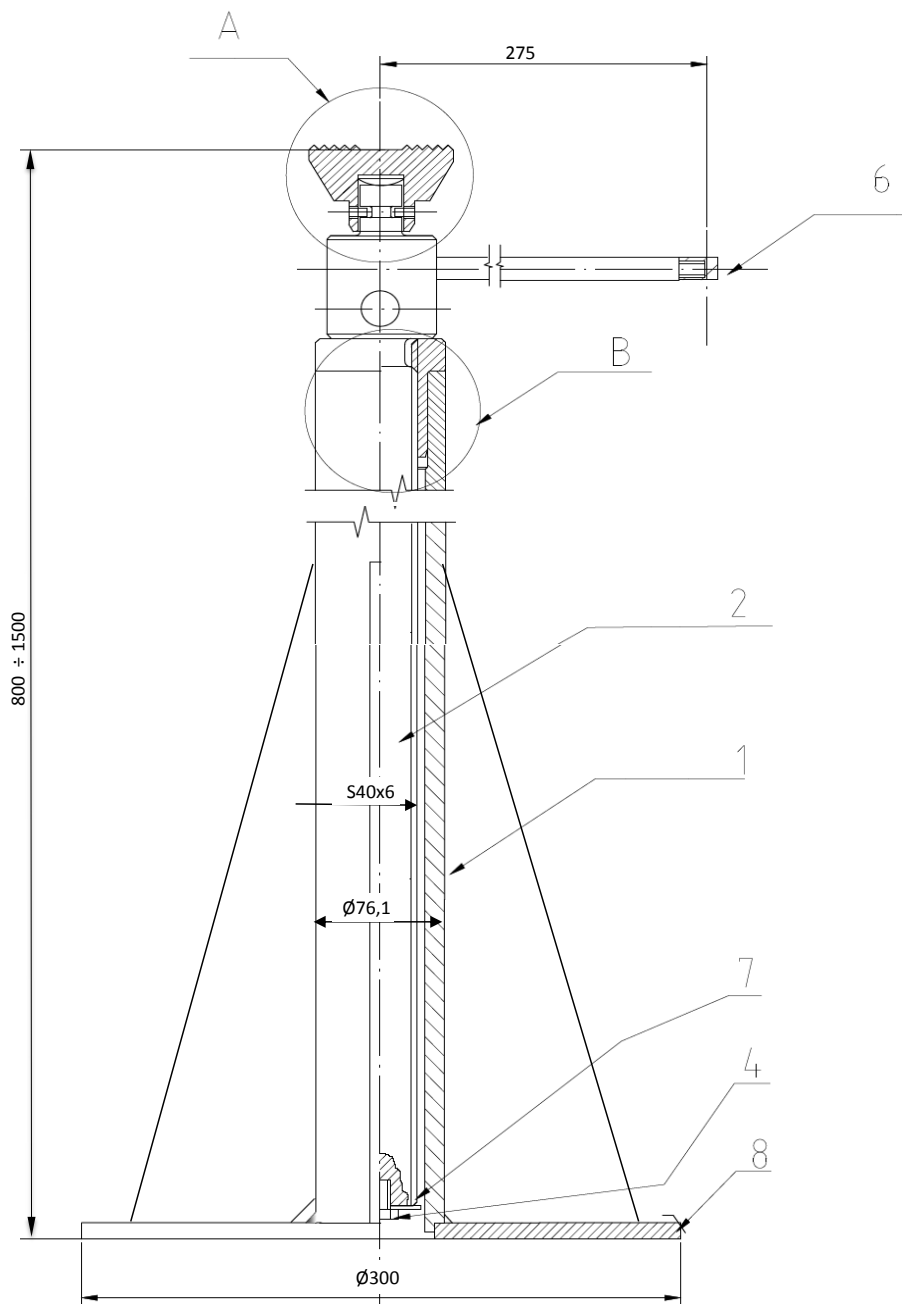
Z kompilacji i przekształcenia tych zależności otrzymuje się:

$$D_{zp} \geq \sqrt{\frac{4Q}{p_{dop}\pi} + D_{wp}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15000}{0,5 \cdot 3,14} + 70^2} = 207,6 \text{ mm}$$

Przyjęto  $D_{zp} = 300 \text{ mm}$

10. Rysunek podnośnika.

Zasadniczy rzut rysunku złożeniowego podnośnika zamieszczono na str. 109.

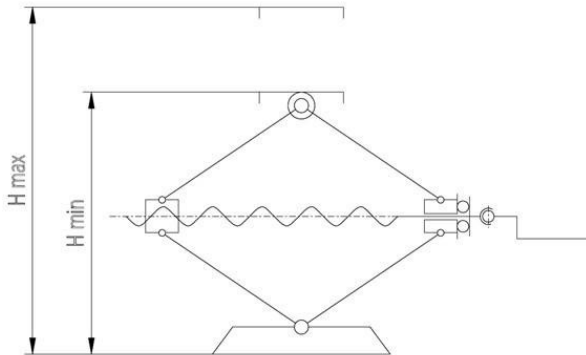


*Uwaga: Korpus podnośnika spawać spoinami o grubości 5 mm. Wyzarzać po spawaniu.*

Pnś-10.01. Podnośnik śrubowy.

**Zadanie projektowe nr 10.2.**

Zaprojektować podnośnik o konstrukcji trapezowej służący do podnoszenia/opuszczania ładunku o masie  $m_{max} = 1500$  kg na wysokość w zakresie od  $H_{min} = 250$  mm do  $H_{max} = 650$  mm.

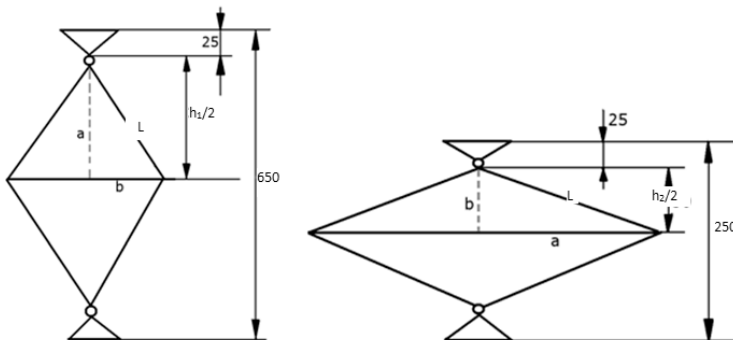


Rys. 10.4. Schemat kinematyczny podnośnika

**Rozwiązanie**

1. Określenie optymalnych wymiarów podnośnika.

Zgodnie z wymaganiami wstępnymi, podnośnik ma pracować w zakresie od 250 mm do 650 mm. Przyjmując symetryczną budowę oraz że elementy podstawy i korony do osi mocowania ramion będą mieć wymiar 25 mm ( $2 \times 25$  mm), to zależność maksymalnego i minimalnego położenia podnośnika można przedstawić schematycznie:



Rys. 10.5. Wymiary charakterystyczne podnośnika

gdzie:  $a = h_1/2 = 300$  mm

$b = h_2/2 = 100$  mm

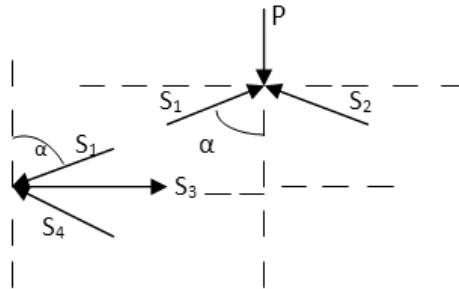
Z zależności tej można określić optymalny wymiar długości ramienia  $L$

$$L = \sqrt{\left(\frac{h_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{h_2}{2}\right)^2} = \sqrt{300^2 + 100^2} = 316,23 \text{ mm}$$

Do dalszych obliczeń odległość między osiami sworzni łączących ramię przyjęto  $L = 320 \text{ mm}$ .

## 2. Obliczenie obciążeń w elementach podnośnika.

Uwzględniając założoną symetryczną budowę, wektorowy rozkład sił ma postać:



Rys. 10.6. Schemat układu sił w głównych elementach podnośnika

### 2.1. Obliczenie maksymalnych sił w śrubie i ramionach.

Równania równowagi mają postać:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x \Rightarrow S_1 \sin \alpha - S_2 \sin \alpha &= 0 & \Sigma F_y \Rightarrow -S_1 \cos \alpha + S_4 \cos \alpha &= 0 \\ S_1 &= S_2 & S_1 &= S_4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y \Rightarrow -P + S_1 \cos \alpha + S_2 \cos \alpha &= 0 & \Sigma F_x \Rightarrow S_3 - S_1 \sin \alpha - S_2 \sin \alpha &= 0 \\ S_1 &= \frac{P}{2 \cos \alpha} & S_3 &= 2S_1 \sin \alpha = P \tan \alpha \end{aligned}$$

$$S_1 = S_2 = S_4 = S_5$$

$$P = m \cdot g = 1500 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 14715 \text{ N}$$

Wartość kąta  $\alpha$  dla najwyższego położenia podnośnika:

$$\alpha_{n1} = \cos^{-1} \frac{0,5 \cdot h_1}{L} = \cos^{-1} \frac{300}{320} = 20,36^\circ = 20^\circ 22'$$

Obliczenie wartości sił w ramieniu i śrubie dla najwyższego położenia podnośnika:

$$S_{1-h1} = \frac{P}{2 \cos \alpha_{h1}} = \frac{14715}{2 \cdot \cos 20^\circ 22'} = 7848 \text{ N}$$

$$S_{3-h1} = P \cdot \operatorname{tg} \alpha_{h1} = 14715 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ 22' = 5462 \text{ N}$$

Wartość kąta  $\alpha$  dla najniższego położenia podnośnika:

$$\alpha_{h2} = \cos^{-1} \frac{0,5 \cdot h_2}{L} = \cos^{-1} \frac{100}{320} = 71,79^\circ = 71^\circ 48'$$

Obliczenie wartości sił w ramieniu i śrubie dla najniższego położenia podnośnika:

$$S_{1-h2} = \frac{P}{2 \cos \alpha_{h2}} = \frac{14715}{2 \cdot \cos 71^\circ 48'} = 23544 \text{ N}$$

$$S_{3-h2} = P \cdot \operatorname{tg} \alpha_{h2} = 14715 \cdot \operatorname{tg} 71^\circ 48' = 44730 \text{ N}$$

Zgodnie z charakterem pracy, obciążenie podnośnika będzie stałe, tzn. takie same przy minimalnym i maksymalnym położeniu. Wzrost wartości sił w elementach podnośnika jest uzależniony od kąta  $\alpha$  i osiąga największą wielkość w najniższym położeniu podnośnika. Dla wartości sił w tym położeniu będą dokonywane dalsze obliczenia.

## 2.2. Dobór materiału i wyznaczenie parametrów połączenia śrubowego.

Materiał śruby i nakrętki: stal C55

dla której  $k_t = 220 \text{ MPa}$ ;  $k_g = 260 \text{ MPa}$ ;  $k_s = 145 \text{ MPa}$ ;  $k_l = 132 \text{ MPa}$ ;  $p_{\text{dop}} = 200 \text{ MPa}$

Obliczenie średnicy  $d_3$  rdzenia śruby:

$$\sigma_r = \frac{4S_{3-h1}}{\pi \cdot d_3^2} \leq k_r \rightarrow d_3 \geq \sqrt{\frac{4S_{3-h1}}{\pi \cdot k_r}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 44730}{\pi \cdot 220}} = 16,09 \text{ mm}$$

Wstępny dobór gwintu wg PN-ISO 2902:1996: Tr20x2 dla którego:  $d = 20 \text{ mm}$ ;  $P = 2 \text{ mm}$ ;  $d_2 = 19 \text{ mm}$ ;  $d_3 = 17,5 \text{ mm}$ ;  $D_1 = 18 \text{ mm}$ .

Obliczenie kąta pochylenia linii śrubowej  $\gamma$ :

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \tan^{-1} \frac{2}{\pi \cdot 19} = 1,92^\circ = 1^\circ 55'$$

Obliczenie pozornego kąta tarcia  $\rho'$ :

$\mu = 0,15$  dla połączenia stal-stal [4]

$\alpha = 30^\circ$  dla gwintu trapezowego symetrycznego

$$\rho' = \tan^{-1} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \tan^{-1} \frac{0,15}{\cos 15^\circ} = 8,83^\circ = 8^\circ 49'$$

Sprawdzenie warunku na samohamowność gwintu:

$$\gamma < \rho'$$

*Połączenie śrubowe jest samohamowne.*



Naprężenie skręcające :

$$\tau = 2 \cdot \sigma_r \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \cdot \frac{d_2}{d_3} = 2 \cdot 186 \cdot \operatorname{tg}(1,92^\circ + 8,83^\circ) \cdot \frac{19}{17,5} = 76,67 \text{ MPa}$$

Naprężenie zastępcze :

$$\sigma_{zast} = \sqrt{\sigma_r^2 + \left(\frac{k_r}{k_s} \tau\right)^2} = \sqrt{186^2 + \left(\frac{220}{145} 76,67\right)^2} = 219,38 \text{ MPa} < k_r = 220 \text{ MPa}$$

Wniosek: śruba wytrzymałe obciążenie.

Obliczenie minimalnej wysokości nakrętki  $N$  z warunku na nacisk dopuszczalny dla połączeń gwintowych  $p_{dop}=14 \text{ MPa}$  , przy krotności zwojów  $z = 1$

$$N > \frac{4 \cdot S_{3-h2} \cdot P}{\pi \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot p_{dop} \cdot z} = \frac{4 \cdot 44730 \cdot 2}{\pi \cdot (20^2 - 18^2) \cdot 14 \cdot 1} = 13,07 \text{ mm}$$

Przyjęta wysokość nakrętki 35mm.

Sprawdzenie wysokości nakrętki, dla połączeń ruchowych  $N = (1,5 \div 2)d$  [4]

$$\frac{N}{d} = \frac{35}{20} = 1,75$$

Wniosek: wysokość nakrętki dobrano prawidłowo.

### 2.3. Obliczenie długości ramienia korby do napędu połączenia śrubowego.

Założono zastosowanie teflonowego łożyska wzdłużnego między powierzchnią oporową łba śruby a elementem konstrukcyjnym podnośnika o pomijalnie małym momencie tarcia. Moment tarcia połączenia śrubowego wynosi zatem:

$$M_s = 0,5 \cdot S_{3-h2} \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho') = 0,5 \cdot 44730 \cdot 19 \cdot \operatorname{tg}(1,92^\circ + 8,83^\circ) = 80676 \text{ Nmm}$$

Długość ramienia dźwigni przy założeniu użycia siły  $F = 250 \text{ N}$  wynosi:

$$R = \frac{M_s}{F} = \frac{80676}{250} = 322,7 \text{ mm}$$

### 2.4. Dobór materiału i określenie wymiarów ramion podnośnika.

Materiał na ramiona i podstawy oraz łączące je przegubowo sworznie: stal E360 dla której  $k_r = 200 \text{ MPa}$ ;  $k_g = 194 \text{ MPa}$ ;  $k_s = 108 \text{ MPa}$ ;  $k_t = 97 \text{ MPa}$ ;  $p_{dop} = 130 \text{ MPa}$ ;  $\sigma_{prop} = 335 \text{ MPa}$ ;  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ .

Do wstępnych obliczeń założono średnicę sworzni  $d_s = 16 \text{ mm}$  oraz grubość ramienia blachy mocującej podstawy jako  $b$ .

Obliczenie grubości ścianki ramienia i blach mocujących podstawy (z warunku na nacisk dopuszczalny). Siła działająca na sworznie jest rozłożona na dwa ramiona , dlatego do obliczeń przyjmuje się  $\frac{1}{2}$  siły maksymalnej w ramieniu.

$$p = \frac{0,5 \cdot S_{1-h2}}{d_s \cdot b} \leq p_{dop} \rightarrow b \geq \frac{0,5 \cdot S_{1-h2}}{d_s \cdot p_{dop}} = \frac{0,5 \cdot 23544}{16 \cdot 130} = 5,66 \text{ mm}$$

Przyjęto grubość  $b = 6 \text{ mm}$

Obliczenie sworzni na zginanie:

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W} = \frac{0,5 \cdot S_{1-h2} \cdot b}{\frac{\pi \cdot d_s^3}{32}} = \frac{16 \cdot S_{1-h2} \cdot b}{\pi \cdot d_s^3} = \frac{16 \cdot 23544 \cdot 6}{\pi \cdot 16^3} = 175,65 \text{ MPa} < k_g = 194 \text{ MPa}$$

Obliczenie sworzni na ścinanie:

$$\tau = \frac{0,5 \cdot S_{1-h2}}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} = \frac{2 \cdot S_{1-h2}}{\pi \cdot d_s^2} = \frac{2 \cdot 23544}{\pi \cdot 16^2} = 58,55 \text{ MPa} < k_t = 97 \text{ MPa}$$

Sworznie wytrzymują naprężenia.

Założono budowę ramion jako konstrukcję ramową dwóch płaskowników o przekroju  $a \times b$ , gdzie  $a$  to szerokość płaskownika, zaś  $b$  to grubość płaskownika (6 mm).

Z warunku na ściskanie obliczono minimalną szerokość płaskownika:

$$\sigma_c = \frac{0,5 \cdot S_{1-h2}}{a \cdot b} \leq k_c \rightarrow a \geq \frac{0,5 \cdot S_{1-h2}}{b \cdot k_c} = \frac{0,5 \cdot 23544}{6 \cdot 97} = 20,23 \text{ mm}$$

Przyjęto szerokość płaskownika  $a = 35 \text{ mm}$  i obliczono naprężenie ściskające:

$$\sigma_c = \frac{0,5 \cdot S_{1-h2}}{a \cdot b} = \frac{0,5 \cdot 23544}{6 \cdot 35} = 56,1 \text{ MPa} < k_c = 97 \text{ MPa}$$

Obliczenie ramion na wyboczenie.

Ponieważ ramiona będą połączone w dwóch punktach tulejami, obliczenia uproszczono i za pole przekroju  $A$  przyjęto prostokąt utworzony z szerokości  $a$  i podwojonej grubości  $b$  płaskownika.

Określenie smukłości maksymalnej:  $S_{max} = \frac{l_w}{i_{min}}$

gdzie:  $l_w$  jest długością wyboczeniową, zależną od mocowania. Dla pręta długości  $l$ , podpartego przegubowo na obu końcach (jak w naszym przypadku)  $l_w = l = 320 \text{ mm}$  [2]

$i_{min}$  – minimalne ramię bezwładności przekroju poprzecznego =  $\sqrt{\frac{I_{min}}{A}}$  dla  $I_{min}$  – najmniejszego głównego centralnego momentu bezwładności przekroju poprzecznego i pola powierzchni przekroju poprzecznego  $A$ .

$$I_{min} = \frac{a \cdot 2b^3}{12} = 5040 \text{ mm}^3 \quad A = 2b \cdot a = 2 \cdot 6 \cdot 35 = 420 \text{ mm}^2 \quad i_{min} = \sqrt{\frac{5040}{420}} = 3,46 \text{ mm}$$

$$S_{max} = \frac{320}{3,46} = 92,49 > S_{gr} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{prop}}} = \pi \sqrt{\frac{210000}{335}} = 78,62$$

Smukłość maksymalna  $S_{max}$  jest większa od smukłości granicznej  $S_{gr}$ , co świadczy o wyboczeniu sprężystym ramienia i konieczności obliczenia siły krytycznej  $F_{kr}$  ze wzoru Eulera, gdzie:

$$F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot A = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{l_w^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 5040}{320^2} = 102011,6 \text{ N}$$

Siła dopuszczalna  $F_{dop} = \frac{F_{kr}}{\eta_w}$ , gdzie  $\eta_w$  jest współczynnikiem bezpieczeństwa na wyboczenie przyjmowanym w granicach  $1,5 \div 2,5$ . Przyjęto  $\eta_w = 2,5$ .

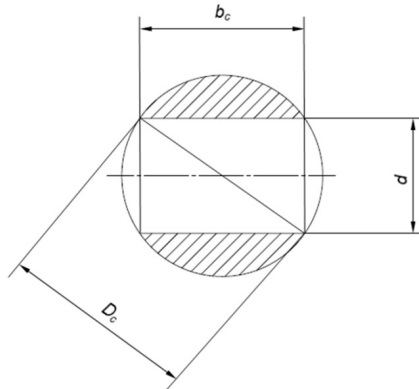
$$F_{dop} = \frac{102011,6}{2,5} = 40804,6 \text{ N} > S_{1-h2} = 23544 \text{ N}$$

Ramiona wytrzymują naprężenia.

### 2.5. Obliczenie sworzni łączących ramiona w poziomej osi symetrii.

Przyjęto materiał: stal C55 (taki sam jak na śrubę).

Średnicę między ramionami określa wysokość nakrętki  $N = 35 \text{ mm}$ , gdyż gwint nacięty będzie w sworzniu, średnicę czopów łączących ramiona ogranicza szerokość ramion  $a = 35 \text{ mm}$ , założono wykonanie dwustopniowego sworznia o średnicach  $D_c = 35 \text{ mm}$  i  $d_c = 20 \text{ mm}$ . W sworzniach wykonane będą dodatkowo otwory na śrubę, jeden przelotowy o średnicy  $d = 20 \text{ mm}$  śruby, drugi odpowiednio z naciętym gwintem wewnętrznym Tr20x2. Obliczenia wykonane zostaną dla sworznia o mniejszym polu przekroju poprzecznego, czyli z otworem przelotowym.



Rys. 10.7. Szkic do wyznaczenia wytrzymałości czopów

Obliczenie czopów sworznia na nacisk:

$$p = \frac{S_{1-h2}}{b \cdot d_c} = \frac{23544}{6 \cdot 20} = 196,2 \text{ MPa} < p_{dop} = 200 \text{ MPa}$$

Obliczenie sworzni na zginanie:

$$M_g = S_{1-hz} \cdot b = 23544 \cdot 6 = 141264 \text{ Nmm}$$

$$W = \frac{I_{zc}}{y_{max}} \approx \frac{\frac{\pi \cdot D_c^4}{64} - \frac{d \cdot b_c^3}{12}}{\frac{b}{2}} = \frac{\frac{\pi \cdot D_c^4}{64} - \frac{d \left( \sqrt{D_c^2 - d^2} \right)^3}{12}}{\frac{b}{2}} = 3113 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_g \approx \frac{M_g}{W} = \frac{141264}{3113} = 45,38 \text{ MPa} < k_g = 260 \text{ MPa}$$

Wniosek: sworznie łączące ramiona w poziomej osi symetrii wytrzymują naprężenie.

2.6. Dobór materiału, obliczenie wytrzymałościowe i określenie wymiarów podstawy i korony.

Na podstawę i koronę dobrano: materiał: stal E360

Obliczenie nacisku dopuszczalnego na powierzchnię.

Podnośnik, zgodnie z założeniami, będzie pracować jako element konstrukcji w warunkach warsztatowych. Zakładam, że nacisk podstawy na powierzchnię betonową (w wypadku konieczności bazowania bezpośrednio na podstawie) nie powinien przekraczać  $p_{pmax} = 1 \text{ MPa}$ .

Na podstawie wymiarów sworzni i ramion zakładam wymiary podstawy: długość  $a_p = 180 \text{ mm}$  i szerokość  $b_p = 110 \text{ mm}$ .

$$p_p = \frac{P}{a_p \cdot b_p} = \frac{14715}{194 \cdot 110} = 0,69 \text{ MPa} < p_{pmax} = 1 \text{ MPa}$$

Podstawa i korona mają te same wymiary zewnętrzne oraz otwory (centrujący i mocujące) w celu ułatwionego połączenia z elementami konstrukcji, której napędem będzie podnośnik.

### 3. Uwagi końcowe

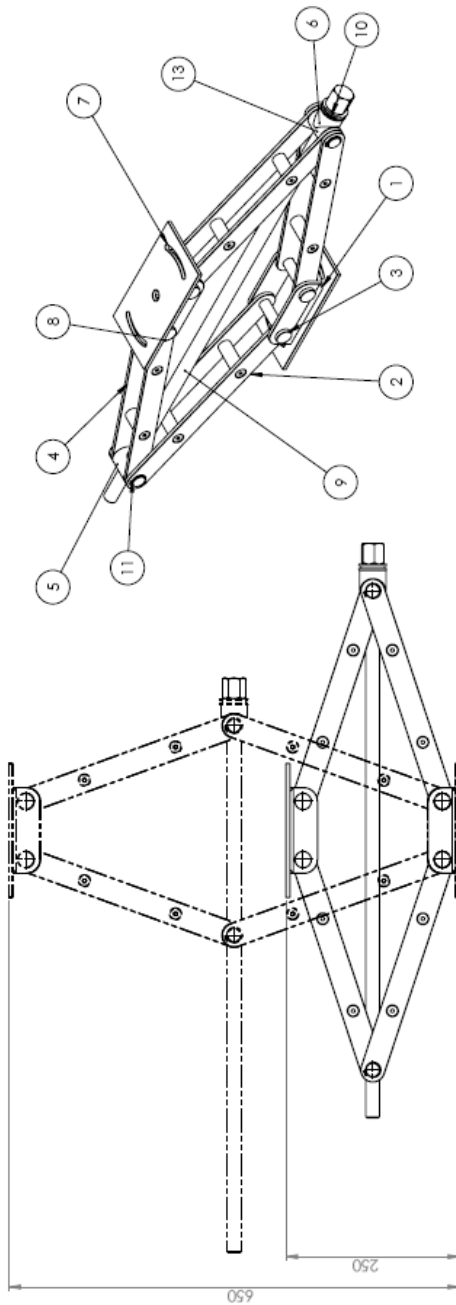
W konstrukcji podnośnika zastosowano normatywne pierścienie zabezpieczające sworznie oraz wkręty do łączenia blach ramion. Wkręty przed montażem należy powlec preparatem samohamownym.

Brak elementów uzależniających wzajemną pozycję ramion względem pionowej osi symetrii wyklucza stosowanie podnośnika jako samodzielne urządzenie (np. jako podnośnik samochodowy).

Podstawa i korona podnośnika muszą być zamocowane do elementów o pewnej i ustalonej równoległości zapewniającej prostoliniowy ruch.

Sześciokątne zakończenie śruby umożliwia zastosowanie do napędu mechanizmu śrubowego ogólnie dostępnych narzędzi.

4. Rysunek złożeniowy podnośnika – str. 117.



| NR | NUMER CZĘŚCI                             | OPIS                            | ILOŚĆ |
|----|--|---------------------------------|-------|
| 1  | PZ 60048-001-01                          | Podstawa                        | 1     |
| 2  | PZ 60048-001-02                          | Ramię dolne                     | 2     |
| 3  | PZ 60048-001-03                          | Sworzni $\varnothing$ 16x78     | 2     |
| 4  | PZ 60048-001-04                          | Ramię górne                     | 2     |
| 5  | PZ 60048-001-05                          | Sworzni z chw. $\varnothing$ 20 | 1     |
| 6  | PZ 60048-001-06                          | Tuleja pod łożysko              | 1     |
| 7  | PZ 60048-001-07                          | Korona                          | 1     |
| 8  | PZ 60048-001-08                          | Sworzni $\varnothing$ 16x66     | 2     |
| 9  | PZ 60048-001-09                          | Sruba napędowa                  | 1     |
| 10 | ISO 104 - 722040 - B, 16, SI, AC, 16, 68 | Łożysko                         | 1     |
| 11 | IS 3075 NE-20                            | Zabezpieczenie                  | 4     |
| 12 | IS 3075 NE-18                            | Zabezpieczenie                  | 4     |
| 13 | PZ 60048-001-10                          | Sworzni z chw. Trn2             | 1     |

Pnt-10.02. Podnośnik trapezowy



## **Rozdział 11**

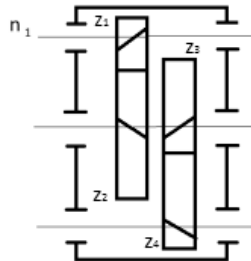
### **REDUKTORY Z PRZEKŁADNIAMI ZĘBATYMI**





**Zadanie projektowe nr 11.1.**

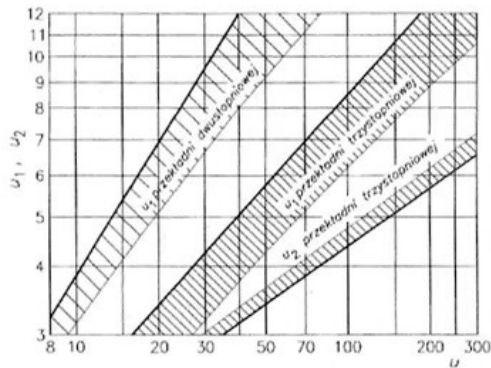
Zaprojektować reduktor dwustopniowy walcowy o zębach skośnych niewspółosiowy (wg schematu) dla następujących danych: przenoszona moc  $N = 15$  kW, wejściowa prędkość obrotowa  $n_1 = 940$  obr/min, przełożenie całkowite  $u = 14$ , wymagany czas pracy 10 lat po 8h/dziennie. Reduktor stosowany będzie w mechanizmie podnoszenia dźwigni napędzanym silnikiem elektrycznym. Łożyska przyjąć w oparciu o praktykę konstrukcyjną.



Rys. 11.1. Schemat kinematyczny reduktora

**Rozwiązanie**

1. Podział przełożeń w przekładniach:



Rys. 11.2. Podział przełożenia w przekładniach wielostopniowych w dwu- i trzystopniowych szeregowych [1]

Z rysunku 11.2 przyjęto  $u_1 = 4,5$ ; przełożenie w drugiej przekładni oblicza się:

$$u_2 = \frac{u}{u_1} = \frac{14}{4,5} = 3,1$$

2. Dobór materiału i wstępne określenie naprężeń dopuszczalnych.

2.1. Dobór materiału na koła zębate – z literatury [1, 2] przyjęto na wszystkie koła reduktora stal do nawęglania utwardzaną dyfuzyjnie 16MnCr5 o twardości boku zęba 720 HV, dla której:  $\sigma_{H\text{lim}}=1630$  MPa i  $\sigma_{F\text{lim}}=460$  MPa.

2.2. Wstępne określenie naprężeń dopuszczalnych:  $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{H\text{lim}} = 0,8 \cdot 1630 = 1304$  MPa,  $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{F\text{lim}} = 0,6 \cdot 460 = 276$  MPa.

3. Obliczenia przekładni  $z_1$ - $z_2$

3.1. Obliczenia kinematyczne przekładni  $z_1$ - $z_2$ .

3.1.1. Wstępne ustalenie średnicy podziałowej  $d_1$  zębника (mniejszego koła przekładni).

Dla stalowych kół o zębach śrubowych, gdy  $z_1 > 14$

$$d_1 = 14640 \sqrt[3]{\frac{NK_H}{K\sigma_{HP}^2 n_1} \frac{u_1 + 1}{u_1}}$$

Dla wstępnych obliczeń przyjęto: współczynnik szerokości wieńca  $K = 1$ , współczynnik nacisków stykowych  $K_H$  równy współczynnikowi zastosowania  $K_A$  ( $K_A = 1,5$  z tabeli 11.1).

Tabela 11.1. Wartości współczynnika zastosowania  $K_A$  [1]

| Rodzaj silnika napędowego   | Charakter obciążenia    | Maszyna robocza         |      |      |      |
|---|-------------------------|-------------------------|------|------|------|
|   |                         | I                       | II   | III  | IV   |
| Silnik elektryczny, turbina parowa  | Praca równomierna       | 1,00                    | 1,25 | 1,50 | 1,75 |
| Silnik elektryczny, turbina spalinowa   | Niewielkie przeciążenia | 1,10                    | 1,35 | 1,60 | 1,85 |
| Silnik spalinowy wielocylindrowy  | Średnie przeciążenia    | 1,25                    | 1,50 | 1,75 | 2,00 |
| Silnik spalinowy jednocylindrowy  | Znaczne przeciążenia    | 1,50                    | 1,75 | 2,00 | 2,25 |
| Maszyna robocza   |                         | Charakter obciążenia    |      |      |      |
| I. Generatory, przenośniki taśmowe, wentylatory, napędy pomocnicze obrabiarek |                         | Praca równomierna       |      |      |      |
| II. Prądnice, pompy zębate, pompy rotacyjne                                   |                         | Niewielkie przeciążenia |      |      |      |
| III. Napędy główne obrabiarek, dźwignice, pompy wielotłokowe                  |                         | Średnie przeciążenia    |      |      |      |
| IV. Walcarki, prasy, nożyce gilotynowe, koparki, ładowarki, kruszarki         |                         | Znaczne przeciążenia    |      |      |      |

$$d_1 = 14640 \sqrt[3]{\frac{15 \cdot 1,5}{1 \cdot 1304^2 \cdot 940} \cdot \frac{4,5 + 1}{4,5}} = 37,79 \text{ mm}$$

3.1.2. Wstępne określenie odległości osi kół zębatach  $a_{12}$ :

$$a_{12} = \frac{d_1}{2} \cdot (1 + u_1) = \frac{37,79}{2} \cdot (1 + 4,5) = 103,92 \text{ mm}$$

wg PN-93/M-88525 przyjęto  $a_{w12} = 100$  mm.

3.1.3. Ponowne określenie średnicy podziałowej  $d_1$  zębника dla przyjętej znormalizowanej odległości osi.

$$d_1 = \frac{2 \cdot a_{w12}}{1 + u_1} = \frac{2 \cdot 100}{1 + 4,5} = 36,36 \text{ mm}$$

3.1.4. Przyjęcie liczby zębów zębника  $z_1$  (mniejszego koła).

Na podstawie poniższej tabeli 11.2 przyjęto  $z_1 = 20$ .

Tabela 11.2. Najmniejsze liczby zębów zębника dla zębów prostych (dla zębów śrubowych liczby te odpowiadają zastępczej liczbie zębów  $z_{z1}$  [wg 1])

| Rodzaj napędu  | $z_{1min}$ |
|--|------------|
| Koła o dużych prędkościach obwodowych, $v > 4$ m/s, przy przeciążeniach        | 16         |
| Koła o średnich prędkościach obwodowych, $v = 0,8 \div 4$ m/s                  | 12         |
| Koła o małych prędkościach obwodowych, $v < 0,8$ m/s, przy małych obciążeniach | 10         |
| Przekładnie precyzyjne<br>dla pierwszego stopnia                               | 20 ÷ 25    |
| dla drugiego stopnia   | 14 ÷ 17    |
| Przekładnie dużej mocy (turbiniowe)  | 33         |

3.1.5. Obliczenie modułu  $m_{12}$ :

Przyjęto zgodnie ze wskazówkami z [1] kąt pochylenia linii śrubowej  $\beta = 15^0$

$$m_{12} = m_{n1} = \frac{d_1 \cdot \cos\beta}{z_1} = \frac{36,36 \cdot \cos 15^0}{20} = 1,76 \text{ mm}$$

wg PN-ISO 54:2001 przyjęto:  $m_{12} = 1,75$  mm

3.1.6. Obliczenie liczby zębów koła  $z_2$ :

$$z_2 = z_1 \cdot u_1 = 20 \cdot 4,5 = 90$$

3.1.7. Wstępne określenie szerokości wieńca  $b_{12}$  oraz średnic podziałowych  $d_1$  i  $d_2$ :

$$m_{t1} = \frac{m_{12}}{\cos\beta} = \frac{1,75}{\cos 15^0} = 1,81 \text{ mm}$$

$$b_{12} \approx d_1 = z_1 \cdot m_{t1} = 20 \cdot 1,81 = 36,2 \text{ mm}$$

Przyjęto  $b_{12} = 40$  mm

$$d_2 = z_2 \cdot m_{t1} = 90 \cdot 1,81 = 162,9 \text{ mm}$$

3.1.8. Dostosowanie nominalnej odległości osi  $a_1$  do przyjętej odległości  $a_{12}$ .

$$a_1 = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m_{t1} = \frac{20 + 90}{2} \cdot 1,81 = 99,55 \text{ mm}$$

Przyjęto  $a_{w12} = 100 \text{ mm}$  oraz  $\alpha_n = 20^\circ$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ} = 0,3768$$

$$\alpha_t = 20,65^\circ = 20^\circ 39'$$

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{a_1 \cdot \cos \alpha_t}{a_{w12}} = \frac{99,55 \cdot \cos 20,65^\circ}{100} = 0,9325$$

$$\alpha_{tw} = 21,176^\circ = 21^\circ 10' 34''$$

$$x = x_{t1} + x_{t2} = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_t}$$

Na podstawie tabeli 11.3

Tabela 11.3. Wartości funkcji ewolwentowej  $\operatorname{inv} \alpha$  dla wybranych kątów [na podstawie 1]

| stopnie | 0'       | 10'      | 20'       | 30'      | 40'      | 50'      |
|---------|----------|----------|-----------|----------|----------|----------|
| .       | .        | .        | .         | .        | .        | .        |
| 20°     | 0,014904 | 0,015293 | 0,015689  | 0,016092 | 0,016502 | 0,016920 |
| 21°     | 0,017575 | 0,017777 | 0,0182217 | 0,018655 | 0,019120 | 0,019583 |
| 22°     | 0,020054 | 0,020533 | 0,021019  | 0,021514 | 0,022018 | 0,022529 |
| 23°     | 0,023049 | 0,023577 | 0,024114  | 0,024660 | 0,025214 | 0,025777 |
| 24°     | 0,026350 | 0,026931 | 0,027521  | 0,028121 | 0,028729 | 0,029348 |
| .       | .        | .        | .         | .        | .        | .        |

przyjęto:

$$\operatorname{inv} \alpha_t = 0,018; \operatorname{inv} \alpha_{tw} = 0,0164$$

$$x = \frac{(0,018 - 0,0164) \cdot (20 + 90)}{2 \cdot 0,3768} = 0,23$$

przyjęto:

$$x_{t1} = 0,23; \quad x_{t2} = 0$$

Z rysunku 11.11 (zamieszczonego dalej) widać, że nie wystąpi nadmierne zaostrenie/podcinanie zębów.

3.2. Obliczenia wytrzymałościowe zębów przekładni  $z_1$ - $z_2$ .

3.2.1. Obliczenie momentów obrotowych:  $M_1$  zębnika i  $M_2$  współpracującego z nim koła zębatego przekładni  $z_1$ - $z_2$ :

$$M_1 = 9550 \frac{N}{n_1} = 9550 \frac{15}{940} = 152,39 \text{ Nm}$$

$$M_2 = M_1 \cdot u_1 = 152,39 \cdot 4,5 = 685,76 \text{ Nm}$$

3.2.2. Obliczenie nominalnej siły obwodowej  $P_{12}$ :

$$P_{12} = \frac{2000 \cdot M_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 152,39}{36,36} = 8382 \text{ N}$$

3.2.3. Obliczenie przybliżonej wartości prędkości rezonansowej  $n_{E112}$  (zębnik stalowy) i sprawdzenie warunku rezonansowego:

$$n_{E112} = (21 \div 2,4) \cdot 10^7 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1^2 \cdot m} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1}$$

$$n_{E112} = 2,1 \cdot 10^7 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{20^2 \cdot 2} \cdot \frac{4,5 + 1}{4,5} = 35417 \text{ obr/min}$$

Spełniona jest zależność  $n_1 = 940 \text{ obr/min} < 0,7 n_{E112} = 24792 \text{ obr/min}$ .

3.2.4. Obliczenie wskaźnika obciążenia jednostkowego  $q_{12}$ :

$$q_{12} = \frac{P_{12} K_A}{b_{12}} = \frac{8382 \cdot 1,5}{40} = 314,3 \text{ N/mm}$$

3.2.5. Obliczenie prędkości obwodowej zębnika  $v_1$ :

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 36,2 \cdot 940}{60000} = 1,79 \text{ m/s}$$

3.2.6. Obliczenie wskaźnika prędkości przekładni  $W_{12}$ :

$$W_{12} = \frac{z_1 v_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{u^2 + 1}} = \frac{20 \cdot 1,79}{100} \cdot \sqrt{\frac{4,5^2}{4,5^2 + 1}} = 0,35 \text{ m/s}$$

3.2.7. Obliczenie współczynnika dynamicznego  $K_{v12}$ .

Przyjęcie współczynników pomocniczych:  $K_1 = 23,9$  i  $K_2 = 0,0087$  (tabela 11.4) dla zębów skośnych i 7 klasy dokładności.

Tabela 11.4. Wartości współczynników pomocniczych  $K_1$  i  $K_2$  [na podstawie 1]

| Rodzaj uzębienia | $K_1$             |      |      |      |      | $K_2$           |
|------------------|-------------------|------|------|------|------|-----------------|
|                  | Klasa dokładności |      |      |      |      | Wszystkie klasy |
|                  | 5                 | 6    | 7    | 8    | 9    |                 |
| proste           | 7,5               | 14,9 | 26,8 | 39,1 | 52,8 | 0,0193          |
| skośne           | 6,7               | 13,3 | 23,9 | 34,8 | 47,0 | 0,0087          |

$$K_{v12} = 1 + \left(\frac{K_1}{q} + K_2\right) \cdot W_{12} = 1 + \left(\frac{23,9}{314,3} + 0,0087\right) \cdot 0,35 = 1,03$$

### 3.2.8. Określenie współczynników eksploatacyjnych $K_{Fa12}$ i $K_{Ha12}$ .

Przyjęto z tabeli 11.5 współczynniki  $K_{Fa12} = 1,1$  i  $K_{Ha12} = 1,1$  dla utwardzonych zębów skośnych, 7 klasy dokładności i wartości obciążenia  $q_{12} > 100$  N/mm.

Tabela 11.5. Wartości współczynników  $K_{Fa}$  i  $K_{Ha}$  [na podstawie 1]

| Klasa dokładności  |             | 6        | 7   | 8   | 9   |     |
|--------------------|-------------|----------|-----|-----|-----|-----|
| Zęby utwardzone    | zęby proste | $K_{Ha}$ | 1,0 |     | 1,1 | 1,2 |
|                    |             | $K_{Fa}$ |     |     |     |     |
|                    | zęby skośne | $K_{Ha}$ | 1,0 | 1,1 | 1,2 | 1,4 |
|                    |             | $K_{Fa}$ |     |     |     |     |
| Zęby nieutwardzone | zęby proste | $K_{Ha}$ | 1,0 |     | 1,1 |     |
|                    |             | $K_{Fa}$ |     |     |     |     |
|                    | zęby skośne | $K_{Ha}$ | 1,0 | 1,1 | 1,2 |     |
|                    |             | $K_{Fa}$ |     |     |     |     |

### 3.2.9. Obliczenie współczynnika nierównomierności rozkładu nacisków stykowych wzdłuż linii zęba $K_{H\beta 12}$ .

Przyjęto z tabeli 11.6 wartości współczynników  $A_1 = 1,17$  i  $A_2 = 0,47$  dla 7 klasy dokładności i bez docierania kół.

Tabela 11.6. Wartości współczynników  $A_1$  i  $A_2$  [wg 1]

| Klasa | Bez docierania zębów |       | Z docieraniem lub dogładzaniem zębów |       |
|-------|----------------------|-------|--------------------------------------|-------|
|       | $A_1$                | $A_2$ | $A_1$                                | $A_2$ |
| 5     | 1,135                | 0,23  | 1,10                                 | 1,15  |
| 6     | 1,15                 | 0,3   | 1,11                                 | 1,15  |
| 7     | 1,17                 | 0,47  | 1,12                                 | 0,23  |
| 8     | 1,23                 | 0,61  | 1,15                                 | 0,31  |

$$K_{H\beta 12} = A_1 + 0,18 \left(\frac{b_{12}}{d_1}\right)^2 + A_2 \cdot 10^{-3} \cdot b_{12} = 1,17 + 0,18 \left(\frac{40}{36,36}\right)^2 + 0,47 \cdot 10^{-3} \cdot 40 = 1,41$$

### 3.2.10. Obliczenie współczynnika nierównomierności rozkładu obciążenia zginającego wzdłuż linii zęba $K_{F\beta 12}$ .

3.2.10.1. Obliczenie wartości pomocniczej  $N_{F12}$ :

$$h_{12} = 2,25 \cdot m_{t1} = 2,25 \cdot 1,81 = 4,07 \text{ mm}$$

$$N_{F12} = \frac{\left(\frac{b_{12}}{h_{12}}\right)^2}{1 + \frac{b_{12}}{h_{12}} + \left(\frac{b_{12}}{h_{12}}\right)^2} = \frac{\left(\frac{40}{4,07}\right)^2}{1 + \frac{40}{4,07} + \left(\frac{40}{4,07}\right)^2} = 0,9$$

3.2.10.2. Obliczenie współczynnika  $K_{F\beta12}$ :

$$K_{F\beta12} = K_{H\beta12}^{N_{F12}} = 1,41^{0,9} = 1,36$$

3.2.11. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na nacisk stykowy  $S_{H12}$ .

3.2.11.1. Wyznaczenie współczynnika geometrii stykających się zębów  $Z_{H12}$ :

$$Z_{H12} = \sqrt{\frac{2}{\sin\alpha_{tw12} \cdot \cos\alpha_{tw12}}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 21,176^\circ \cdot \cos 21,176^\circ}} = 2,44$$

3.2.11.2. Z tabeli 11.7 - określenie współczynnika właściwości materiałów: dla stali  $Z_{E12} = 189,8 \text{ MPa}^{1/2}$ .

Tabela 11.7. Wartości współczynnika  $Z_E$  [wg 1]

| Zębniak  |                               |       | Koło               |                               |       | $Z_E$<br>[MPa <sup>1/2</sup> ] |
|----------|-------------------------------|-------|--------------------|-------------------------------|-------|--------------------------------|
| Materiał | $E$<br>[x10 <sup>3</sup> MPa] | $\nu$ | Materiał           | $E$<br>[x10 <sup>3</sup> MPa] | $\nu$ |                                |
| stal     | 206                           | 0,3   | stal               | 206                           | 0,3   | 189,8                          |
|          |                               |       | staliwo            | 202                           |       | 188,9                          |
|          |                               |       | żeliwo sferoidalne | 173                           |       | 181,4                          |
|          |                               |       | żeliwo szare       | 118                           |       | 162,0                          |
|          |                               |       | brąz cynowy        | 85                            | 0,35  | 146,9                          |

3.2.11.3. Obliczenie współczynnika stopnia pokrycia  $Z_{\epsilon12}$ :

Dla przekładni obliczyć można odrębnym rachunkiem, iż wskaźniki zazębienia  $\epsilon_\alpha = 1,95$  i  $\epsilon_\beta = 1,88$ .

$$Z_{\epsilon12} = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,95}} = 0,72$$

3.2.11.4. Obliczenie współczynnika pochylenia linii śrubowej  $Z_{\beta12}$ :

$$Z_{\beta12} = \sqrt{\cos\beta} = \sqrt{\cos 15^\circ} = 0,98$$

3.2.11.5. Określenie współczynnika trwałości  $Z_{NT12}$ .

Na podstawie tabeli 11.8 przyjęto  $\tau = 2000$  h dla przekładni pracującej 8h dziennie w pełnym obciążeniu.

Tabela 11.8. Okresy trwałości przekładni [wg 1]

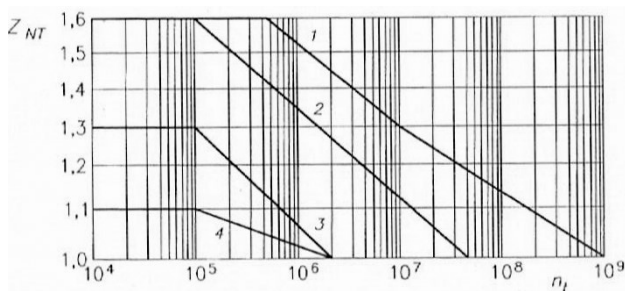
| Rodzaj pracy   | Okres trwałości $\tau$ [h] |
|--|----------------------------|
| Przekładnie pracujące stale przy pełnym obciążeniu (np. przekładnie turbinowe)               | 40 000 ÷ 150 000           |
| Przekładnie pracujące okresowo przy pełnym obciążeniu (np. przekładnie dźwignic, obrabiarek) | 500 ÷ 5 000                |
| Przekładnie pracujące rzadko o napędzie ręcznym (np. podnośniki zębatkowe)                   | 50 ÷ 100                   |

Obliczenie  $n_t$  liczby obrotów (cykli) koła w założonym okresie trwałości  $n_t$ :

$$n_t = 60 \cdot n_1 \cdot \tau = 60 \cdot 940 \cdot 8 \cdot 300 \cdot 10 = 1,35 \cdot 10^9$$

Z wykresu na rysunku 11.3 dla stali hartowanej powierzchniowo z niewielkimi objawami pittingu (linia 1) wyznaczono wartość:

$$Z_{NT12} = 1,00$$



Rys. 11.3. Zależność  $Z_{NT}$  od liczby cykli  $n_t$ : 1 – stale konstrukcyjne, stale hartowane na wskroś, stale hartowane powierzchniowo (gdy dopuszcza się niewielki pitting), 2 – materiały j.w. bez objawów pittingu, 3 – stale hartowane na wskroś i azotowane gazowo, żeliwo szare, 4 – stale hartowane na wskroś i azotowane kąpielowo [1]

3.2.11.6. Określenie współczynnika smarowania  $Z_L$ , chropowatości powierzchni  $Z_R$ , szybkości pracy przekładni  $Z_v$ .

Dla kół docieranych lub szlifowanych, gdy  $Rz \leq 4 \mu\text{m}$  przyjęto  $Z_{L12}Z_{R12}Z_{V12} = 1$ .

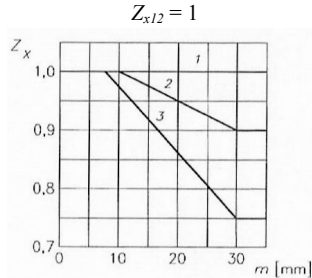
3.2.11.7. Określenie współczynnika twardości powierzchni zębów  $Z_{W12}$ .

Dla  $HB > 470$  MPa przyjęto współczynnik  $Z_{W12} = Z_{W34} = 1$



3.2.11.8. Określenie współczynnika wielkości  $Z_{x12}$ .

Z wykresu (rys. 11.4) dla stali hartowanej powierzchniowo i modułu  $m < 10$  mm (linia 2) wyznaczono wartość:



Rys. 11.4. Zależność  $Z_X$  od modułu i rodzaju obróbki: 1 – dla obciążeń statycznych, 2 – dla kół stalowych hartowanych powierzchniowo, 3 – dla kół stalowych azotowanych [1]

3.2.11.9. Obliczenie współczynnika bezpieczeństwa na nacisk stykowy  $S_{H12}$ .

$$S_{H12} = \frac{\sigma_{Hlim}}{Z_{H12}Z_{E12}Z_{\epsilon12}Z_{\beta12} \sqrt{\frac{P_{12}}{b_{12}d_1} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1}}} \cdot \frac{Z_{NT12}Z_{L12}Z_{R12}Z_{V12}Z_{W12}Z_{x12}}{\sqrt{K_{A12}K_{V12}K_{H\beta12}K_{H\alpha12}}}$$

$$S_{H12} = \frac{1630}{2,44 \cdot 189,8 \cdot 0,72 \cdot 0,98 \cdot \sqrt{\frac{8382}{40 \cdot 36,36} \cdot \frac{4,5 + 1}{4,5}}} \cdot \frac{1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{\sqrt{1,5 \cdot 1,03 \cdot 1,41 \cdot 1,1}} = 1,17$$

3.2.11.10. Przyjęcie wartości  $S_{Hmin12} = 1,1 \div 1,5$ .

$$S_{Hmin12} = 1,1$$

3.2.11.11. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa.

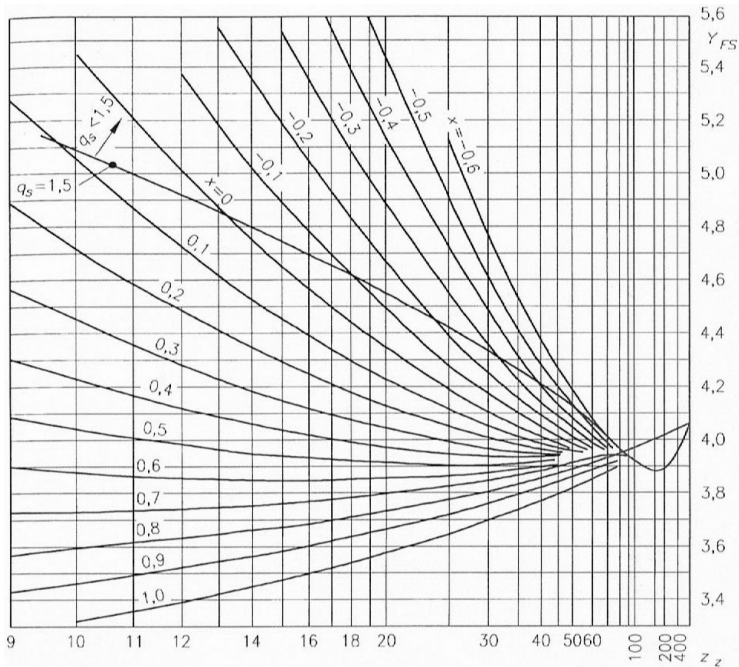
$$S_{H12} = 1,17 \geq S_{Hmin12} = 1,1$$

Powyższa nierówność oznacza, iż zęby przekładni wytrzymują naciski stykowe.

3.2.12. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na zginanie  $S_{F12}$ .

3.2.12.1 Określenie współczynnika łącznego wpływu kształtu zęba i karbu  $Y_{FS12} = Y_{Fa12}Y_{Sa12}$ .

Z wykresu poniżej wyznaczono wartość:  $Y_{FS12} = Y_{F12\alpha}Y_{Sa12} = 4,05$



Rys. 11.5. Współczynnik  $Y_{FS}$  dla kół z uzębieniem zewnętrznym, dla promienia przejściowego  $\rho_{fp} = 0,375m_n$  [1]

3.2.12.2. Określenie współczynnika wrażliwości materiału na działanie karbu  $Y_{\delta relT12}$ :

$$Y_{\delta relT12} = 0,95 \text{ dla } q_s < 1,5$$

3.2.12.3. Określenie współczynnika pochylenia linii śrubowej  $Y_{\beta}$ :

Przyjęto  $\epsilon_{\beta} = 1$  dla  $\beta_{12} = 15^{\circ} < 30^{\circ}$

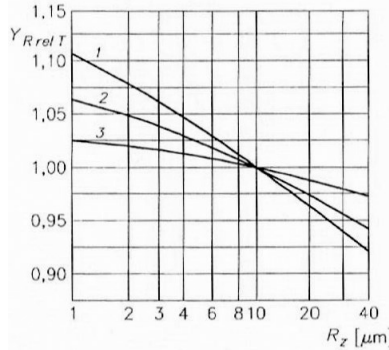
$$Y_{\beta 12} = 1 - \epsilon_{\beta} \frac{\beta_{12}}{120} = 1 - 1 \frac{15}{120} = 0,875$$

3.2.12.4. Określenie współczynnika pokrycia  $Y_{\epsilon 12}$ :

$$Y_{\epsilon 12} = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_{\alpha}} \cos^2 \beta_b = 0,25 + \frac{0,75}{1,5} \cos^2 15^{\circ} = 0,61$$

3.2.12.5 Określenie współczynnika chropowatości  $Y_{RrelT12}$ :

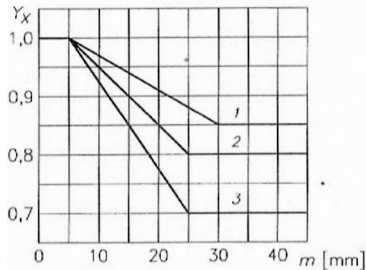
Z wykresu (rys. 11.6) dla stali hartowanej (linia 2) i  $Rz = 2 \mu\text{m}$  wyznaczono  $Y_{RrelT12} = 1,05$ .



Rys. 11.6. Wartości współczynnika  $Y_{RrelT}$ : 1 – stal oraz hartowana na wskroś lub powierzchniowo, 2 – stal w stanie miękkim, 3 – żeliwo szare oraz azotowana lub cyjanowana [1]

3.2.12.6. Określenie współczynnika wielkości  $Y_{x12}$ .

Z wykresu (rys. 11.7) dla stali hartowanej (linia 2) i  $m < 5 \text{ mm}$  wyznaczono  $Y_{x12} = 1$ .



Rys. 11.7. Wartości współczynnika  $Y_x$ : 1 – stal konstrukcyjna oraz hartowana na wskroś, 2 – stal hartowana powierzchniowo i azotowana, 3 – żeliwo szare [1]

3.2.12.7. Określenie współczynników  $Y_{NT12} = 1$  i  $Y_{ST12} = 2$

3.2.12.8. Obliczenie współczynnika bezpieczeństwa na zginanie  $S_{F12}$ :

$$S_{F12} = \frac{\sigma_{Flim}}{\frac{P}{b_{12} m_{n1}} K_{A12} K_{v12} K_{F\beta12} K_{F\alpha12}} \cdot \frac{Y_{ST12} Y_{NT12} Y_{\delta relT12} Y_{RrelT12} Y_{x12}}{Y_{Fa12} Y_{Sa12} Y_{\epsilon12} Y_{\beta12}}$$

$$S_F = \frac{460}{\frac{8382}{40 \cdot 1,75} \cdot 1,5 \cdot 1,03 \cdot 1,36 \cdot 1,1} \cdot \frac{2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1}{4,05 \cdot 0,61 \cdot 0,875} = 1,61$$

3.2.12.9. Przyjęcie wartości  $S_{Fmin12}$ :

$$S_{Fmin12} = 1,3$$

3.2.12.10. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa:

$$S_{F12} = 1,6153 \geq S_{Flim12} = 1,3$$

Powyższa nierówność oznacza, iż zęby przekładni wytrzymują obciążenie zginające.

3.3. Sprawdzenie zębów na zagrzanie.

3.3.1. Obliczenie mocy tarcia  $N_{T12}$  dla  $\alpha = 20^\circ$ :

$$N_{T12} = \frac{N(1 + \frac{1}{u_1})}{7z_1} = \frac{15 \cdot (1 + \frac{1}{4,5})}{7 \cdot 20} = 0,13 \text{ kW}$$

3.3.2. Obliczenie współczynnika pewności na zagrzanie  $x_{T12}$ :

$$x_{T12} = \frac{z_1 m_{n1} b_{12}}{1000 N_{T12}} = \frac{20 \cdot 1,75 \cdot 40}{1000 \cdot 0,13} = 10,7$$

3.3.3. Sprawdzenie warunku na zagrzanie:

$$x_{T12} = 10,7 \geq x_{Tmin12} = 1$$

Przekładnia z dużym zapasem jest odporna na zagrzanie.

4. Obliczenia przekładni  $z_3$ - $z_4$ .

4.1. Obliczenia kinematyczne przekładni  $z_3$ - $z_4$ .

4.1.1. Prędkość obrotowa zębника drugiej przekładni  $n_2$ :

$$n_2 = n_3 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{940}{4,5} = 208,9 \text{ obr/min}$$

4.1.2. Wstępne ustalenie średnicy podziałowej  $d_3$  zębника (mniejszego koła przekładni):

$$d_3 = 14640 \sqrt[3]{\frac{NK_H}{K\sigma_{HP}^2 n_2} \frac{u_2 + 1}{u_2}} = 14640 \sqrt[3]{\frac{15 \cdot 1,5}{1 \cdot 1304^2 \cdot 208,9} \cdot \frac{3,1 + 1}{3,1}} = 64,06 \text{ mm}$$

4.1.3. Wstępne określenie odległości kół zębatych  $a_{w34}$ :

$$a_{34} = \frac{d_3}{2} \cdot (1 + u_2) = \frac{64,06}{2} \cdot (1 + 3,1) = 131,32 \text{ mm}$$

Przyjęto wg PN-93/M-88525  $a_{w34} = 140 \text{ mm}$

4.1.4. Ponowne określenie średnicy podziałowej  $d_3$  zębника dla przyjętej znormalizowanej odległości osi oraz liczby zębów przekładni  $z_3$  i  $z_4$ :

$$d_3 = \frac{2 \cdot a_{w34}}{1 + u_2} = \frac{2 \cdot 140}{1 + 3,1} = 68,3 \text{ mm}$$

Przyjęcie  $z_3 = 32$  oraz  $\beta = 15^\circ$

$$m_{34} = m_{n2} = \frac{d_3 \cdot \cos\beta}{z_{n3}} = \frac{68,3 \cdot \cos 15^\circ}{32} = 2,06 \text{ mm}$$

przyjęto dla kół  $z_3$  i  $z_4$   $m_n = 2 \text{ mm}$

$$z_4 = z_3 \cdot u_2 = 32 \cdot 3,1 = 99$$

4.1.5. Wstępne określenie szerokości wieńca  $b_{34}$  i średnic podziałowych  $d_3$  i  $d_4$ :

$$m_{t2} = \frac{m_{n2}}{\cos\beta} = \frac{2}{\cos 15^\circ} = 2,07 \text{ mm}$$

$$b_{34} \approx d_3 = z_3 \cdot m_{t2} = 32 \cdot 2,07 = 66,24 \text{ mm}$$

Przyjęto  $b_{34} = 70 \text{ mm}$

$$d_4 = z_4 \cdot m_{t2} = 99 \cdot 2,07 = 204,98 \text{ mm}$$

4.1.6. Dostosowanie nominalnej odległości osi  $a_2$  do przyjętej odległości  $a_{34}$ :

$$a_{34} = \frac{z_3 + z_4}{2} \cdot m_{t2} = \frac{32 + 99}{2} \cdot 2,07 = 135,59 \text{ mm}$$

Przyjęto  $a_{w34} = 140 \text{ mm}$

$$tg\alpha_t = \frac{tg\alpha_n}{\cos\beta} = \frac{tg 20^\circ}{\cos 15^\circ} = 0,3768$$

$$\alpha_t = 20,65^\circ = 20^\circ 39'$$

$$\cos\alpha_{tw2} = \frac{a_{34} \cdot \cos\alpha_t}{a_{w34}} = \frac{135,59 \cdot \cos 20,65^\circ}{140} = 0,906$$

$$\alpha_{tw2} = 24,98^\circ = 24^\circ 59'$$

$$x_{34} = x_{t3} + x_{t4} = \frac{(\operatorname{inv}\alpha_{tw2} - \operatorname{inv}\alpha_t) \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot tg\alpha_t}$$

Na podstawie tabeli 11.3 przyjęto:

$$\operatorname{inv}\alpha_t = 0,024114; \operatorname{inv}\alpha_{tw} = 0,025214$$

$$x_{34} = \frac{(0,02934 - 0,024114) \cdot (32 + 99)}{2 \cdot 0,3768} = 0,9$$

Przyjęto:

$$x_{t3} = x_{34} = \frac{z_4}{z_3 + z_4} = 0,68; \quad x_{t4} = x_{34} - x_{t3} = 0,22$$

Z rysunku 11.11 (zamieszczonego dalej) widać, że nie wystąpi nadmierne zaostrenie/podcinanie zębów.

4.2. Obliczenia wytrzymałościowe zębów przekładni  $z_3$ - $z_4$ .

4.2.1. Obliczenie momentów obrotowych:  $M_3$  zębnika i  $M_4$  współpracującego z nim koła zębatego przekładni  $z_3$ - $z_4$ :

$$M_3 = M_2 = M_1 \cdot u_1 = 152,39 \cdot 4,5 = 685,76 \text{ Nm}$$

$$M_4 = M_1 \cdot u = 152,39 \cdot 14 = 2133,46 \text{ Nm}$$

4.2.2. Obliczenie nominalnej siły obwodowej  $P_{12}$ :

$$P_{34} = \frac{2000 \cdot M_3}{d_3} = \frac{2000 \cdot 685,76}{66,24} = 20699 \text{ N}$$

4.2.3. Obliczenie przybliżonej wartości prędkości rezonansowej  $n_{E112}$  (zębnik stalowy) i sprawdzenie warunku rezonansowego:

$$n_{E134} = (21 \div 2,4) \cdot 10^7 \cdot \frac{\cos\beta}{z_1^2 \cdot m} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_2}$$

$$n_{E134} = 2,1 \cdot 10^7 \cdot \frac{\cos 15^\circ}{32^2 \cdot 2} \cdot \frac{3,1 + 1}{3,1} = 13099 \text{ obr/min}$$

Spełniona jest zależność  $n_3 = 208,9 \text{ obr/min} < 0,7 n_{E112} = 9169 \text{ obr/min}$ .

4.2.4. Obliczenie wskaźnika obciążenia jednostkowego  $q_{34}$ :

$$q_{34} = \frac{P_{34} K_A}{b_{34}} = \frac{20699 \cdot 1,5}{70} = 443,55 \text{ N/mm}$$

4.2.5. Obliczenie prędkości obwodowej zębnika  $v_3$ :

$$v_3 = \frac{\pi d_3 n_3}{60000} = \frac{\pi \cdot 66,24 \cdot 208,9}{60000} = 0,72 \text{ m/s}$$

4.2.6. Obliczenie wskaźnika prędkości przekładni  $W_{34}$ :

$$W_{34} = \frac{z_3 v_3}{100} \cdot \sqrt{\frac{u_2^2}{u_2^2 + 1}} = \frac{32 \cdot 0,72}{100} \cdot \sqrt{\frac{3,1^2}{3,1^2 + 1}} = 0,22 \text{ m/s}$$

4.2.7. Obliczenie współczynnika dynamicznego  $K_{v34}$ .

Przyjęcie współczynników pomocniczych:  $K_1 = 23,9$  i  $K_2 = 0,0087$  (tabela 11.4, p. 3.2.7) dla zębów skośnych i 7 klasy dokładności:

$$K_{v34} = 1 + \left( \frac{K_1}{q_{34}} + K_2 \right) \cdot W_{34} = 1 + \left( \frac{23,9}{443,55} + 0,0087 \right) \cdot 0,23 = 1,01$$

4.2.8. Określenie współczynników eksploatacyjnych  $K_{Fa34}$  i  $K_{Ha34}$ .

Przyjęto z tabeli 11.5, p. 3.2.8 współczynniki  $K_{Fa34} = 1,1$  i  $K_{Ha34} = 1,1$  dla utwardzonych zębów skośnych, 7 klasy dokładności i wartości obciążenia  $q_{34} > 100$  N/mm.

4.2.9. Obliczenie współczynnika nierównomierności rozkładu nacisków stykowych wzdłuż linii zęba  $K_{H\beta 34}$ .

Przyjęto z tabeli 11.6, p. 3.2.9 wartości współczynników  $A_1 = 1,17$  i  $A_2 = 0,47$  dla 7 klasy dokładności i bez docierania kół:

$$K_{H\beta 34} = A_1 + 0,18 \left( \frac{b_{34}}{d_3} \right)^2 + A_2 \cdot 10^{-3} \cdot b_{34} = 1,17 + 0,18 \left( \frac{70}{66,24} \right)^2 + 0,47 \cdot 10^{-3} \cdot 70 = 1,4$$

4.2.10. Obliczenie współczynnika nierównomierności rozkładu obciążenia zginającego wzdłuż linii zęba  $K_{F\beta 34}$ .

a) Obliczenie wartości pomocniczej  $N_{F34}$ :

$$h_{34} = 2,25 \cdot m_{t2} = 2,25 \cdot 2,07 = 4,66 \text{ mm}$$

$$N_{F34} = \frac{\left( \frac{b_{34}}{h_{34}} \right)^2}{1 + \frac{b_{34}}{h_{34}} + \left( \frac{b_{34}}{h_{34}} \right)^2} = \frac{\left( \frac{70}{4,66} \right)^2}{1 + \frac{70}{4,66} + \left( \frac{70}{4,66} \right)^2} = 0,934$$

b) Obliczenie współczynnika  $K_{F\beta 34}$ :

$$K_{F\beta 34} = K_{H\beta 34}^{N_{F34}} = 1,4^{0,934} = 1,37$$

4.2.11. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na nacisk stykowy  $S_{H34}$ .

4.2.11.1. Wyznaczenie współczynnik geometrii stykających się zębów  $Z_{H34}$ :

$$Z_{H34} = \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha_{tw2} \cdot \cos \alpha_{tw2}}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 24,98^\circ \cdot \cos 24,98^\circ}} = 2,29$$

4.2.11.2. Z tabeli 11.7, p. 3.2.11.2 określenie współczynnika właściwości kół  $Z_{E34}$ :

$$\text{dla stali } Z_{E34} = 189,8 \text{ MPa}^{1/2}$$

4.2.11.3. Obliczenie współczynnika stopnia pokrycia  $Z_{\epsilon 34}$ .

Dla przekładni obliczyć można odrębnym rachunkiem, iż wskaźniki zazębienia  $\epsilon_\alpha = 1,8$  i  $\epsilon_\beta = 2,88$ .

$$Z_{\epsilon 34} = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,8}} = 0,75$$

4.2.11.4. Obliczenie współczynnika pochylenia linii śrubowej  $Z_{\beta 34}$ :

$$Z_{\beta 34} = \sqrt{\cos\beta} = \sqrt{\cos 15^\circ} = 0,98$$

4.2.11.5. Określenie współczynnika trwałości  $Z_{NT34}$ .

Z tabeli 11.8 p. 3.2.11.5, przyjęto  $\tau = 2000$  dla przekładni pracującej 8h dziennie w pełnym obciążeniu

$$n_{t3} = 60 \cdot n_3 \cdot \tau = 60 \cdot 209,8 \cdot 8 \cdot 300 \cdot 10 = 3,375 \cdot 10^8$$

Z wykresu (rys. 11.3) p. 3.2.11.5 dla stali hartowanej powierzchniowo z niewielkimi objawami pittingu (linia 1) wyznaczono wartość:

$$Z_{NT34} = 1,04$$

4.2.11.6. Określenie współczynnika smarowania  $Z_L$ , chropowatości powierzchni  $Z_R$ , szybkości pracy przekładni  $Z_v$ .

Dla kół docieranych lub szlifowanych, gdy  $Rz \leq 4 \mu\text{m}$  przyjęto  $Z_{L34}Z_{R34}Z_{v34} = 1$

4.2.11.7. Określenie współczynnika twardości powierzchni zębów  $Z_{W34}$ .

Dla HB > 470 MPa przyjęto współczynnik  $Z_{w34} = Z_{w/2} = 1$

4.2.11.8. Określenie współczynnika wielkości  $Z_{x34}$ .

Z wykresu (rys. 11.4) p. 3.2.11.8 dla stali hartowanej powierzchniowo i modułu  $m < 10 \text{ mm}$  (linia 2) wyznaczono wartość:

$$Z_{x34} = 1$$

4.2.11.9. Obliczenie współczynnika bezpieczeństwa na nacisk stykowy  $S_H$ :

$$S_{H34} = \frac{\sigma_{Hlim}}{Z_{H34}Z_{E34}Z_{\epsilon 34}Z_{\beta 34} \sqrt{\frac{P_{34}}{b_{34}d_3} \cdot \frac{u_2 + 1}{u_2}}} \cdot \frac{Z_{NT34}Z_{L34}Z_{R34}Z_{v34}Z_{W34}Z_{x34}}{\sqrt{K_{A34}K_{v34}K_{H\beta 34}K_{H\alpha 34}}}$$

$$S_{H34} = \frac{1630}{2,29 \cdot 189,8 \cdot 0,75 \cdot 0,98 \cdot \sqrt{\frac{20699}{70 \cdot 66,24} \cdot \frac{3,1 + 1}{3,1}}} \cdot \frac{1,04 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{\sqrt{1,5 \cdot 1,01 \cdot 1,37 \cdot 1,1}} = 1,21$$

4.2.11.10. Przyjęcie wartości  $S_{Hmin34} = 1,1 \div 1,5$

$$S_{Hmin34} = 1,2$$

4.2.11.11. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa:

$$S_{H34} = 1,21 \geq S_{Hmin34} = 1,2$$

Powyższa nierówność oznacza, iż zęby przekładni wytrzymują naciski stykowe.



4.2.12. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na zginanie  $S_{F34}$ .

4.2.12.1 Określenie współczynnika łącznego wpływu kształtu zęba i karbu  $Y_{FS34} = Y_{Fa34} Y_{Sa34}$ .

Z wykresu (rys. 11.5) p. 3.2.12.1 wyznaczono wartość:  $Y_{FS34} = Y_{Fa34} Y_{Sa34} = 3,9$ .

4.2.12.2. Określenie współczynnika wrażliwości materiału na działanie karbu  $Y_{\delta relT34}$ :

$$Y_{\delta relT34} = 1,00 \text{ dla } q_s > 1,5$$

4.2.12.3. Określenie współczynnika pochylenia linii śrubowej  $Y_{\beta}$ .

Przyjęto  $\epsilon_{\beta} = 2,88$  dla  $\beta_{34} = 15^{\circ} < 30^{\circ}$

$$Y_{\beta34} = 1 - \epsilon_{\beta} \frac{\beta_{34}}{120} = 1 - 2,88 \frac{15}{120} = 0,64$$

4.2.12.4. Określenie współczynnika pokrycia  $Y_{\epsilon34}$ :

$$Y_{\epsilon34} = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_{\alpha}} \cos^2 \beta_b = 0,25 + \frac{0,75}{1,8} \cos^2 15^{\circ} = 0,64$$

4.2.12.5 Określenie współczynnika chropowatości  $Y_{RrelT34}$ .

Z wykresu (rys. 11.6) p. 3.2.12.5 dla stali hartowanej (linia 2) i  $Rz = 2 \mu\text{m}$  wyznaczono  $Y_{RrelT34} = 1,05$

4.2.12.6. Określenie współczynnika wielkości  $Y_{x34}$

Z wykresu (rys. 11.7) p. 3.2.12.6 dla stali hartowanej (linia 2) i  $m < 5 \text{ mm}$  wyznaczono  $Y_{x34} = 1$

4.2.12.7. Określenie współczynników  $Y_{NT34} = 1$  i  $Y_{ST34} = 2$

4.2.12.8. Obliczenie współczynnika bezpieczeństwa na zginanie  $S_{F34}$ :

$$S_{F34} = \frac{\sigma_{Flim}}{\frac{P_{34}}{b_{34} m_{n2}} K_{A34} K_{v34} K_{F\beta34} K_{F\alpha34}} \cdot \frac{Y_{ST34} Y_{NT34} Y_{\delta relT34} Y_{RrelT34} Y_{x34}}{Y_{Fa34} Y_{Sa34} Y_{\epsilon34} Y_{\beta34}}$$

$$S_{F34} = \frac{460}{\frac{20081}{70 \cdot 2} \cdot 1,5 \cdot 1,01 \cdot 1,37 \cdot 1,1} \cdot \frac{2 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1,05 \cdot 1}{3,9 \cdot 0,64 \cdot 0,64} = 1,79$$

4.2.12.9. Przyjęcie wartości  $S_{Fmin34}$ :

$$S_{Fmin34} = 1,3$$

4.2.12.10. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa:

$$S_{F34} = 1,79 \geq S_{Fmin34} = 1,3$$

Powyższa nierówność oznacza, iż zęby przekładni wytrzymują naciski na zginanie.

4.3. Sprawdzenie zębów na zagrzenie.

4.3.1. Obliczenie mocy tarcia  $N_{T34}$  dla  $\alpha = 20^0$ :

$$N_{T34} = \frac{N(1 + \frac{1}{u_2})}{7z_3} = \frac{15 \cdot (1 + \frac{1}{3,1})}{7 \cdot 32} = 0,09 \text{ kW}$$

4.3.2. Obliczenie współczynnika pewności na zagrzenie:

$$x_{T34} = \frac{z_3 m_{n2} b_{34}}{1000 N_{T34}} = \frac{32 \cdot 2 \cdot 70}{1000 \cdot 0,09} = 50,6$$

4.3.3. Sprawdzenie warunku na zagrzenie:

$$x_{T34} = 50,6 \geq x_{Tmin34} = 1$$

Przekładnia z dużym zapasem jest odporna na zagrzenie.

5. Obliczenie nominalnych sił promieniowych  $P_r$  i osiowych  $P_a$ :

$$P_{r12} = P_{12} \cdot tg \alpha_{tw} = 8382 \cdot tg 21,176^0 = 3247 \text{ N}$$

$$P_{a12} = P_{12} \cdot \frac{\alpha_{w12} \cdot tg \beta}{a_{12}} = 8382 \cdot \frac{100 \cdot tg 15^0}{99,65} = 2254 \text{ N}$$

$$P_{r34} = P_{34} \cdot tg \alpha_{tw} = 20699 \cdot tg 21,176^0 = 8019 \text{ N}$$

$$P_{a34} = P_{34} \cdot \frac{\alpha_{w34} \cdot tg \beta}{a_{34}} = 20699 \cdot \frac{140 \cdot tg 15^0}{135,62} = 5725 \text{ N}$$

6. Obliczenie średnic wałów  $d_p$  (uproszczone – z warunku tylko na skręcanie); dobrano materiał na wałek wejściowy i pośredni na których bezpośrednio nacięte są zębniki: stal 16MnCr5 dla której  $k_{sj} = 145$  [MPa] a na wałek wyjściowy St7 (E360) dla której  $k_{sj} = 85$  [MPa].

6.1. Wału wejściowego:

$$d_{p1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_1}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 152,39 \cdot 1000}{\pi \cdot 145}} = 17,7 \text{ mm}$$

$$d_{p1} = 17,7 + 7 = 24,7 \text{ mm}$$

Przyjęto  $d_{p1} = 25 \text{ mm}$

6.2. Wału pośredniego:

$$d_{p2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_1 \cdot u_1}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 152,39 \cdot 1000 \cdot 4,5}{\pi \cdot 145}} = 27,8 \text{ mm}$$

$$d_{p2} = 27,8 + 7 = 34,8 \text{ mm}$$

Przyjęto  $d_{p2} = 35 \text{ mm}$

6.3. Wału wyjściowego:

$$d_{p3} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_1 \cdot u}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 152,39 \cdot 1000 \cdot 14}{\pi \cdot 85}} = 50,37 \text{ mm}$$

$$d_{p3} = 50,37 + 7 = 57,37 \text{ mm}$$

Przyjęto  $d_{p3} = 60 \text{ mm}$

Do obliczonych powyżej średnic wałów dodane zostało 7 mm, aby wytrzymały dodatkowe obciążenia pochodzące od momentów zginających (są one stosunkowo nieduże, ponieważ koła zębate umieszczone są w pobliżu łożysk) oraz uwzględniały rowki wpustowe.

7. Przyjęcie typu i obliczenie trwałości  $L$  łożysk.

Wykorzystując metodyki działań takie jak w zadaniach rozdziałów 7 i 8, a także względy konstrukcyjne wyznaczono oraz przyjęto przedstawione poniżej typy łożysk, dla których obliczono tylko trwałości  $L$ .

7.1. Wału wejściowego:

Przyjęto obydwa łożyska typu: 30205A

$$L_1 = \frac{60 \cdot n_1 \cdot \tau}{10^6} = \frac{60 \cdot 940 \cdot 29200}{10^6} = 1646,9 \text{ mln obr}$$

7.2. Wału pośredniego:

Przyjęto obydwa łożyska typu: 30207A

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{940}{4} = 325 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$$

$$L_2 = \frac{60 \cdot n_2 \cdot \tau}{10^6} = \frac{60 \cdot 325 \cdot 29200}{10^6} = 411,7 \text{ mln obr}$$

7.3. Wału wyjściowego:

Przyjęto obydwa łożyska typu: 33010A

$$L_3 = \frac{60 \cdot \frac{n_1}{u} \cdot \tau}{10^6} = \frac{60 \cdot \frac{940}{14} \cdot 29200}{10^6} = 117,6 \text{ mln obr}$$

8. Obliczenie połączeń wpustowych

8.1. Przyjęto dla materiału wpustów ze stali St7 (E360)  $p_{dop} = 120$  [MPa]

8.2. Wpust wałka wejściowego:

Wymiary wpustu 8 x 7 mm  $s_2 = 4$  mm (PN-70/M- 85005).

8.2.1. Obliczenie siły obwodowej  $P$  działającej na wpust:

$$P = \frac{2 \cdot M_{s1}}{d_{p1}} = \frac{2 \cdot 152,39 \cdot 1000}{25} = 12232 \text{ N}$$

8.2.2. Obliczenie długości  $l$  wpustu:

$$l = \frac{P}{p_{dop} \cdot s_2} = \frac{12232}{120 \cdot 4} = 25,5 \text{ mm}$$

Przyjęto  $l = 35$  mm

8.3. Wpust wałka pośredniego:

Wymiary wpustu 8 x 7 mm  $s_2 = 4$  mm (PN-70/M- 85005).

8.3.1. Obliczenie siły obwodowej  $P$  działającej na wpust:

$$P = \frac{2 \cdot M_{s2}}{d_{p2}} = \frac{2 \cdot 152,39 \cdot 1000 \cdot 4,5}{35} = 34832 \text{ N}$$

8.3.2. Obliczenie długości  $l$  wpustu:

$$l = \frac{P}{p_{dop} \cdot s_2} = \frac{29027}{120 \cdot 5} = 58,0 \text{ mm}$$

Przyjęto  $l = 65$  mm

8.4. Wałek wyjściowy:

Wymiary wpustu 14 x 9 mm  $s_2 = 5,5$  mm (PN-70/M- 85005).

8.4.1. Obliczenie siły obwodowej  $P$  działającej na wpust:

$$P = \frac{2 \cdot M_{s4}}{d_{p3}} = \frac{2 \cdot 152,39 \cdot 1000 \cdot 14}{60} = 71115 \text{ N}$$

8.4.2. Obliczenie długości  $l$  wpustu:

$$l = \frac{P}{p_{dop} \cdot s_2} = \frac{68821}{120 \cdot 5,5} = 107,7 \text{ mm}$$

Przyjęto dwa wpusty, każdy o  $l = 60 \text{ mm}$

9. Obliczenia niektórych wymiarów dla kół zębatych:

9.1. Przyjęto:  $y = 1$ ;  $c = 0,25$

9.2. Wysokość głów zębów:

$$h_a = (y + x_i)m_i;$$

$$h_{a1} = (1 + 0,23)1,81 = 2,23 \text{ mm}; \quad h_{a2} = (1 + 0)1,81 = 1,81 \text{ mm}$$

$$h_{a3} = (1 + 0,68)2,07 = 3,48 \text{ mm}; \quad h_{a4} = (1 + 0,22)2,07 = 2,53 \text{ mm}$$

9.3. Wysokość stóp zębów:

$$h_f = (y + c - x_i)m_i$$

$$h_{f1} = (1 + 0,25 - 0,23)1,81 = 1,85 \text{ mm}$$

$$h_{f2} = (1 + 0,25 - 0)1,81 = 2,26 \text{ mm}$$

$$h_{f3} = (1 + 0,25 - 0,68)2,07 = 1,18 \text{ mm}$$

$$h_{f4} = (1 + 0,25 - 0,22)2,07 = 2,13 \text{ mm}$$

9.4. Wysokości zębów:

$$h = h_a + h_f$$

$$h_{12} = h_{a1} + h_{f1} = h_{a2} + h_{f2} = 4,07 \text{ mm}$$

$$h_{34} = h_{a3} + h_{f3} = h_{a4} + h_{f4} = 4,66 \text{ mm}$$

9.5. Średnice kół wierzchołków (głów):

$$d_a = d + 2h_a$$

$$d_{a1} = 36,2 + 2 \cdot 2,23 = 40,66 \text{ mm}; \quad d_{a2} = 162,9 + 2 \cdot 1,88 = 166,66 \text{ mm}$$

$$d_{a3} = 66,24 + 2 \cdot 3,48 = 73,2 \text{ mm}; \quad d_{a4} = 204,93 + 2 \cdot 2,53 = 209,99 \text{ mm}$$

9.6. Średnice kół podstaw (stóp):

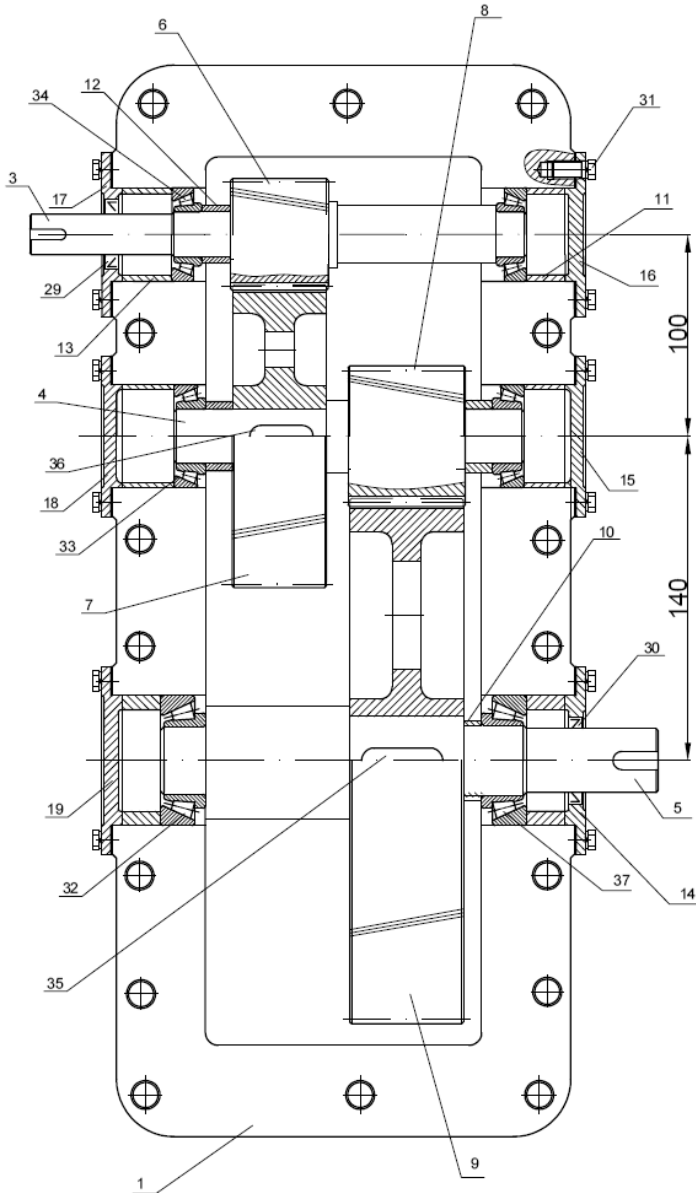
$$d_f = d - 2h_f$$

$$d_{f1} = 36,2 - 2 \cdot 1,85 = 32,5 \text{ mm}; \quad d_{f2} = 162,9 - 2 \cdot 2,26 = 158,38 \text{ mm}$$

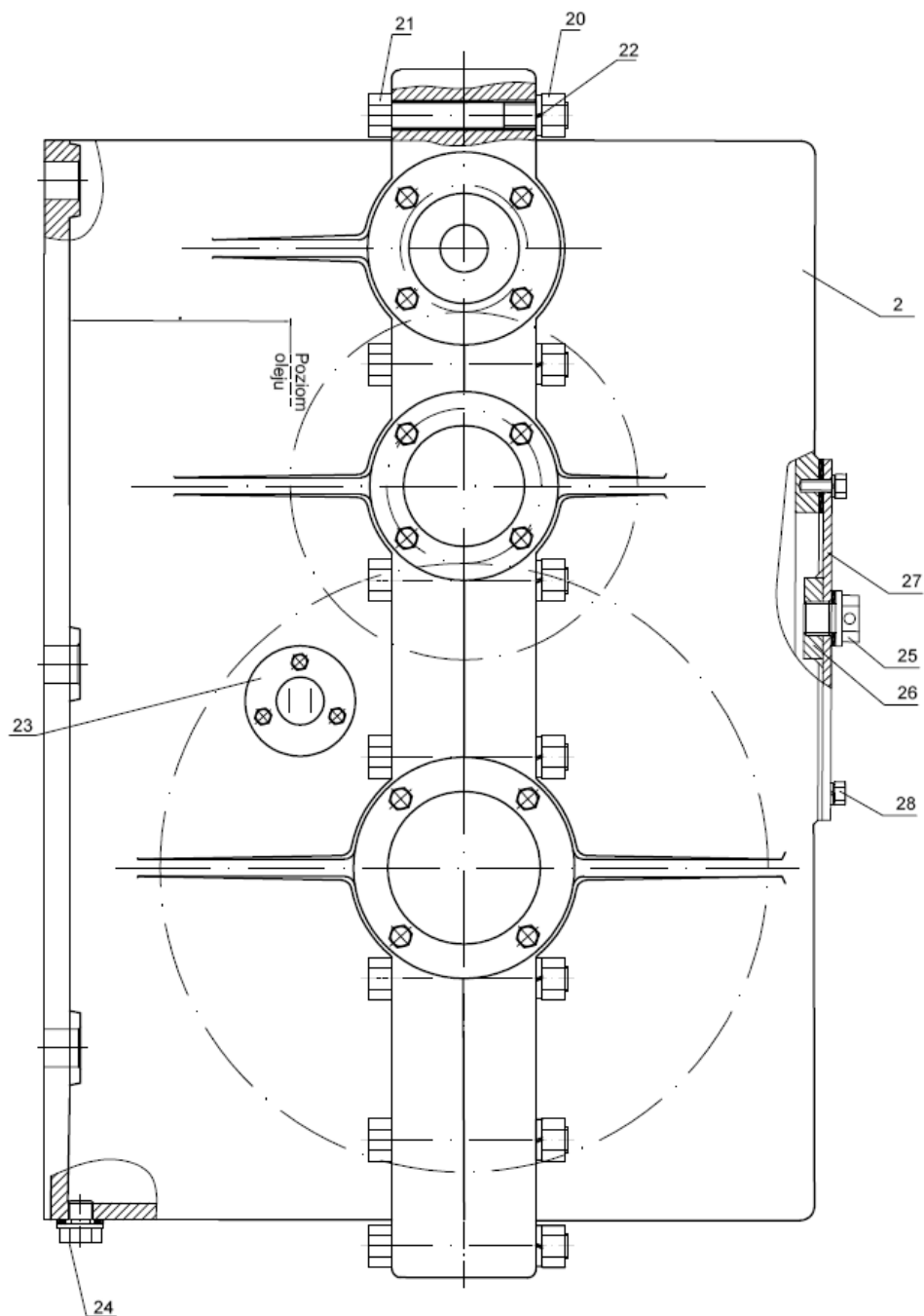
$$d_{f3} = 66,24 - 2 \cdot 1,18 = 63,88 \text{ mm}; \quad d_{f4} = 204,93 - 2 \cdot 2,13 = 200,68 \text{ mm}$$

10. Rysunek złożeniowy reduktora

Ze względu na duży format i na pożądaną lepszą czytelność, rysunek reduktora podzielono na trzy fragmenty zamieszczone na stronach 142 ÷ 144 (Rws. 11.01.a, b, c).



Rws. 11.01. a). Reduktor dwustopniowy walcowy.  
Przekrój płaszczyzną przechodzącą przez osie wałków reduktora



Rws. 11.01. b). Reduktor dwustopniowy walcowy. Widok z boku reduktora

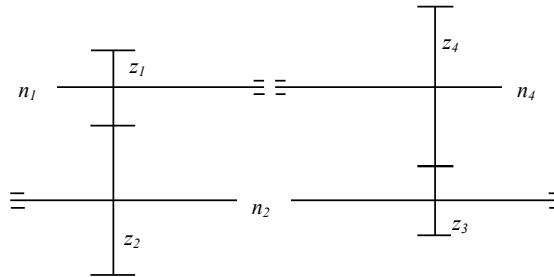
|   |                                    |             |               |                  |
|---|------------------------------------|-------------|---------------|------------------|
| 36  | Wpust pryzmatyczny 8x7             | 3           | PN-70/M-85005 |                  |
| 35  | Wpust pryzmatyczny 14x9            | 1           | PN-70/M-85005 |                  |
| 34  | Łożysko stożkowe 30205A            | 2           | PN-75/M-86220 |                  |
| 33  | Łożysko stożkowe 30207A            | 2           | PN-75/M-86220 |                  |
| 32  | Łożysko stożkowe 30210A            | 2           | PN-75/M-86220 |                  |
| 31  | Śruba M6x20-5.6-B                  | 12          | PN-85/M-82101 |                  |
| 30  | Pierścień uszczelniający A48x65x10 | 1           | PN-72/M-86964 |                  |
| 29  | Pierścień uszczelniający A24x40x10 | 1           | PN-72/M-86964 |                  |
| 28  | Śruba M6x15-5.6-B                  | 4           | PN-EN-24014   |                  |
| 27  | Pokrywka wlewu oleju               | 1           |               | S235             |
| 26  | Tulejka wlewu oleju                | 1           |               | S235             |
| 25  | Korek A M12x1,5                    | 1           | PN-66/M-73124 |                  |
| 24  | Śruba M12x75-5.6-B                 | 1           | PN-85/M-82101 |                  |
| 23  | Wskaźnik poziomu oleju             | 1           |               | Plexiglas        |
| 22  | Podkładka sprężysta 12,5           | 16          | PN-77/M-82008 |                  |
| 21  | Nakrętka M12-5-B                   | 16          | PN-86/M-82144 |                  |
| 20  | Śruba M12x75-5.6-B                 | 16          | PN-85/M-82101 |                  |
| 19  | Pokrywa 6                          | 1           |               | S235             |
| 18  | Pokrywa 5                          | 1           |               | S235             |
| 17  | Pokrywa 4                          | 1           |               | S235             |
| 16  | Pokrywa 3                          | 1           |               | S235             |
| 15  | Pokrywa 2                          | 1           |               | S235             |
| 14  | Pokrywa 1                          | 1           |               | S235             |
| 13  | Tuleja 4                           | 1           |               | S235             |
| 12  | Tuleja 3                           | 1           |               | S235             |
| 11  | Tuleja 2                           | 1           |               | S235             |
| 10  | Tuleja 1                           | 1           |               | S235             |
| 9   | Koło zębate z=99                   | 1           |               | 16MNCr5          |
| 8   | Koło zębate z=32                   | 1           |               | 16MNCr5          |
| 7   | Koło zębate z=90                   | 1           |               | 16MNCr5          |
| 6   | Koło zębate z=20                   | 1           |               | 16MNCr5          |
| 5   | Walek wyjściowy                    | 1           |               | E360             |
| 4   | Walek pośredni                     | 1           |               | 16MNCr5          |
| 3   | Walek wejściowy                    | 1           |               | 16MNCr5          |
| 2   | Płyta główna                       | 1           |               | EN-GJL-300       |
| 1   | Korpus                             | 1           |               | EN-GJL-300       |
| Nr  | Nazwa                              | Ilość       | Nr normy      | Materiał         |
| Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Włocławku |                                    | Konstruował |               | Mariusz Gapiński |
|   |                                    | Rysował     |               | Mariusz Gapiński |

Rws. 11.01. c). Reduktor dwustopniowy walcowy. Specyfikacja części reduktora wraz z materiałami



**Zadanie projektowe nr 11.2.**

Zaprojektować reduktor dwustopniowy walcowy o zębach prostych współosiowy (wg schematu) dla następujących danych: przenoszona moc  $N = 16$  kW, wejściowa prędkość obrotowa  $n_1 = 720$  obr/min, przełożenie całkowite  $u = 15,7$  a wymagany czas pracy 10 lat po 8h/dziennie. Na wałku wejściowym zastosować łożyska kulkowe skośne odmiany średniej a na pozostałych łożyska stożkowe (szczegółoły doboru łożysk pominąć).



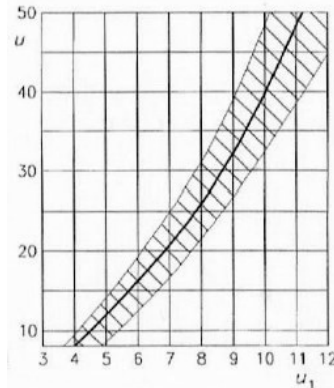
Rys. 11.8. Schemat kinematyczny reduktora

**Rozwiązanie**

1. Rozkład (podział) przełożenia w przekładniach wielostopniowych.

Z rysunku 11.9 przyjęto  $u_{12} = 5,8$

$$u_{34} = \frac{u}{u_{12}} = \frac{15,7}{5,8} = 2,7$$



Rys. 11.9. Podział przełożeń w dwustopniowych przekładniach współosiowych [1]

2. Dobór materiałów na koła zębate, określenie naprężeń dopuszczalnych.

2.1. Dobór materiału na koła zębate – z literatury [1, 2] przyjęto na wszystkie koła reduktora stal do nawęglania utwardzaną dyfuzyjnie 16MnCr5 o twardości boku zęba 720 HV, dla której:  $\sigma_{H\text{lim}} = 1630$  MPa i  $\sigma_{F\text{lim}} = 480$  MPa.

2.2. Wstępne określenie naprężeń dopuszczalnych:  $\sigma_{H P} = 0,8 \cdot \sigma_{H \text{ lim}} = 0,8 \cdot 1630 = 1304 \text{ MPa}$ ,  
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{F \text{ lim}} = 0,6 \cdot 480 = 288 \text{ MPa}$ .

3. Obliczenia przekładni  $z_1$ - $z_2$ .

3.1. Obliczenia kinematyczne przekładni  $z_1$ - $z_2$ .

3.1.1. Wstępne ustalenie średnicy podziałowej  $d_1$  zębника (mniejszego koła przekładni).

Dla stałych kół o zębach prostych, gdy  $z_1 > 14$ :

$$d_1 = 16240 \sqrt[3]{\frac{NK_H}{K\sigma_{HP}^2 n_1} \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}}$$

Dla wstępnych obliczeń przyjęto: współczynnik szerokości wieńca  $K = 1$ , współczynnik nacisków stykowych  $K_H$  równy współczynnikowi zastosowania  $K_A$  ( $K_A = 1.5$  z tablicy 11.1 - p. 3.1.1 zad. 11.1).

$$d_1 = 16240 \sqrt[3]{\frac{16 * 1,5}{1 * 1304^2 * 720} \frac{5,8 + 1}{5,8}} = 46,17 \text{ mm}$$

3.1.2. Wstępne określenie odległości osi kół zębatych  $a_{12}$ :

$$a_{12} = \frac{d_1}{2} \cdot (1 + u_{12}) = \frac{46,2}{2} \cdot (1 + 5,8) = 156,98 \text{ mm}$$

wg PN-93/M-88525 przyjęto  $a_{w12} = 165 \text{ mm}$ .

3.1.3. Ponowne określenie średnicy podziałowej  $d_1$  zębника dla przyjętej znormalizowanej odległości osi:

$$d_1 = \frac{2 \cdot a_{w12}}{1 + u_{12}} = \frac{2 \cdot 156,98}{1 + 5,8} = 46,17 \text{ mm}$$

3.1.4. Obliczenie wartości modułu.

Zgodnie z tabelą 11.2 zadania 11.1 p. 3.1.5. przyjęto liczbę zębów zębника  $z_1 = 16$  i obliczono moduł:

$$m_{12} = m_{n1} = \frac{d_1}{z_1} = \frac{46,17}{16} = 2,88 \text{ mm}$$

wg PN-ISO 54:2001 przyjęto znormalizowaną wartość  $m_{1,2} = m_{nl} = 3 \text{ mm}$

3.1.5. Obliczenie liczby zębów koła  $z_2$ :

$$z_2 = z_1 * u_{12} = 16 * 5,8 = 93$$

3.1.6. Obliczenie średnic podziałowych  $d_1$  i  $d_2$ :

$$d = z * m_n$$

$$d_1 = 16 * 3 = 48 \text{ mm}$$

$$d_2 = 93 * 3 = 279 \text{ mm}$$

3.1.7. Ponowne obliczenie odległości osi (rzeczywistej).

Dla zębów prostych:

$$a_{1,2} = 0,5(z_1 + z_2)m_n = 0,5*(16 + 93)*3 = 163,5 \text{ mm}$$

Przyjęto  $a_{w1,2} = 165$  [mm]

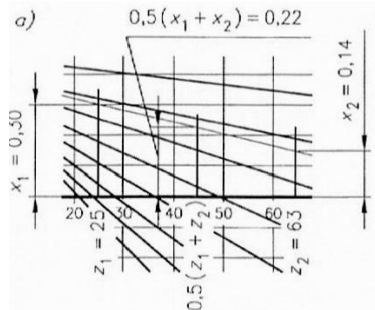
3.1.8. Określenie współczynników korekcji  $x_1$  i  $x_2$  kół  $z_1$  i  $z_2$ :

$$B_{r12} = \frac{a_{w1,2} - a_{1,2}}{a_{1,2}} = \frac{165 - 163,5}{163,5} = 0,009174$$

$$B_{p12} = B_{r12} \sqrt{1 + 7B_{r12}} = 0,009174 \sqrt{1 + 7 * 0,009174} = 0,009464$$

$$\Sigma x_{12} = x_1 + x_2 = 0,5B_p(z_1 + z_2) = 0,5 * 0,009464 * (16 + 93) = 0,5158$$

Do podziału współczynników korekcji wykorzystano ich zależność odwrotnie proporcjonalną do liczby zębów (rys. 11.10).



Rys. 11.10. Podział współczynników korekcji zależnością odwrotnie proporcjonalną do liczby zębów [1]

$$x_1 = (x_1 + x_2) \frac{z_2}{z_1 + z_2} = 0,5158 \frac{93}{16 + 93} = 0,4401$$

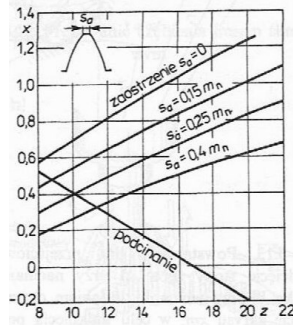
Z wykresu na rys. 11.11 stwierdzić można, iż nie występuje nadmierne zaostrenie zębów:

$$x_2 = \Sigma x - x_1 = 0,5158 - 0,4401 = 0,0757$$

Współczynnik skrócenia głowy zęba wyniesie:

$$k_{I2} = 0,5 (B_p - B_r)(z_1 + z_2) = 0,5*(0,009464 - 0,009174)(16 + 93) = 0,016 < 0,1$$

Ponieważ  $k_{I2} < 0,1$ , dlatego współczynnika nie uwzględniamy w dalszych obliczeniach.



Rys. 11.11. Możliwość zaostrowania i podcinania zębów spowodowane korekcją [1, 2]

3.1.9. Określenie wymiarów kół zębatych przekładni  $z_1$ - $z_2$  (przyjęcie  $y=1$  i  $\alpha=20^\circ$ ):

$$h_a = m_{1,2}*(y + x)$$

$$h_{a1} = 3*(1 + 0,4401) = 4,32 \text{ mm}$$

$$h_{a2} = 3*(1+0,0757) = 3,23 \text{ mm}$$

$$d_a = z*m_{1,2} + 2*ha$$

$$d_{a1} = 16*3 + 2*4,32 = 56,64 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 93*3 + 2*3,23 = 285,46 \text{ mm}$$

$$d_b = d * \cos\alpha$$

$$d_{b1} = 48*\cos 20^\circ = 45,1 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = 279*\cos 20^\circ = 262,17 \text{ mm}$$

$$r_{a1} = 0,5*56,64 = 28,32 \text{ mm}$$

$$r_{a2} = 0,5*285,46 = 142,73 \text{ mm}$$

$$r_{b1} = 0,5* 47,71 = 22,55 \text{ mm}$$

$$r_{b2} = 0,5*262,17 = 131,09 \text{ mm}$$

Szerokość wieńca:

$$b' \approx d_1 = 48 \text{ mm lub } b'' = \lambda * m_n$$

Po uwzględnieniu danych z tabeli 11.9 ostatecznie:

$$b_{12} = 48 \text{ mm}$$

Tabela 11.9. Wartości współczynnika szerokości wieńca [wg 1]

| Wykonanie, łożyskowanie  | $\lambda_{max}$ |
|--|-----------------|
| Bardzo dokładne wykonanie i łożyskowanie, sztywna obudowa i wały   | 30 ÷ 40         |
| Średnio dokładne wykonanie, dobre łożyskowanie w skrzynkach        | 25              |
| Średnio dokładne wykonanie, łożyskowanie w konstrukcjach stalowych | 15              |
| Wykonanie niezbyt dokładne, koła wysięgnikowe                      | 10              |
| Koła starannie odlewane i dość starannie łożyskowane               | 10              |

3.1.10. Obliczenie kąta przyporu po skorygowaniu przekładni  $z_1$ - $z_2$ :

$$\cos \alpha_{w12} = \frac{a * \cos \alpha}{\alpha_{w12}} = \frac{163,5 * \cos 20^\circ}{165} = 0,9311$$

$$\alpha_{w12} = 21^\circ 39'$$

3.1.11. Obliczenie wskaźnika ząbienia przekładni  $z_1$ - $z_2$ :

$$\varepsilon_{s12} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_{w12} * \sin \alpha_{w12}}{\pi * m_{n1} * \cos \alpha} = 1,43 > 1,4$$

Wniosek: ząbienie przekładni jest poprawne.

3.2. Obliczenia wytrzymałościowe przekładni  $z_1$ - $z_2$ .

3.2.1. Obliczenie momentów obrotowych  $M_1$  zębnika i  $M_2$  współpracującego z nim koła zębatego:

$$M_1 = 9550 \frac{N}{n_1} = 9550 \frac{16}{720} = 212,22 \text{ Nm}$$

$$M_2 = M_1 * u_1 = 212,22 * 5,8 \text{ Nm} = 1230,88 \text{ Nm}$$

3.2.2. Obliczenie nominalnej siły obwodowej  $P_{12}$  przekładni  $z_1$ - $z_2$ :

$$P_{12} = \frac{2000 M_1}{d_1} = \frac{2000 * 212,22}{48} = 8842,5 \text{ N}$$

3.2.3. Obliczenie przybliżonej wartości prędkości rezonansowej  $n_{E112}$  i sprawdzenie warunku rezonansowego:

$$n_{E112} = 2,1 * 10^7 \frac{\cos\beta}{z_1^2 * m_{12}} * \frac{u_{12} + 1}{u_{12}} = 2,1 * 10^7 \frac{\cos 0}{16^2 * 3} * \frac{5,8 + 1}{5,8} = 32058 \text{ obr/min}$$

Spełniona jest zależność  $n_1 = 720 \text{ obr/min} < 0,7 * n_{E112} = 22440 \text{ obr/min}$ .

3.2.4. Obliczenie wskaźnika obciążenia jednostkowego  $q_{12}$

$$q_{12} = \frac{P_{12} * K_A}{b_{12}} = \frac{8360,06 * 1,5}{48} = 276,33 \text{ N/mm}$$

3.2.5. Obliczenie prędkości obwodowej zębika  $v_1$ :

$$v_1 = \frac{\pi * d_1 * n_1}{60000} = \frac{3,14 * 50,77 * 720}{60000} = 1,8 \text{ m/s}$$

3.2.6. Obliczenie wskaźnika prędkości przekładni  $W_{12}$ :

$$W_{12} = \frac{z_1 * v_1}{100} \sqrt{\frac{u_{12}^2}{u_{12}^2 + 1}} = \frac{16 * 1,8}{100} \sqrt{\frac{5,8^2}{5,8^2 + 1}} = 0,28 \text{ m/s}$$

3.2.7. Obliczenie współczynnika dynamicznego  $K_{v12}$ :

$$K_{v12} = 1 + \left( \frac{K_1}{q_{12}} + K_2 \right) W_{12}$$

Z tabeli 11.4 p. 3.2.7 zadanie 11.1, dla zębów prostych i 6 klasy dokładności wykonania koła przyjęto  $K_1 = 14,9$  oraz  $K_2 = 0,0193$ .

$$K_{v12} = 1 + \left( \frac{14,9}{276,33} + 0,0193 \right) 0,28 = 1,02$$

3.2.8. Określenie współczynników eksploatacyjnych  $K_{Fa12}$  i  $K_{Ha12}$ :

Korzystając z tabeli 11.5 w p. 3.2.8 w zadaniu 11.1 określono wartość współczynników  $K_{Fa}$  i  $K_{Ha}$  dla utwardzonych zębów skośnych, klasy dokładności 6 i wartości obciążenia  $q > 100 \text{ N/mm}$ , współczynniki te przyjmują następujące wartości;  $K_{Fa12} = 1$ ;  $K_{Ha12} = 1$ .

3.2.9. Obliczenie współczynnika nierównomierności rozkładu nacisku stykowych wzdłuż linii zęba  $K_{H\beta 12}$ :

$$K_{H\beta 12} = A_1 + 0,31 \left( \frac{b_{12}}{d_1} \right)^2 + A_2 * 10^{-4} * b_{12}$$

Z tabeli 11.6 w p. 3.2.9 w zadaniu 11.1 przyjęto:  $A_1 = 1,05$  i  $A_2 = 3,8$

$$K_{H\beta 12} = 1,05 + 0,31 \left( \frac{48}{48} \right)^2 + 3,8 * 10^{-4} * 48 = 1,38$$

3.2.10. Obliczenie współczynnika nierównomierności rozkładu obciążenia zginającego wzdłuż linii zęba  $K_{F\beta 12}$ .

a) Obliczenie wartości pomocniczej  $N_{F12}$ :

$$N_{F12} = \frac{\left( \frac{b_{12}}{h_{12}} \right)^2}{1 + \frac{b_{12}}{h_{12}} + \left( \frac{b_{12}}{h_{12}} \right)^2}$$

b) Wartość  $b/h$  wyznaczono z poniższego wzoru:

$$\frac{b_{12}}{h_{12}} = \frac{48}{2,25 * 3} = 7,11$$

$$N_{F12} = \frac{(7,11)^2}{1 + 7,11 + (7,11)^2} = 0,86$$

c) Obliczenie współczynnika  $K_{F\beta}$ :

$$K_{F\beta 12} = K_{H\beta 12}^{N_{F12}} = 1,38^{0,86} = 1,32$$

3.2.11. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na nacisk stykowy.

3.2.11.1. Wyznaczenie współczynnika geometrii stykających się zębów  $Z_{H12}$ :

$$Z_{H12} = \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha_w * \cos \alpha_w}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 21,39^\circ * \cos 21,39^\circ}} = 2,43$$

3.2.11.2. Określenie współczynnika właściwości materiałów  $Z_{E12}$  z tabeli 11.7 p.3.2.11.2 w zadaniu 11.1:

$$Z_{E12} = 189,8 \text{ MPa}^{1/2}$$

3.2.11.3. Określenie współczynnika stopnia pokrycia  $Z_{\epsilon 12}$ :

$$Z_{\epsilon 12} = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_{\alpha 12}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,43}{3}} = 0,91$$

3.2.11.4. Obliczenie współczynnika pochylenia linii śrubowej  $Z_{\beta 12}$ :

$$Z_{\beta 12} = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 0^\circ} = 1$$

3.2.11.5. Określenie współczynnika trwałości  $Z_{NT12}$ :

$$n_{t12} = 60n_1\tau$$

Ponieważ przekładnia pracuje 10 lat (360 dni w roku) przez 8h:

$$n_{t12} = 60 \cdot 720 \cdot 10 \cdot 360 \cdot 8 = 1,24 \cdot 10^9$$

korzystając z rysunku 11.3 p. 3.2.11.5 w zadaniu 11.1 wyznaczono wartość  $Z_{NT12}$

$$Z_{NT12} = Y_{NT12} = 1,0$$

3.2.11.6. Określenie współczynnika smarowania  $Z_{L12}$ , chropowatości powierzchni  $Z_{I2R}$  i szybkości pracy przekładni  $Z_{V12}$ .

Dla kół docieranych lub szlifowanych, gdy  $Rz \leq 4 \mu\text{m}$   $Z_{L12}Z_{I2R}Z_{V12} = 1$ .

3.2.11.7. Określenie współczynnika twardości powierzchni.

Ponieważ  $HB > 470 \text{ MPa}$ , dlatego współczynnik  $Z_{w12} = 1$ .

3.2.11.8. Określenie współczynnika wielkości  $Z_{x12}$ .

Wartość odczytana z rysunku 11.4 p. 3.2.11.8 w zadaniu 11.1 - dla kół stalowych hartowanych powierzchniowo wynosi  $Z_{x12} = 1$ .

3.2.11.9. Obliczenie współczynnika bezpieczeństwa na nacisk stykowy  $S_{H12}$ :

$$S_{H12} = \frac{\sigma_{Hlim}}{Z_{H12}Z_{E12}Z_{\epsilon12}Z_{\beta12}\sqrt{\frac{P_{12}}{b_{12}d_1} \cdot \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}}} \cdot \frac{Z_{NT12}Z_{L12}Z_{R12}Z_{v12}Z_{w12}Z_{x12}}{\sqrt{K_{A12}K_{v12}K_{H\beta12}K_{H\alpha12}}}$$

$$S_{H12} = \frac{1630}{2,43 \cdot 189,8 \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{5,8+1}{5,8}} \sqrt{\frac{8842,5}{48 \cdot 48}}} \cdot \frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{\sqrt{1,5 \cdot 1,02 \cdot 1,38 \cdot 1}} = 1,3$$

3.2.11.10. Przyjęcie wartości  $S_{Hmin12}$ :

$$S_{Hmin12} = 1,1 \div 1,5$$

Przyjęto:  $S_{Hmin12} = 1,2$ .

3.2.11.11. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa:

$$S_{H12} = 1,3 > S_{Hmin12} = 1,2$$

Przekładnia  $z_1$ - $z_2$  wytrzymuje naciski stykowe.



3.2.12. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na zginanie  $S_{F12}$ :

3.2.12.1. Określenie współczynnika łącznego wpływu kształtu zęba i karbu  
 $Y_{FS12} = Y_{Fa12} Y_{Sl2\alpha}$ .

Z wykresu (rys. 11.5) p. 3.2.12.1 w zadaniu 11.1 wyznaczono wartość:  $Y_{FS12} = Y_{Fa12} Y_{Sl2\alpha} = 4,12$ .

3.2.12.2. Określenie współczynnika wrażliwości materiału na działanie karbu  $Y_{\delta relT12}$ :

$$Y_{\delta relT12} = 1,0 \text{ dla } q_s > 1,5$$

3.2.12.3. Określenie współczynnika pochylenia linii śrubowej  $Y_{\beta12}$ .

Przyjęto  $\varepsilon_\beta = 1$  dla  $\beta = 0^\circ$

$$Y_{\beta12} = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} = 1 - 1 \frac{0}{120} = 1,0$$

3.2.12.4. Określenie współczynnika pokrycia  $Y_\varepsilon$ :

$$Y_{\varepsilon12} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \cos^2 0 = 0,25 + \frac{0,75}{1,43} 1 = 0,77$$

3.2.12.5. Określenie współczynnika chropowatości  $Y_{RrelT12}$ :

Z wykresu (rys. 11.6) p. 3.2.12.5 w zadaniu 11.1 dla stali hartowanej (linia 2) i  $Rz = 2 \mu\text{m}$  wyznaczono  $Y_{RrelT12} = 1,05$ .

3.2.12.6. Określenie współczynnika wielkości  $Y_{x12}$ .

Z wykresu (rys. 11.7) p. 3.2.12.6 w zadaniu 11.1 dla stali hartowanej (linia 2) i  $m < 10 \text{ mm}$  wyznaczono  $Y_{x12} = 1$ .

3.2.12.7. Obliczenie współczynnika bezpieczeństwa na zginanie  $S_{F12}$ :

$$S_{F12} = \frac{\sigma_{Flim}}{\frac{P_{12}}{b_{12} m_{n1}} K_{A12} K_{v12} K_{F\beta12} K_{F\alpha12}} \cdot \frac{Y_{ST12} Y_{NT12} Y_{\delta relT12} Y_{RrelT12} Y_{x12}}{Y_{Fa12} Y_{S\alpha12} Y_{\varepsilon12} Y_{\beta12}}$$

$$S_{F12} = \frac{460}{\frac{8842,5}{48 \cdot 3} \cdot 1,5 \cdot 1,02 \cdot 1,32 \cdot 1} \cdot \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1}{4,12 \cdot 0,77 \cdot 1} = 2,88$$

3.2.12.8. Przyjęcie wartości  $S_{Fmin12}$ :

$$S_{Fmin12} = 1,5$$

3.2.12.9. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa:

$$S_{F12} = 2,88 \geq S_{Flim 12} = 1,5$$

Powyższa nierówność oznacza, iż zęby przekładni wytrzymują obciążenia na zginanie.

3.3. Sprawdzenie zębów przekładni  $z_1$ - $z_2$  na zagrzanie.

3.3.1. Obliczenie mocy tarcia  $N_T$  dla  $\alpha = 20^\circ$ :

$$N_{T12} = \frac{N(1 + \frac{1}{u_{12}})}{7z_1} = \frac{16 \cdot (1 + \frac{1}{5,8})}{7 \cdot 16} = 0,167 \text{ kW}$$

3.3.2. Obliczenie współczynnika pewności na zgrzewanie:

$$x_{T12} = \frac{z_1 m_n b}{1000 N_T} = \frac{16 \cdot 3 \cdot 48}{1000 \cdot 0,167} = 13,8$$

3.3.3. Sprawdzenie warunku na zagrzanie:

$$X_{T12} = 13,8 \geq x_{Tmin} = 1$$

Przekładnia z dużym zapasem jest odporna na zagrzanie.

4. Obliczenia przekładni  $z_3$ - $z_4$ .

4.1. Obliczenia kinematyczne przekładni  $z_3$ - $z_4$ .

4.1.1. Obliczenie prędkości obrotowej zębnika (mniejszego koła przekładni):

$$n_3 = n_2 = \frac{n_1}{u_{1,2}} = \frac{720}{5,8} = 124,14 \text{ obr/min}$$

4.1.2. Wstępne ustalenie średnicy podziałowej  $d_3$  zębnika (mniejszego koła przekładni).

Dla stalowych kół o zębach prostych, gdy  $z_3 > 14$  oraz dla wstępnych obliczeń przyjęto: współczynnik szerokości wieńca  $K = 1$ , współczynnik nacisków stykowych  $K_H$  równy współczynnikowi zastosowania  $K_A$  ( $K_A = 1,5$  z tabeli 11.1 - p. 3.1.1 w zadaniu 11.1).

$$d_3 = 16240 \sqrt[3]{\frac{NK_H}{K\sigma_{HP}^2 n_3} \frac{u_{34} + 1}{u_{34}}} = 16240 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,5}{1 \cdot 1304^2 \cdot 124,14} \frac{2,7 + 1}{2,7}} = 87,39 \text{ mm}$$

4.1.3. Wstępne określenie odległości osi kół zębatych  $a_{34}$ :

$$a_{34} = \frac{d_3}{2} \cdot (1 + u_{34}) = \frac{87,39}{2} \cdot (1 + 2,7) = 161,67 \text{ mm}$$

przyjęto  $a_{w34} = 165 \text{ mm}$ .

4.1.4. Ponowne określenie średnicy podziałowej  $d_3$  zębника dla przyjętej znormalizowanej odległości osi:

$$d_3 = \frac{2 \cdot a_{w34}}{1 + u_{34}} = \frac{2 \cdot 165}{1 + 2,7} = 89,19 \text{ mm}$$

4.1.5. Obliczenie wartości modułu.

Zgodnie z tabelą 11.2 w zadaniu 11.1 p. 3.1.4. przyjęto liczbę zębów zębника  $z_3 = 18$  i obliczono moduł:

$$m_{34} = m_{n3} = \frac{d_3}{z_3} = \frac{89,19}{18} = 4,955 \text{ mm}$$

wg PN-ISO 54:2001 przyjęto znormalizowaną wartość  $m_{34} = m_{n3} = 5 \text{ mm}$

4.1.6. Obliczenie liczby zębów koła  $z_4$ :

$$z_4 = z_3 \cdot u_{34} = 18 \cdot 2,7 \approx 48$$

4.1.7. Obliczenie średnic podziałowych  $d_3$  i  $d_4$ :

$$d = z \cdot m_n$$

$$d_3 = 18 \cdot 5 = 90 \text{ mm}$$

$$d_4 = 48 \cdot 5 = 240 \text{ mm}$$

4.1.8. Ponowne obliczenie odległości osi  $a_{w34}$  (rzeczywistej).

Dla zębów prostych:

$$a_{34} = 0,5(z_3 + z_4)m_{n3} = 0,5(18 + 48) \cdot 5 = 165,0 \text{ mm}$$

Przyjęto  $a_{w34} = 165 \text{ [mm]} = a_{w12}$

Przekładnia nie wymaga korekcji  $x_f = x_2 = 0$ .

4.1.9. Określenie wymiarów kół zębatych przekładni  $z_3$ - $z_4$  (przyjęcie  $y = 1$  i  $\alpha = 20^\circ$ ):

$$h_a = m_{34} \cdot (y + x)$$

$$h_{a3} = 5 \cdot (1 + 0) = 5,0 \text{ mm}$$

$$h_{a4} = 5 \cdot (1 + 0) = 5,0 \text{ mm}$$

$$d_a = z \cdot m_{34} + 2 \cdot h_a$$

$$d_{a3} = 18 \cdot 5 + 2 \cdot 5 = 100,0 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = 48 \cdot 5 + 2 \cdot 5 = 250,0 \text{ mm}$$

$$d_b = d \cdot \cos\alpha$$

$$d_{b3} = 90 \cdot \cos 20^\circ = 84,57 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = 240 \cdot \cos 20^\circ = 225,52 \text{ mm}$$

$$r_{a3} = 0,5 \cdot 100,0 = 50,0 \text{ mm}$$

$$r_{a4} = 0,5 \cdot 250,0 = 125,0 \text{ mm}$$

$$r_{b3} = 0,5 \cdot 47,71 = 42,28 \text{ mm}$$

$$r_{b4} = 0,5 \cdot 262,17 = 112,76 \text{ mm}$$

Szerokość wieńca:

$$b' \approx d_3 = 90 \text{ mm} \text{ lub } b'' = \lambda \cdot m_n$$

Ostatecznie, w zgodzie z tabelą 11.9 w p. 3.1.4 w zadaniu 11.1 przyjęto:

$$b_{34} = 90 \text{ mm}$$

4.1.10. Obliczenie kąta przyporu (nie było korekcy przekładni  $z_3$ - $z_4$ ):

$$\alpha_{w34} = \alpha = 20^\circ$$

4.1.11. Obliczenie wskaźnika zazębienia przekładni  $z_3$ - $z_4$ :

$$\varepsilon_{s34} = \frac{\sqrt{r_{a3}^2 - r_{b3}^2} + \sqrt{r_{a4}^2 - r_{b4}^2} - a_{w34} \cdot \sin\alpha_{w34}}{\pi \cdot m_{n3} \cdot \cos\alpha} = 1,64 > 1,4$$

Wniosek: zazębienie przekładni jest poprawne.

4.2. Obliczenia wytrzymałościowe przekładni  $z_3$ - $z_4$ .

4.2.1. Obliczenie momentów obrotowych  $M_3$  zębnika i  $M_4$  współpracującego z nim koła zębatego:

$$M_3 = M_2 = 9550 \frac{N}{n_3} = 9550 \frac{16}{124,13} = 1231,0 \text{ Nm}$$

$$M_4 = M_3 \cdot u_{34} = 1230,88 \cdot 2,7 \text{ Nm} = 3323,6 \text{ Nm}$$

4.2.2. Obliczenie nominalnej siły obwodowej  $P_{34}$  przekładni  $z_3$ - $z_4$ :

$$P_{34} = \frac{2000 M_3}{d_3} = \frac{2000 \cdot 1231}{90} = 27355 \text{ N}$$

4.2.3. Obliczenie przybliżonej wartości prędkości rezonansowej  $n_{E134}$  i sprawdzenie warunku rezonansowego:

$$n_{E134} = 2,1 * 10^7 \frac{\cos\beta}{z_3^2 * m_{34}} * \frac{u_{34} + 1}{u_{34}} = 2,1 * 10^7 \frac{\cos 0}{18^2 * 5} * \frac{2,7 + 1}{2,7} = 17764 \text{ obr/min}$$

Spełniona jest zależność  $n_3 = 214 \text{ obr/min} < 0,7 * n_{E134} = 12435 \text{ obr/min}$

4.2.4. Obliczenie wskaźnika obciążenia jednostkowego  $q_3$ :

$$q_3 = \frac{P_{34} * K_A}{b_{34}} = \frac{27355 * 1,5}{90} = 455,9 \text{ N/mm}$$

4.2.5. Obliczenie prędkości obwodowej zębika  $v_3$ :

$$v_3 = \frac{\pi * d_3 * n_3}{60000} = \frac{3,14 * 90 * 214,13}{60000} = 0,58 \text{ m/s}$$

4.2.6. Obliczenie wskaźnika prędkości przekładni  $W_{34}$ :

$$W_{34} = \frac{z_3 * v_3}{100 \sqrt{u_{34}^2}} = \frac{18 * 0,58}{100 \sqrt{2,7^2 + 1}} = 0,1 \text{ m/s}$$

4.2.7. Obliczenie współczynnika dynamicznego  $K_{v34}$ :

$$K_{v34} = 1 + \left( \frac{K_1}{q_3} + K_2 \right) W_{34}$$

Z tabeli 11.4 p. 3.2.7 zadania 11.1, dla zębów prostych i 6 klasy dokładności wykonania koła przyjęto  $K_1 = 14,9$  oraz  $K_2 = 0,0193$ .

$$K_{v34} = 1 + \left( \frac{14,9}{455,9} + 0,0193 \right) 0,1 = 1,01$$

4.2.8. Określenie współczynników eksploatacyjnych  $K_{F34}$  i  $K_{H34}$ .

Korzystając z tabeli 11.5, p.3.2.8 w zadaniu 11.1 określono wartość współczynników  $K_{F34}$  i  $K_{H34}$  dla utwardzonych zębów skośnych, klasy dokładności 6 i wartości obciążenia  $q_{34} > 100 \text{ N/mm}$ , współczynniki te przyjmują następujące wartości;  $K_{Fa34} = 1$ ;  $K_{Ha34} = 1$ .

4.2.9. Obliczenie współczynnika nierównomierności rozkładu nacisku stykowych wzdłuż linii zęba  $K_{H\beta34}$ :

$$K_{H\beta34} = A_1 + 0,31 \left( \frac{b_{34}}{d_3} \right)^2 + A_2 * 10^{-4} * b_{34}$$

Z tabeli 11.6, p.3.2.9 w zadaniu 11.1 przyjęto:  $A_1 = 1,05$  i  $A_2 = 3,8$ :

$$K_{H\beta} = 1,05 + 0,31 * \left(\frac{90}{90}\right)^2 + 3,8 * 10^{-4} * 48 = 1,39$$

4.2.10. Obliczenie współczynnika nierównomierności rozkładu obciążenia zginającego wzdłuż linii zęba  $K_{F\beta 34}$ .

a) Obliczenie wartości pomocniczej  $N_{F34}$ :

$$N_{F34} = \frac{\left(\frac{b_{34}}{R_{34}}\right)^2}{1 + \frac{b_{34}}{h_{34}} + \left(\frac{b_{34}}{h_{34}}\right)^2}$$

b) Wartość  $b/h$  wyznaczono z poniższego wzoru:

$$\frac{b_{34}}{h_{34}} = \frac{90}{2,25 * 5} = 8,0$$

$$N_{F34} = \frac{(8)^2}{1 + 8 + (8)^2} = 0,88$$

c) Obliczenie współczynnika  $K_{F\beta 34}$ :

$$K_{F\beta 34} = K_{H\beta 34}^{N_{F34}}$$

$$K_{F\beta 34} = 1,39^{0,88} = 1,34$$

4.2.11. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na nacisk stykowy.

4.2.11.1. Wyznaczenie współczynnika geometrii stykających się zębów  $Z_{H34}$ :

$$Z_{H34} = \sqrt{\frac{2}{\sin\alpha_w * \cos\alpha_w}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 20^\circ * \cos 20^\circ}} = 2,49$$

4.2.11.2. Określenie współczynnika właściwości materiałów  $Z_{E34}$  z tabeli 11.7 w p. 3.2.11.2 zadania 11.

$$Z_{E34} = 189,8 \text{ MPa}^{1/2}$$

4.2.11.3. Określenie współczynnika stopnia pokrycia  $Z_{\epsilon 34}$ :

$$Z_{\epsilon 34} = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_{\alpha 34}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,64}{3}} = 0,89$$

4.2.11.4. Obliczenie współczynnika pochylenia linii śrubowe  $Z_{\beta 34}$ :

$$Z_{\beta 34} = \sqrt{\cos\beta} = \sqrt{\cos 0^\circ} = 1$$

4.2.11.5. Określenie współczynnika trwałości  $Z_{NT34}$ :

$$n_{t34} = 60n_3\tau$$

Ponieważ przekładnia pracuje 10 lat (360 dni w roku) przez 8h:

$$n_{t34} = 60 * 214,13 * 10 * 360 * 8 = 2,14 * 10^8$$

Korzystając z rysunku 11.3, p. 3.2.11.5 w zadaniu 11.1 wyznaczono wartość  $Z_{NT34}$

$$Z_{NT34} = Y_{NT34} = 1,0$$

4.2.11.6. Określenie współczynnika smarowania  $Z_{L34}$ , chropowatości powierzchni  $Z_{R34}$  i szybkości pracy przekładni  $Z_{V34}$ .

Dla kół docieranych lub szlifowanych, gdy  $Rz \leq 4 \mu\text{m}$   $Z_{L34}Z_{R34}Z_{V34} = 1$ .

4.2.11.7. Określenie współczynnika twardości powierzchni.

Ponieważ  $HB > 470 \text{ MPa}$ , dlatego współczynnik  $Z_{w34} = 1$ .

Odczytana z rysunku 11.4, p. 3.2.11.8 w zadaniu 11.1 - dla kół stalowych hartowanych powierzchniowo wynosi  $Z_{x34} = 1$ .

4.2.11.8. Obliczenie współczynnika bezpieczeństwa na nacisk stykowy  $S_{H34}$ :

$$S_{H34} = \frac{\sigma_{Hlim}}{Z_{H34}Z_{E34}Z_{\epsilon34}Z_{\beta34}\sqrt{\frac{P_{34}}{b_{34}d_3} \cdot \frac{u_{34} + 1}{u_{34}}}} \cdot \frac{Z_{NT34}Z_{L34}Z_{R34}Z_{V34}Z_{W34}Z_{x34}}{\sqrt{K_{A34}K_{V34}K_{H\beta34}K_{H\alpha34}}}$$

$$S_{H34} = \frac{1630}{2,49 * 189,8 * 0,89 * 1 \sqrt{\frac{2,7+1}{2,7}} \sqrt{\frac{27355}{90 * 90}}} * \frac{1 * 1 * 1 * 1}{\sqrt{1,5 * 1,01 * 1,39 * 1}} = 1,2$$

4.2.11.9. Przyjęcie wartości  $S_{Hlim34}$ :

$$S_{Hmin34} = 1,1 \div 1,5$$

Przyjęto:  $S_{Hmin34} = 1,1$ .

4.2.11.10. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa:

$$S_{H34} = 1,2 > S_{Hmin34} = 1,1$$

Wniosek: przekładnia  $z_3$ - $z_4$  wytrzymałe naciski stykowe.

4.2.12. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na zginanie  $S_{F34}$ .

4.2.12.1. Określenie współczynnika łącznego wpływu kształtu zęba i karbu  $Y_{FS} = Y_{Fa}Y_{Sa}$ .

Z wykresu (rys. 11.5) p. 3.2.12.1 w zadaniu 11.1 wyznaczono wartość:  $Y_{FS34} = Y_{Fa}Y_{Sa} = 4,12$ .

4.2.12.2. Określenie współczynnika wrażliwości materiału na działanie karbu  $Y_{\delta relT34}$ :

$$Y_{\delta relT34} = 1,0 \text{ dla } q_s > 1,5$$

4.2.12.3. Określenie współczynnika pochylenia linii śrubowej  $Y_{\beta34}$ :

Przyjęto  $\varepsilon_\beta = 1$  dla  $\beta = 0^\circ$

$$Y_{\beta34} = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} = 1 - 1 \frac{0}{120} = 1,0$$

4.2.12.4. Określenie współczynnika pokrycia  $Y_{\varepsilon34}$ :

$$Y_{\varepsilon34} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \cos^2 0 = 0,25 + \frac{0,75}{1,64} 1 = 0,71$$

4.2.12.5. Określenie współczynnika chropowatości  $Y_{RrelT34}$ .

Z wykresu (rys. 11.6) p. 3.2.12.5 w zadaniu 11.1 dla stali hartowanej (linia 2) i  $Rz = 2 \mu\text{m}$  wyznaczono  $Y_{RrelT34} = 1,05$ .

4.2.12.6. Określenie współczynnika wielkości  $Y_{x34}$ .

Z wykresu (rys. 11.7) p. 3.2.12.6 w zadaniu 11.1, dla stali hartowanej (linia 2) i  $m < 10 \text{ mm}$  wyznaczono  $Y_{x34} = 1$ .

4.2.12.7. Obliczenie współczynnika bezpieczeństwa na zginanie  $S_{F34}$ :

$$S_{F34} = \frac{\sigma_{Flim}}{\frac{P}{bm_n} K_{A34} K_{v34} K_{F\beta34} K_{F\alpha34}} \cdot \frac{Y_{ST34} Y_{NT34} Y_{\delta relT34} Y_{RrelT34} Y_{x34}}{Y_{Fa34} Y_{Sa34} Y_{\varepsilon34} Y_{\beta34}}$$

$$S_{F34} = \frac{460}{\frac{27355}{90 \cdot 5} \cdot 1,5 \cdot 1,01 \cdot 1,32 \cdot 1} \cdot \frac{2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1}{4,12 \cdot 0,71 \cdot 1} = 2,69$$

4.2.12.8 Przyjęcie wartości  $S_{Fmin34}$ :

$$S_{Fmin34} = 1,5$$

4.2.12.9 Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa:

$$S_{F34} = 2,69 \geq S_{Fmin34} = 1,5$$

Powyższa nierówność oznacza, iż zęby przekładni  $z_3$ - $z_4$  wytrzymują obciążenia na zginanie.



4.3. Sprawdzenie zębów przekładni  $z_3$ - $z_4$  na zagrzenie.

4.3.1. Obliczenie mocy tarcia  $N_{T34}$  dla  $\alpha = 20^\circ$ :

$$N_{T34} = \frac{N(1 + \frac{1}{u_{34}})}{7z_3} = \frac{16 \cdot (1 + \frac{1}{2,7})}{7 \cdot 18} = 0,17 \text{ kW}$$

4.3.2. Obliczenie współczynnika pewności na zagrzenie  $x_{T34}$ :

$$x_{T34} = \frac{z_3 m_{n3} b}{1000 N_T} = \frac{18 \cdot 5 \cdot 90}{1000 \cdot 0,17} = 46,55$$

4.3.3. Sprawdzenie warunku na zagrzenie:

$$x_{T34} = 46,55 \geq x_{Tmin} = 1$$

Przekładnia z dużym zapasem jest odporna na zagrzenie.

5. Dobór rodzaju smarowania:

Tabela 11.10. Rodzaje smarowania w zależności od  $v$  [2]

| $v$ [m/s]  | System smarowania   |
|------------|---|
| do 0,8     | Smar plastyczny   |
| 0,8 ÷ 4,0  | Smar plastyczny - przy małych liczbach obrotów<br>Przez zanurzenie - przy dużych liczbach obrotów |
| 4,0 ÷ 12,0 | Przez zanurzenie  |
| ponad 12   | Przez natryskiwanie   |

Dla  $v = 1,8$  m/s przyjęto smarowanie przez zanurzenie.

6. Dobór lepkości oleju:

$$C = \frac{P_{34}}{10bp_t} = \frac{P_{34} \cos\beta}{10b\pi m_n}$$

$$c = \frac{27355 \cdot \cos 0^\circ}{10 \cdot 90 \cdot 3,14 \cdot 5} = 1,94$$

Tabela 11.11. Dobór lepkości oleju przekładniowego [wg 2]

| $v$ [m/s] | $c < 0,4$ | $c = 0,4 \div 1,0$ | $c > 1,0$ |
|-----------|-----------|--------------------|-----------|
| do 2      | 12        | 20                 | 30        |
| 2 ÷ 6     | 8         | 12                 | 20        |
| 6 ÷ 12    | 6         | 8                  | 12        |

Z tabeli powyżej przyjęto lepkość oleju  $\eta = 30^\circ E_{50}$ .

7. Obliczenie przybliżonych wartości średnic wałków  $d_w$  w miejscu osadzenia kół zębatych (z warunku wytrzymałościowego na skręcanie) oraz przyjęcie tych średnic.

Dobrano materiał na wały: wejściowy stal 16MnCr5 dla której  $k_{sj} = 145$  [MPa], a na pozostałe stal St7 (E360), dla której  $k_{sj} = 85$  [MPa]:

$$\tau = \frac{M_s}{W_o} = \frac{16 \cdot M_s}{\pi \cdot d_w^3} \leq k_{sj}$$

$$d_w \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_s}{\pi \cdot k_{sj}}}$$

$$d_{w1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 212220}{\pi \cdot 145}} = 19,53 \text{ mm}$$

$$d_{w1} = 19,53 + 5 + 3,5 = 28,03 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = d_{w3} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1230880}{\pi \cdot 85}} = 41,93 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = d_{w3} = 41,93 + 5 + 5 = 51,93 \text{ mm}$$

$$d_{w4} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3323600}{\pi \cdot 85}} = 58,40 \text{ mm}$$

$$d_{w4} = 58,4 + 5 + 5,5 = 68,9 \text{ mm}$$

Do obliczonych średnic wałków dodane zostało 5 mm, aby wytrzymały przeciężenia pochodzące od momentów zginających oraz dodane wartości głębokości rowków wpustowych.

Przyjęcie znormalizowanych wartości średnic.

Ponieważ dla wałka wejściowego różnica średnic wrębów zębnika i wałka jest niewielka (ok. 8 mm), zaprojektowano koło  $z_1$  jednolite z wałkiem (uzębienie nacięte bezpośrednio na wałku). Przyjęte średnice wałków wynoszą odpowiednio:  $d_{w1} = 35$  [mm],  $d_{w2} = d_{w3} = 55$  [mm],  $d_{w4} = 70$  [mm].

8. Obliczenie i dobór wpustów:

Dla wpustów ze stali St7 (E360)  $p_{dop} = 120$  MPa.

a) Dla wałka wejściowego zastosowano wpust 6x6 umieszczony na średnicy  $d_{w1} = 35$  mm.

Obliczenie siły obwodowej  $P_I$  działającej na wpust:

$$P_1 = \frac{2 \cdot M_{s1}}{d_{wp1}} = \frac{2 \cdot 212,22}{0,025} = 16978 \text{ N}$$

Obliczenie długości  $l_1$  wpustu:

$$l_1 = \frac{P_1}{p_{dop} \cdot s_{21}} + b_1 = \frac{16978}{120 \cdot 3,5} + 6 = 46,42 \text{ mm}$$

Przyjęto wpust: 6 x 6 x 48.

b) Dla wałka  $d_2/d_3$  zastosowano wpusty 10x8 skojarzony z piastą koła  $z_2$  o średnicy  $d_{w2} = 55$  mm.

Obliczenie siły obwodowej  $P_2 = P_3$  działającej na wpusty:

$$P_2 = P_3 = \frac{2 \cdot M_{s2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 1230,88}{0,055} = 44759 \text{ N}$$

Obliczenie długości  $l_2 = l_3$  wpustów:

$$l_2 = l_3 = \frac{P_2}{p_{dop} \cdot s_{22}} + b_2 = \frac{44759}{120 \cdot 5} + 10 = 84,6 \text{ mm}$$

Przyjęto wpust: 10 x 8 x 85.

c) Dla wałka wyjściowego zastosowano wpust 14x10.

Obliczenie siły obwodowej  $P_4$  działającej na wpust umieszczony na średnicy  $d_{w3} = 70$  mm.

$$P_4 = \frac{2 \cdot M_{s4}}{d_2} = \frac{2 \cdot 3323,6}{0,070} = 94960 \text{ N}$$

Obliczenie długości  $l_4$  wpustu:

$$l_4 = \frac{P}{p_{dop} \cdot s_2} + b_4 = \frac{94960}{120 \cdot 2 \cdot 5,5} + 14 = 85 \text{ mm}$$

Przyjęto wpust: 14 x 10 x 85.

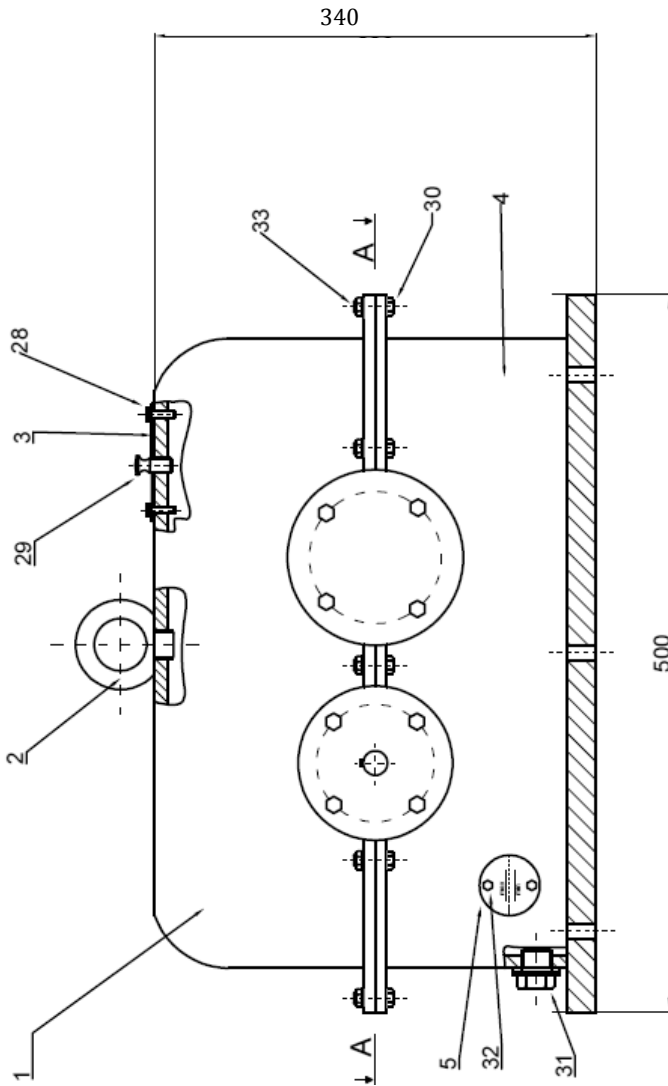
9. Przyjęcie typów łożysk.

Wykorzystując metodyki działań takie jak w zadaniach rozdziałów 7 i 8, a także względy konstrukcyjne wyznaczono oraz przyjęto następujące typy łożysk:

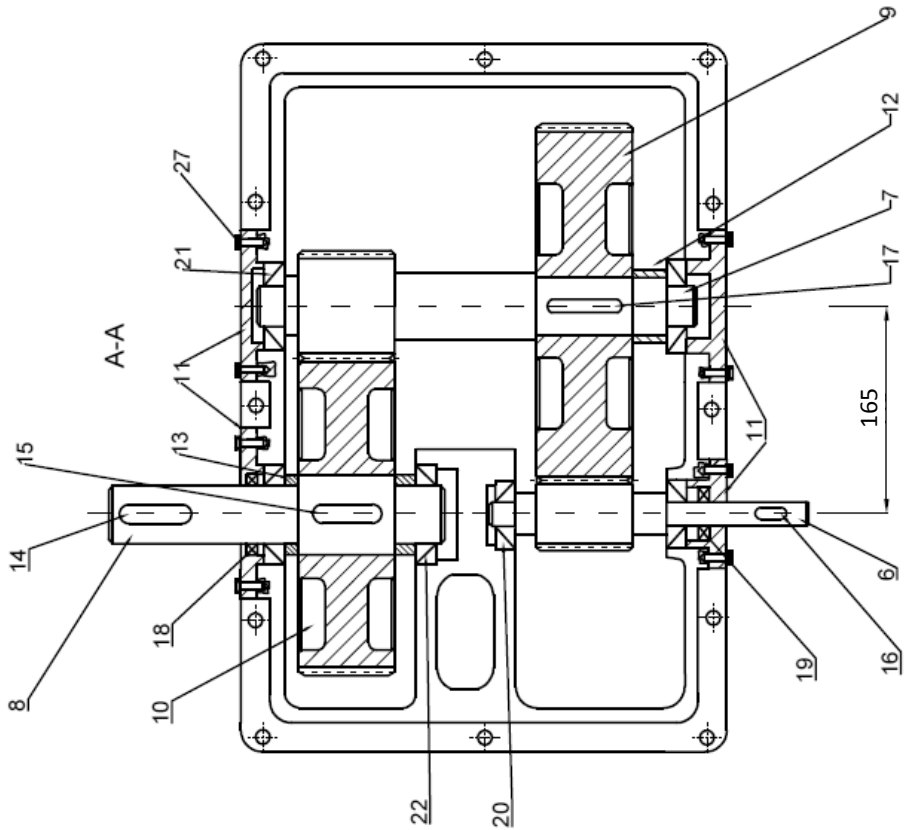
- a) na wałku wejściowym łożyska typu: 30205,
- b) na wałku pośrednim łożyska typu: 30308,
- c) na wałku wyjściowym łożyska typu: 30310.

10. Rysunek złożeniowy reduktora.

Ze względu na duży format i pożądaną lepszą czytelność, rysunek reduktora podzielono na trzy fragmenty zamieszczone na stronach 164 ÷ 166 (Rww. 11.2. a, b c).



Rww. 11.2. a). Reduktor walcowy współosiowy. Widok z boku



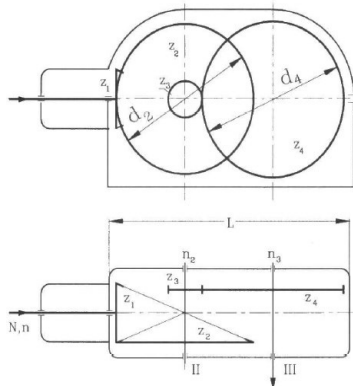
Rww. 11.2. b). Reduktor walcowy współosiowy. Przekrój płaszczyzną przechodzącą przez osie wałków redukcyjnych

|   |                                    |             |                       |            |
|---|------------------------------------|-------------|-----------------------|------------|
| 33  | Nakrętka M10                       | 16          | PN-EN 24032           |            |
| 32  | Śruba M4                           | 2           | PN-EN ISO 4014        |            |
| 31  | Korek A M16x1,5                    | 1           | PN-66/M-73124         |            |
| 30  | Śruba M10x25                       | 16          | PN-EN ISO 4014        |            |
| 29  | Odpowietrznik                      | 1           | PN-EN<br>ISO106282005 |            |
| 28  | Śruba M6x10                        | 4           | PN-EN ISO 4014        |            |
| 27  | Śruba M6x15                        | 16          | PN-EN ISO 4014        |            |
| 26  |                                    |             |                       |            |
| 25  |                                    |             |                       |            |
| 24  |                                    |             |                       |            |
| 23  |                                    |             |                       |            |
| 22  | Łożysko stożkowe 30310             | 2           | PN-75/M-86220         |            |
| 21  | Łożysko stożkowe 30308             | 2           | PN-75/M-86220         |            |
| 20  | Łożysko stożkowe 30205             | 2           | PN-75/M-86220         |            |
| 19  | Pierścień uszczelniający A25x47x7  | 1           | PN-72/M-86964         |            |
| 18  | Pierścień uszczelniający A50x70x10 | 1           | PN-72/M-86964         |            |
| 17  | Wpust pryzmatyczny 10x8x85         | 1           | PN-70/M-85005         | E360       |
| 16  | Wpust pryzmatyczny 6x6x40          | 1           | PN-70/M-85005         | E360       |
| 15  | Wpust pryzmatyczny 14x10x85        | 1           | PN-70/M-85005         | E360       |
| 14  | Wpust pryzmatyczny 14x10x85        | 1           | PN-70/M-85005         | E360       |
| 13  | Tuleja dystansowa 2                | 1           |                       | S235       |
| 12  | Tuleja dystansowa 1                | 1           |                       | S235       |
| 11  | Pokrywa 1, 2, 3, 4                 | 4           |                       | S235       |
| 10  | Koło zębate z = 48                 | 1           |                       | 16MnCr5    |
| 9   | Koło zębate z = 93                 | 1           |                       | 16MnCr5    |
| 8   | Wałek wyjściowy                    | 1           |                       | E360       |
| 7   | Wałek pośredni                     | 1           |                       | E360       |
| 6   | Wałek wejściowy                    | 1           |                       | 16MnCr5    |
| 5   | Wskaźnik oleju                     | 1           |                       | Plexiglas  |
| 4   | Korpus dolny                       | 1           |                       | EN-GJL-250 |
| 3   | Pokrywa 1                          | 1           |                       | S235       |
| 2   | Uchwyt                             | 1           |                       | S235       |
| 1   | Korpus górny                       | 1           |                       | EN-GJL-250 |
| Nr  | Nazwa                              | Ilość       | Nr normy              | Materiał   |
| Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Włocławku |                                    | Konstruował | Dawid Chmielewski     |            |
|   |                                    | Rysował     | Dawid Chmielewski     |            |

Rww. 11.2. c). Reduktor walcowy współosiowy. Specyfikacja części reduktora wraz z materiałami

**Zadanie projektowe nr 11.3.**

Zaprojektować reduktor dwustopniowy stożkowo-walcowy (wg schematu) dla następujących danych: przenoszona moc  $N=10$  kW, wejściowa prędkość obrotowa  $n_1 = 970$  obr/min, całkowite przełożenie  $u = 12$ , czas pracy  $\tau = 58400$  h (10 lat 16h/dobę).



Rys. 11.12. Schemat kinematyczny reduktora

**Rozwiązanie**

1. Podział przełożeń w przekładniach:

$$u = u_{12} \cdot u_{34} = 12$$

Przyjęto przełożenia: dla przekładni stożkowej  $u_{12} = 4,0$ ; dla przekładni walcowej  $u_{34} = 3,0$ .

2. Dobór materiału i wstępne określenie naprężeń dopuszczalnych oraz współczynników:

Na podstawie literatury [1, 2] wybrano materiał 41Cr4, dla którego:  $\sigma_{Hlim} = 1280$  MPa;  $\sigma_{Flim} = 310$  MPa; twardość boku zęba 610HV

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 1024 \text{ MPa}$$

3. Obliczenie przekładni stożkowej  $z_1$ - $z_2$ .

- 3.1. Obliczenia kinematyczne przekładni  $z_1$ - $z_2$ .

- 3.1.1. Określenie współczynników do obliczenia średnicy podziałowej zębniaka.

- 3.1.1.1. Określenie współczynnika dokładności wykonania  $K_{Ha12}$ .

Tabela 11.12. Wartości współczynnika dokładności wykonania  $K_{Ha} = K_{Fa}$  kół stożkowych [wg 1]

| Materiał       | Zęby   | Klasa dokładności wykonania |     |     |     |     |
|----------------|--------|-----------------------------|-----|-----|-----|-----|
|                |        | do 5                        | 6   | 7   | 8   | 9   |
| Stal hartowana | proste | 1,0                         |     | 1,1 | 1,2 | –   |
|                | skośne | 1,0                         | 1,1 | 1,2 | 1,4 | –   |
| Stal miękka    | proste | 1,0                         |     |     | 1,1 | 1,2 |
|                | skośne | 1,0                         |     | 1,1 | 1,2 | 1,4 |

Dla przyjętej 6 klasy dokładności wykonania hartowanych zębów prostych, na podstawie tabeli 11.12 przyjęto  $K_{Ha12} = 1$ .

3.1.1.2. Określenie współczynnika łożyskowania i sposobu montażu  $K_{H\beta e12}$ .

Tabela 11.13. Wartości współczynników sposobu łożyskowania i montażu kół stożkowych  $K_{H\beta e}$  [wg 1]

| Sposób montażu                                    | Sposób łożyskowania                 |  |                                       |
|---|-------------------------------------|--|---------------------------------------|
|   | Obydwa koła łożyskowane dwustronnie | Jedno koło łożyskowane obustronnie, drugie jednostronnie | Obydwa koła łożyskowane jednostronnie |
| Montaż z regulacją i kontrolą śladu przylegania   | 1,00                                | 1,10   | 1,25                                  |
| Montaż bez regulacji i kontroli śladu przylegania | 1,10                                | 1,25   | 1,50                                  |

Dla przyjętego łożyskowania kół (zębnik jednostronnie, koło talerzowe obustronnie) oraz montażu z regulacją i kontrolą położenia śladu przylegania, na podstawie tabeli 11.13 –  $K_{H\beta e12} = 1,1$ .

3.1.1.3. Określenie współczynnika nierównomierności rozkładu nacisków stykowych wzdłuż linii zęba  $K_{H\beta 12}$ .

$$K_{H\beta 12} = K_{F\beta 12} = 1,5K_{H\beta e12} = 1,65$$

3.1.1.4. Określenie współczynnika zastosowania  $K_{A12}$ .

Na podstawie tabeli 11.1 (zadanie 11.1., p.3.1.1) przyjęto  $K_{A12} = 1,5$ .

3.1.1.5. Obliczenie współczynnika eksploatacyjnego  $K_{H12}$ :

$$K_{H12} = K_{A12}K_{Ha12}K_{H\beta 12} = 2,06$$

3.1.1.6. Dobór współczynnika szerokości wieńca  $\psi_{be}$ :

$$\psi_{be} = 0,3$$

3.1.2. Obliczenie momentu obrotowego na wale zębnika  $M_1$ :

$$M_1 = 9550 \frac{N}{n_1} = 9550 \frac{10}{970} = 98,45 \text{ Nm}$$

3.1.3. Obliczenie wstępnej wartości średnicy podziałowej zębnika  $d_1$

dla kół o zębach prostych przyjmuje się  $f_H = 1020$ :

$$d_1 = f_H \sqrt[3]{\frac{M_1 K_{H12}}{(1 - \psi_{be}) \psi_{be} u_{12} \sigma_{HP}^2}} = 62,5 \text{ mm}$$



3.1.4. Przyjęcie liczby zębów zębika  $z_1$ :

Tabela 11.14. Najmniejsze liczby zębów przekładni stożkowych [wg 1]

|  |             |    |    |    |    |    |    |    |
|--|-------------|----|----|----|----|----|----|----|
| Liczba zębów zębika $z_{1min}$         |             | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 |
| Minimalna liczba zębów koła $z_{2min}$ | zęby proste | -  | 30 | 26 | 20 | 19 | 18 | 17 |
|  | zęby łukowe | 28 | 26 | 22 | 20 | 19 | 18 | 17 |

Na podstawie tabeli 11.14 przyjęto  $z_1 = 15$ .

3.1.5. Obliczenie i przyjęcie modułu czołowego  $m_t$ :

$$m_t = \frac{d_1}{z_1} = 4,17$$

Na podstawie PN-ISO 54:200 przyjęto uprzywilejowaną wartość:  $m_t = 4,5$  mm.

3.1.6. Obliczenie i przyjęcie liczby zębów koła  $z_2$ , obliczenie rzeczywistego przełożenia  $u_w$  i błędu przełożenia (jeśli zachodzi potrzeba):

$$z_2 = z_1 * u_{12} = 60$$

$$u_w = \frac{z_2}{z_1} = 4,0$$

$$\delta_u = \frac{u_w - u_{12}}{u_{12}} 100\% = 0\% < 2\% - \text{warunek został spełniony}$$

3.1.7. Obliczenie średnic podziałowych zębika  $d_1$  i koła  $d_2$ :

$$d_1 = m_t * z_1 = 67,5 \text{ mm}; \quad d_2 = m_t * z_2 = 270 \text{ mm}$$

3.1.8. Obliczenie kątów stożków podziałowych  $\delta_1$  i  $\delta_2$ :

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u_w} = 0,25 \quad \rightarrow \quad \delta_1 = 14,04^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 75,96^\circ$$

3.1.9. Obliczenie tworzącej stożka podziałowego  $R_e$ :

$$R_e = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = 139,2 \text{ mm}$$

3.1.10. Wyznaczenie i przyjęcie szerokości wieńca  $b_{12}$ :

$$b_{12} = \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{3}\right) R_e = (34,81 \div 46,41) \text{ mm}$$

$$\text{jednocześnie } b < 10m_t = 50 \text{ mm}$$

$$\text{Przyjęto } b_{12} = 40 \text{ mm}$$

3.1.11. Zastosowanie korekcy  $P-\theta$  i przyjęcie współczynników przesunięcia zarysu.

Tabela 11.15. Współczynniki przesunięcia zarysu dla kół stożkowych o zębach prostych [wg 1]

| $z_1$ | Wartości współczynnika $x_1$ przy przełożeniu $u$ |      |      |      |      |      |      |      |      |      |       |
|-------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|
|       | 1,12  | 1,25 | 1,40 | 1,60 | 1,80 | 2,00 | 2,50 | 3,15 | 4,00 | 5,00 | > 6,3 |
| 12    | –   | –    | –    | –    | –    | –    | 0,50 | 0,53 | 0,56 | 0,57 | 0,58  |
| 14    | –   | –    | 0,27 | 0,34 | 0,38 | 0,42 | 0,47 | 0,50 | 0,52 | 0,53 | 0,54  |
| 16    | 0,10  | 0,17 | 0,24 | 0,30 | 0,35 | 0,38 | 0,43 | 0,46 | 0,48 | 0,49 | 0,50  |
| 20    | 0,08  | 0,14 | 0,20 | 0,26 | 0,30 | 0,34 | 0,37 | 0,40 | 0,42 | 0,43 | 0,44  |
| 25    | 0,07  | 0,13 | 0,18 | 0,23 | 0,26 | 0,29 | 0,33 | 0,36 | 0,38 | 0,39 | 0,40  |
| 30    | 0,06  | 0,11 | 0,15 | 0,19 | 0,22 | 0,25 | 0,28 | 0,31 | 0,33 | 0,34 | 0,35  |
| 40    | 0,05  | 0,09 | 0,12 | 0,15 | 0,18 | 0,20 | 0,22 | 0,24 | 0,26 | 0,27 | 0,28  |

Na podstawie tabeli 11.15 przyjęto:  $x_1 = -x_2 = 0,5$ .

3.1.12. Obliczenie wysokości głów zębów  $h_a$  i ich kątów  $\vartheta$  (zakładamy  $y = 1$ ):

$$h_{a1} = m_i \cdot (y + x_1) = 6,76$$

$$h_{a2} = m_i \cdot (y - x_1) = 2,25 \text{ mm}$$

$$\operatorname{tg} \vartheta_{a1} = \frac{h_{a1}}{R_e} = 0,048 \quad \rightarrow \quad \vartheta_{a1} = 2,78^\circ$$

$$\operatorname{tg} \vartheta_{a2} = \frac{h_{a2}}{R_e} = 0,016 \quad \rightarrow \quad \vartheta_{a2} = 0,93^\circ$$

3.1.13. Obliczenie wymiarów zastępczych kół walcowych.

3.1.13.1. Wyznaczenie wymiarów przekładni  $R_m$ ,  $d_m$ ,  $h_{am}$  i  $m_m$  w przekroju średnim:

$$R_m = R_e - \frac{b}{2} = 119,2 \text{ mm}$$

$$d_{m1} = 2 \cdot R_m \cdot \sin \delta_1 = 57,80 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = 2 \cdot R_m \cdot \sin \delta_2 = 231,29 \text{ mm}$$

$$h_{am1} = h_{a1} - 0,5 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \vartheta_{a1} = 5,78 \text{ mm}$$

$$h_{am2} = h_{a2} - 0,5 \cdot b \cdot \operatorname{tg} \vartheta_{a2} = 1,93 \text{ mm}$$

$$m_{mt} = m_i \cdot \frac{d_{m1}}{d_1} = 3,90 \text{ mm}$$

3.1.13.2. Obliczenie zastępczych liczb zębów  $z_z$  i zastępczych średnic  $d_z$  kół zębatych walcowych:

$$z_{z1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = 15,5$$

$$z_{z2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = 246,7$$

$$d_{z1} = \frac{d_{m1}}{\cos\delta_1} = 59,6 \text{ mm}$$

$$d_{z2} = \frac{d_{m2}}{\cos\delta_2} = 951,1 \text{ mm}$$

3.1.13.3. Obliczenie przełożenia czołowego przekładni  $u_c$ :

$$u_c = u_{1,2}^2 = 16$$

3.1.13.4. Obliczenie efektywnej szerokości wieńca zębatego  $b_e$ :

$$b_e = 0,85 \cdot b = 34 \text{ mm}$$

3.1.13.5. Obliczenie odległości osi kół stożkowej przekładni zastępczej  $a_{zw}$ :

$$a_{zw} = \frac{d_{z1} + d_{z2}}{2} = 505,3 \text{ mm}$$

3.1.14. Obliczenie czołowego wskaźnika zazębienia  $\varepsilon_\alpha$  (dla  $\alpha = 20^\circ$ ):

$$c_1 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\left(1 + \frac{2 \cdot h_{am1}}{d_{z1}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\cos^2\alpha} - 1} = 0,118$$

$$c_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\left(1 + \frac{2 \cdot h_{am2}}{d_{z2}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\cos^2\alpha} - 1} = 0,061$$

$$c_3 = \frac{a_{zw}}{\pi \cdot m_t} \cdot tg\alpha_w = 15,19$$

$$\varepsilon_\alpha = z_{z1} \cdot c_1 + z_{z2} \cdot c_2 - c_3 = 1,60$$

3.2. Obliczenia wytrzymałościowe przekładni  $z_1$ - $z_2$ :

3.2.1. Obliczenie momentów  $M_1$  i  $M_2$  na wałach:

$$M_1 = 9550 \cdot \frac{N}{n_1} = 98,5 \text{ Nm}$$

$$M_2 = M_1 \cdot u_{1,2} = 393,8 \text{ Nm}$$

3.2.2. Obliczenie nominalnej siły obwodowej  $P_{12}$  na kole zastępczym:

$$P_{12} = 2000 \cdot \frac{M_1}{d_{z1}} = 3305 \text{ N}$$

3.2.3. Obliczenie przybliżonej wartości prędkości rezonansowej  $n_{E112}$  i sprawdzenie warunku rezonansowego:

$$n_{E112} = (2,1 \div 2,4) \cdot 10^7 \cdot \frac{\cos\beta \cdot (u_{12} + 1)}{z_1^2 \cdot m_t \cdot u_{12}} = (25926 \div 29630) \frac{\text{obr}}{\text{min}}$$

$$n_1 = 970 \frac{\text{obr}}{\text{min}} < 0,7 \cdot n_{E112} = (18148 \div 20741) \frac{\text{obr}}{\text{min}}$$

Wniosek: przekładnia pracuje „z dala” od rezonansu.

3.2.4. Obliczenie wskaźnika obciążenia jednostkowego  $q_{12}$ :

$$q_{12} = P_{12} \cdot \frac{K_A}{b_{12}} = 121,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

3.2.5. Obliczenie prędkości obwodowej zębnika  $v_1$ :

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{z1} \cdot n_1}{60000} = 3,02 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.2.6. Obliczenie wskaźnika prędkości przekładni  $W_{12}$ :

$$W_{12} = \frac{z_1 \cdot v_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{u_{12}^2}{u_{12}^2 + 1}} = 0,44 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.2.7. Obliczenie współczynnika dynamicznego  $K_{v12}$ .

Przyjęto 6 klasę dokładności, dla której z tabeli 11.4 w p. 3.2.7 zadania 11.1:

$$K_1 = 14,9; \quad K_2 = 0,0193$$

$$K_{v12} = 1 + \left( \frac{K_1}{q_{12}} + K_2 \right) \cdot W_{12} = 1,07$$

3.2.8. Wyznaczenie szczegółowej wartości współczynników  $K_{Ha12}$  i  $K_{Fa12}$  w zależności od wartości  $q_{12}$ .

Przyjmujemy 6 klasę dokładności, dla której z tabeli 11.5 w p. 3.2.8 zadania 11.1:

$$K_{Ha12} = K_{Fa12} = 1$$

3.2.9. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na nacisk stykowy.

3.2.9.1. Wyznaczenie współczynnika geometrii stykających się zębów  $Z_{H12}$ .

$$Z_{H12} = \frac{1}{\cos\alpha} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta}{\text{tg}\alpha}} = 2,5$$

3.2.9.2. Określenie współczynnika właściwości materiałów  $Z_{E12}$  z tabeli 11.7 w p. 3.2.11.2 zadania 11.1:

$$Z_{E12} = 189,8 \text{ MPa}^{1/2}$$

3.2.9.3. Obliczenie współczynnika stopnia pokrycia  $Z_{\epsilon12}$ :

$$Z_{\epsilon12} = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = 0,89$$

3.2.9.4. Obliczenie współczynnika pochylenia  $Z_{\beta12}$  linii śrubowej ( $\beta = 0$ ):

$$Z_{\beta12} = \sqrt{\cos\beta} = 1$$

3.2.9.5. Określenie współczynnika trwałości  $Z_{NT12}$ .

Ponieważ przekładnia pracuje 10 lat (360 dni w roku) przez 16 h/dobę:

$$n_t = 3,399 \cdot 10^9 \text{ cykli}$$

korzystając z rysunku 11.3 w p. 3.2.11.5 zadania 11.1, wyznaczono wartość  $Z_{NT}$ .

$$Z_{NT12} = Y_{NT12} = 1,0$$

3.2.9.6. Określenie współczynników: smarowania, chropowatości powierzchni i szybkości pracy przekładni pracy przekładni.

Dla kół docieranych, gdy  $Rz \leq 4 \mu\text{m}$  przyjęto:

$$Z_{L12} \cdot Z_{R12} \cdot Z_{V12} = 1$$

3.2.9.7. Określenie współczynnika twardości powierzchni zębów  $Z_{w12}$ .

Dla  $HB > 470 \text{ MPa}$  przyjęto współczynnik:

$$Z_{w12} = Z_{w34} = 1$$

3.2.9.8. Określenie współczynników wielkości  $Z_{x12}$ .

Korzystając z rysunku 11.4 w p. 3.2.11.8 zadania 11.1, wyznaczono wartość:

$$Z_{x12} = Y_{x12} = 1$$

3.2.9.9. Określenie współczynnika specyfiki obciążeń przekładni stożkowych  $Z_{K12}$ :

$$Z_{K12} = 0,85$$

3.2.9.10. Obliczenie współczynnika bezpieczeństwa na nacisk stykowy:

$$S_{H12} = \frac{\sigma_{Hlim}}{Z_{H12} \cdot Z_{E12} \cdot Z_{\epsilon12} \cdot Z_{\beta12} \cdot \sqrt{\frac{P_{12}}{b_e \cdot dz_1} \cdot \frac{u_{12}+1}{u_{12}}}} \cdot \frac{Z_{NT12} \cdot Z_{L12} \cdot Z_{R12} \cdot Z_{V12} \cdot Z_{W12} \cdot Z_{X12} \cdot Z_{K12}}{\sqrt{K_{H112} \cdot K_{V12} \cdot K_{H\beta12} \cdot K_{H\alpha12}}} = 1,24$$

3.2.9.11. Przyjęcie minimalnej wartości współczynnika bezpieczeństwa:

$$S_{Hmin12} = 1$$

3.2.9.12. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa:

$$S_{H12} = 2,35 > S_{Hmin12} = 1$$

Wniosek: Warunek na nacisk stykowy został spełniony.

3.2.10. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na zginanie.

3.2.10.1. Określenie współczynnika łącznego wpływu kształtu zęba i karbu.

Z wykresu na rys. 11.5 w p. 3.2.12.1 zadania 11.1 wyznaczono wartość:  $Y_{FS12} = Y_{Fa12} \cdot Y_{Sa12} = 4,2$ .

3.2.10.2. Określenie współczynnika względnej wrażliwości materiału na działanie karbu:

$$Y_{\delta relT12} = 1$$

3.2.10.3. Określenie współczynnika pochylenia linii śrubowej  $Y_{\beta 12}$ :

$$\text{dla: } \varepsilon_{\beta} = 1; \beta = 0^{\circ} \quad Y_{\beta 12} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120} = 1$$

3.2.10.4. Określenie współczynnika pokrycia  $Y_{\varepsilon 12}$ :

$$Y_{\varepsilon 12} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}} \cdot \cos^2 \beta_b = 0,7$$

3.2.10.5. Określenie współczynnika chropowatości  $Y_{RrelT12}$ .

Z wykresu na rys. 11.6 w p. 3.2.12.5 zadania 11.1 wyznaczono wartość:

$$Y_{RrelT12} = 1,05$$

3.2.10.6. Przyjęcie współczynnika spiętrzenia naprężeń  $Y_{ST12}$ .

Dla kół zębatych stożkowych:

$$Y_{ST12} = 2$$

3.2.10.7. Obliczenie współczynnika bezpieczeństwa na zginanie:

$$S_{F12} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\frac{F_{12}}{b_e \cdot m_{mt}} \cdot K_{H112} \cdot K_{V12} \cdot K_{F\alpha 12} \cdot K_{F\beta 12}} \cdot \frac{Y_{ST12} \cdot Y_{NT12} \cdot Y_{RrelT12} \cdot Y_{\delta relT12} \cdot Y_{X12}}{Y_{F\alpha 12} \cdot Y_{S\alpha 12} \cdot Y_{\varepsilon 12} \cdot Y_{\beta 12}} = 1,5$$

3.2.10.8. Przyjęcie minimalnej wartości współczynnika:

$$S_{Fmin12} = 1,4$$

3.2.10.9. Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa:

$$S_{F12} = 1,5 > S_{Fmin} = 1,4$$

Wniosek: Przekładnia wytrzymuje naprężenia zginające.

3.3. Sprawdzenie zębów na zagrzanie.

3.3.1. Obliczenie mocy tarcia  $N_{T12}$ :

$$N_{T12} = \frac{N \cdot (1 + \frac{1}{u_{12}^2})}{7 \cdot z_1} = 0,1 \text{ kW}$$

3.3.2. Obliczenie współczynnika pewności na zagrzanie  $x_{T12}$ :

$$x_{T12} = \frac{d_{m1} \cdot b_{12}}{1000 \cdot N_{T12}} = 22,8$$

3.3.3. Sprawdzenie warunku na zagrzenie:

$$x_{r12} = 22,8 > 1$$

Wniosek: Przekładnia jest odporna na zagrzenie.

3.4. Obliczenie pozostałych wymiarów kół zębatach.

3.4.1. Wysokości stóp  $h_f$  i ich kąty  $\vartheta_f$  (dla  $y = 1$  i zalecanego  $c = 0,2$ ):

$$h_{f1} = m_t \cdot (y - x_1 + c_1) = 3,2 \text{ mm}$$

$$h_{f2} = m_t \cdot (y - x_2 + c_2) = 7,7 \text{ mm}$$

$$\operatorname{tg}\vartheta_{f1} = \frac{h_{f1}}{R_e} = 0,023 \quad \rightarrow \quad \vartheta_{f1} = 1,30^\circ$$

$$\operatorname{tg}\vartheta_{f2} = \frac{h_{f2}}{R_e} = 0,055 \quad \rightarrow \quad \vartheta_{f2} = 3,15^\circ$$

3.4.2. Kąty stożków wierzchołków  $\delta_a$  i den wrębów  $\delta_f$ :

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_{f2} = 17,18^\circ$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \vartheta_{f1} = 77,26^\circ$$

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \vartheta_{f1} = 12,74^\circ$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \vartheta_{f2} = 72,82^\circ$$

3.4.3. Średnice wierzchołków  $d_a$ :

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} \cdot \cos\delta_1 = 80,60 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2} \cdot \cos\delta_1 = 271,09 \text{ mm}$$

3.5. Obliczenie nominalnych wartości sił promieniowych  $P_r$  i osiowych  $P_a$ :

$$P_l = 2000 \cdot \frac{M_1}{d_{m1}} = 3406 \text{ N}$$

$$P_{r1} = P_{a2} = P_l \cdot \left( \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta} \cdot \sin\delta_2 - \operatorname{tg}\beta \cdot \cos\delta_2 \right) = 1202 \text{ N}$$

$$P_{r2} = P_{a1} = P_l \cdot \left( \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta} \cdot \sin\delta_1 - \operatorname{tg}\beta \cdot \cos\delta_1 \right) = 300 \text{ N}$$

3.6. Dobór sposobu smarowania.

Dla  $v_l = 3,02 \text{ m/s}$  dobrano z tabeli 11.10 w p. 5 zadania 11.2 smarowanie przez zanurzenie.

3.7. Dobór lepkości oleju:

$$c_{l2} = \frac{P_{l2} \cdot \cos\beta}{10 \cdot b_{l2} \cdot \pi \cdot m_n} = 0,66$$

Na podstawie tabeli 11.11 p. 6 w zadaniu 11.2 przyjęto lepkość  $\eta_{l2} = 12 \text{ }^\circ\text{E}_{50}$ .

4. Obliczenia dla przekładni walcowej  $z_3$ - $z_4$ .

Dobór materiału i wstępne określenie naprężeń dopuszczalnych.

Z literatury [1, 2] przyjęto stal do nawęglania utwardzaną dyfuzyjnie 41Cr4 o twardości boku zęba 610 HV, dla której:  $\sigma_{H \text{ lim}} = 1280 \text{ MPa}$  i  $\sigma_{F \text{ lim}} = 310 \text{ MPa}$ .

Uwaga:

Wykorzystując podobną metodykę działań co w zadaniu 11.1 i 11.2, wyznaczono i zamieszczono w tabeli 11.16 zasadnicze parametry przekładni.

Tabela 11.16. Wyznaczone zasadnicze parametry przekładni

| Wielkość                                 | Zębnik (3) | Koło (4) |
|--|------------|----------|
| $z$                                      | 20         | 60       |
| $m_n$ [mm]                               | 4,5        |          |
| $b$ [mm]                                 | 90         |          |
| $a$ [mm]                                 | 180        |          |
| $d$ [mm]                                 | 90         | 270      |
| $x$                                      | 0,246      | 0,00     |
| $h_a$ [mm]                               | 5,61       | 4,5      |
| $d_a$ [mm]                               | 101,21     | 279      |
| $d_b$ [mm]                               | 84,57      | 253,72   |
| $\alpha_w$ [ $^\circ$ ]                  | 20,92      |          |
| $\varepsilon_\alpha$                     | 2,70       |          |
| $M$ [Nm]                                 | 393,8      | 1181,4   |
| $n$ [obr/min]                            | 242,5      | 80,8     |
| $P$ [N]                                  | 8751       |          |
| $n_{Emin}$ [obr/min]                     | 15556      |          |
| $K_v$                                    | 1,03       |          |
| $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$              | 1,00       |          |
| $K_{H\beta}$                             | 1,39       |          |
| $K_{F\beta}$                             | 1,34       |          |
| $Z_H$                                    | 2,45       |          |
| $Z_E$                                    | 189,8      |          |
| $Z_\varepsilon$                          | 0,66       |          |
| $Z_\beta$                                | 1,00       |          |
| $Z_{NT} = Y_{NT}$                        | 1,00       |          |
| $Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V$                | 1,00       |          |
| $Z_W$                                    | 1,00       |          |
| $Z_X$                                    | 1,00       |          |
| $S_H$                                    | 2,40       |          |
| $S_{Hmin}$                               | 1,40       |          |
| $Y_{FS} = Y_{F\alpha} \cdot Y_{S\alpha}$ | 4,12       |          |
| $Y_{relT}$                               | 1,00       |          |
| $Y_{RelT}$                               | 1,05       |          |



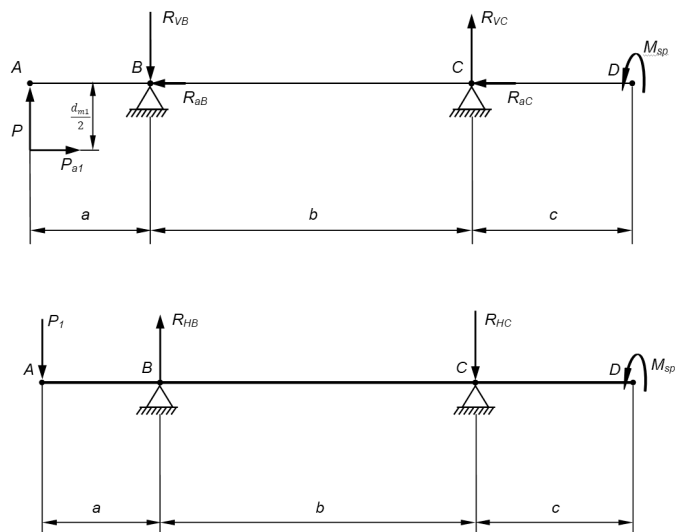
|                           |                 |
|---------------------------|-----------------|
| $Y_\beta$                 | 1,00            |
| $Y_\varepsilon$           | 0,53            |
| $Y_X$                     | 1,00            |
| $S_F$                     | 6,66            |
| $S_{Fmin}$                | 1,5             |
| $N_T$ [kW]                | 0,10            |
| $x_T$                     | 81,00           |
| $P_r$ [N]                 | 3346            |
| $\eta$ [E <sub>50</sub> ] | 20 <sup>0</sup> |

Reduktor należy napelnić olejem o  $\eta = 20^\circ E_{50}$

5. Określenie średnic wałków, wymiarów wpustów oraz dobór łożysk.

5.1. Schematy obciążeń wałków.

5.1.1. Wałek wejściowy:



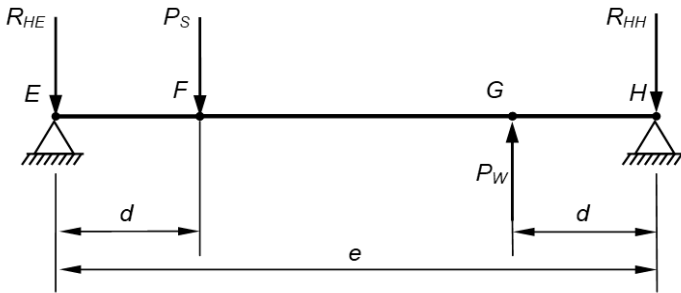
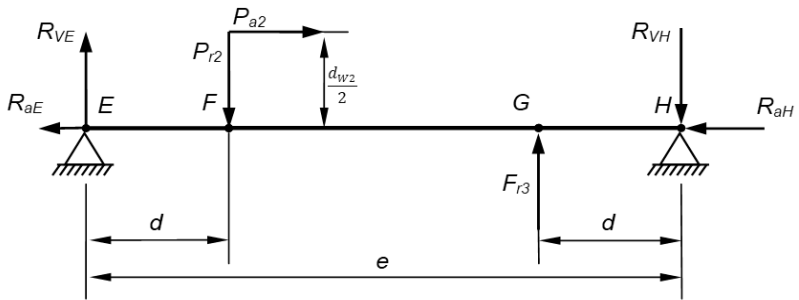
$$a = 45\text{mm}$$

$$c = 60\text{ mm}$$

$$b = 120\text{mm}$$

Rys. 11.13. Schemat obciążeń wałka wejściowego

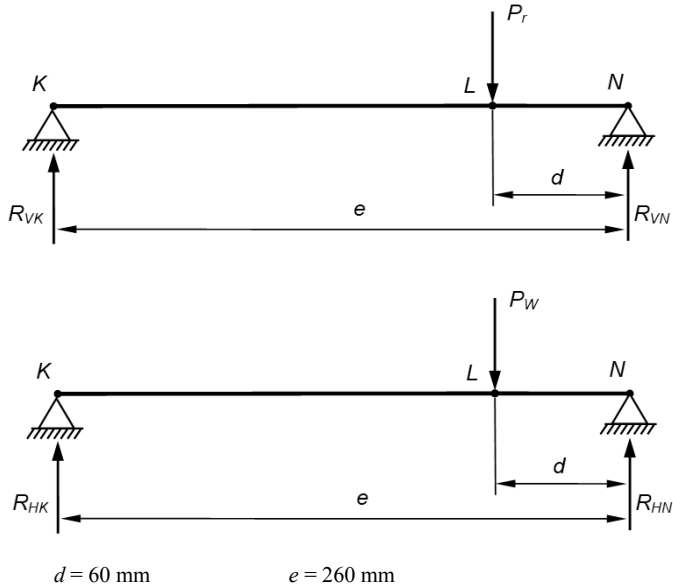
5.1.2. Wałek pośredni



$d = 60 \text{ mm}$        $e = 260 \text{ mm}$

Rys. 11.14. Schemat obciążeń wałka pośredniego

5.1.3. Wałek wyjściowy



Rys. 11.15. Schemat obciążeń wałka wyjściowego

Uwaga:

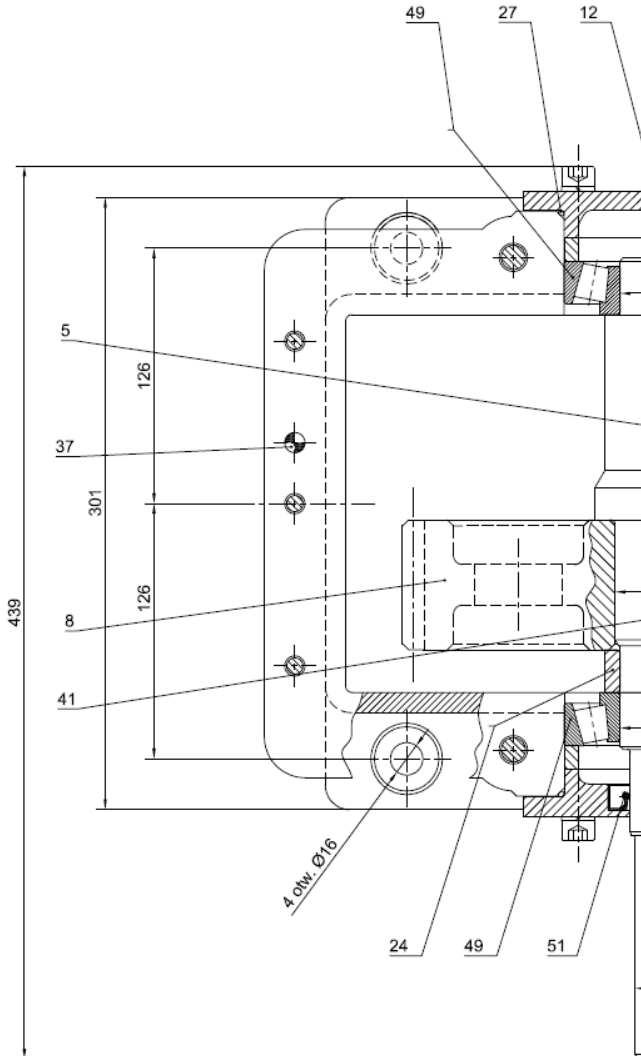
Przyjmując na wałki materiał C55 (w stanie ulepszonym) i wpusty materiał C35 oraz wykorzystując metodyki działań takie jak w zadaniach rozdziałów 7, 4 i 8, a także względy konstrukcyjne wyznaczono lub przyjęto oraz zamieszczono w tabeli 11.17 średnice wałków, wymiary wpustów oraz typy łożysk.

Tabela 11.17. Wyznaczone pozostałe parametry przekładni

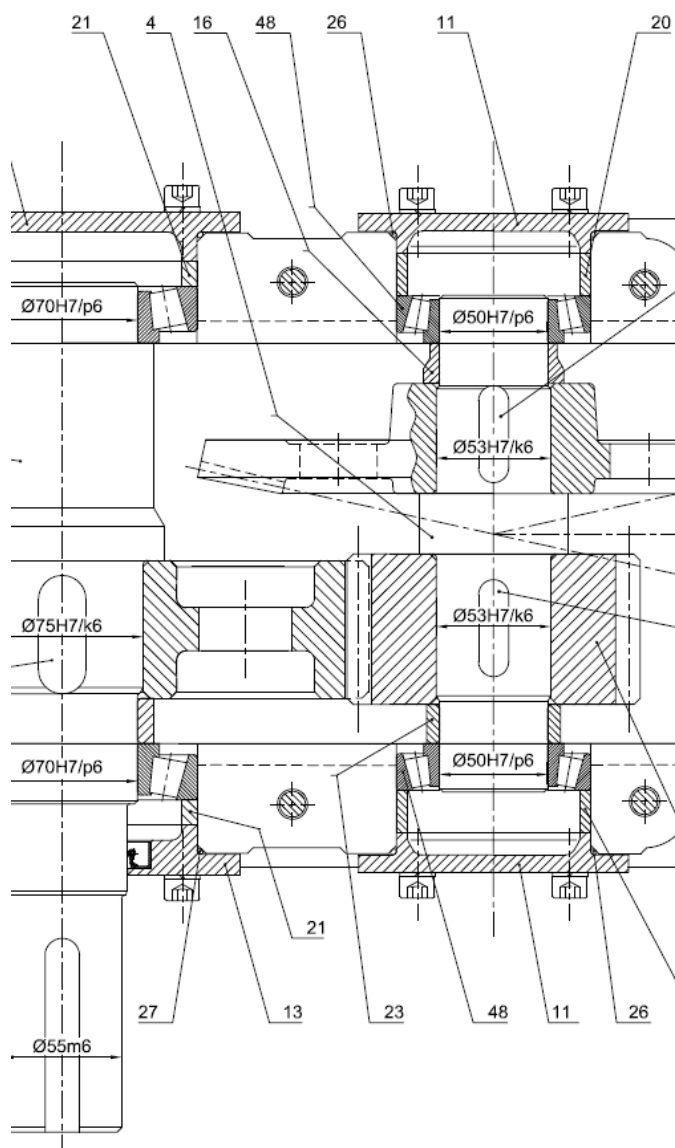
| Wałek     | Średnica [mm]  | Wpust $i$ - $bx$ / $h$ $x$ $l$ [mm] | Łożyska                                |
|-----------|----------------|-------------------------------------|--|
| wejściowy | $d_A$ zębniaka | 1-6x6x45                            | 7306B<br>7307B<br>w układzie O         |
|           | $d_B = 35$     |                                     |  |
|           | $d_C = 30$     |                                     |  |
|           | $d_G = 24$     |                                     |  |
| pośredni  | $d_F = 53$     | 2-14x9x45                           | obydwa typu:<br>30210<br>w układzie O  |
|           | $d_H = 50$     |                                     |  |
|           | $d_E = 50$     |                                     |  |
|           | $d_G = 53$     |                                     |  |
| wyjściowy | $d_K = 70$     | 2-16x10x60                          | obydwa typu:<br>30214A<br>w układzie O |
|           | $d_N = 70$     |                                     |  |
|           | $d_L = 75$     |                                     |  |

6. Rysunek złozeniowy reduktora

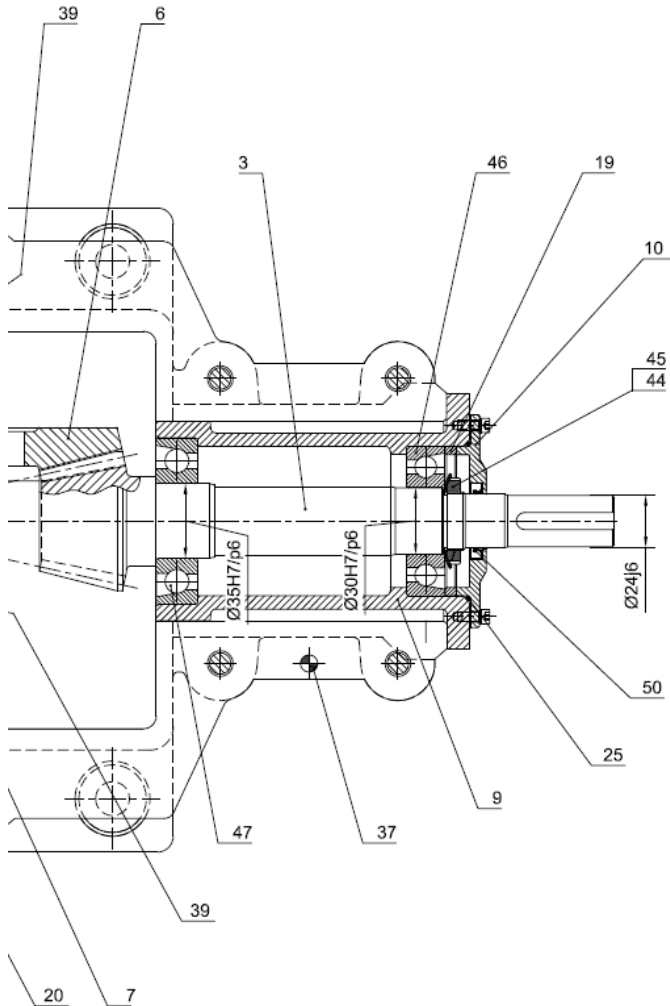
Ze względu na duży format oraz pożądaną dobrą czytelność, rysunek złozeniowy przekroju reduktora w płaszczyźnie wałków (widoki boczne reduktorów można znaleźć w literaturze) podzielono na trzy fragmenty (Rsw. 11.3 a), b), c) oraz specyfikację części wraz z materiałami (Rsw. 11.3 d) zamieszczono na stronach 180-183.



Rsw. 11.3. a). Reduktor stożkowo-walcowy. Przekrój płaszczyzną przechodzącą przez osie wałków reduktora – cz. 1



Rsw. 11.3. b). Reduktor stożkowo-walcowy. Przekrój płaszczyzną przechodzącą przez osie wałków reduktora – cz. 2



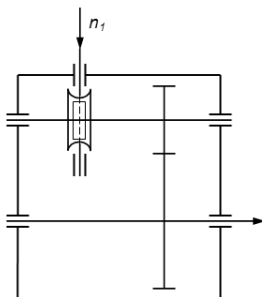
Rsw. 11.3. c). Reduktor stożkowo-walcowy. Przekrój płaszczyzną przechodzącą przez osie wałków reduktora – cz. 3

|  |  |            |                |                |
|--|--|------------|----------------|----------------|
| 50                                       | Pierścień uszczelniający A60x82x8                  | 1          | PN-72/M-86964  | Guma NBR       |
| 49                                       | Łożysko stożkowe 30214                             | 2          | PN-75/M-86220  |                |
| 48                                       | Łożysko stożkowe 30210                             | 2          | PN-75/M-86220  |                |
| 47                                       | Łożysko skośne 7307                                | 1          | PN-69/M86169   |                |
| 46                                       | Łożysko skośne 7306                                | 1          | PN-69/M86169   |                |
| 45                                       | Podkładka zębata MB5                               | 1          | PN-82/M-86482  |                |
| 44                                       | Nakrętka łożyskowa KM5                             | 1          | PN-82/M-86478  |                |
| 43                                       | Podkładka sprężysta 5,1                            | 4          | PN-77/M-82008  |                |
| 42                                       | Śruba M5x12-5.6A                                   | 4          | PN-87/M-82302  |                |
| 41                                       | Wpust pryzmatyczny 16x10x60                        | 2          | PN-70/M- 85005 | C35            |
| 39                                       | Wpust pryzmatyczny 14x9x45                         | 2          | PN-70/M- 85005 | C35            |
| 38                                       | Wpust pryzmatyczny 6x6x45                          | 1          | PN-70/M- 85005 | C35            |
| 37                                       | Kolek stożkowy 8x40                                | 2          | PN-66/M-85020  |                |
| 36                                       | Podkładka sprężysta 6,2                            | 32         | PN-77/M-82008  |                |
| 35                                       | Podkładka sprężysta 8,2                            | 3          | PN-77/M-82008  |                |
| 34                                       | Podkładka sprężysta 10,2                           | 10         | PN-77/M-82008  |                |
| 33                                       | Nakrętka M8-5-A                                    | 3          | PN-86/M-82144  |                |
| 32                                       | Nakrętka M10-5-A                                   | 10         | PN-86/M-82144  |                |
| 31                                       | Śruba M6x12-5.6A                                   | 28         | PN-85/M-82105  |                |
| 30                                       | Śruba M6x10-5.6A                                   | 4          | PN-85/M-82105  |                |
| 29                                       | Śruba M8x40-5.6A                                   | 3          | PN-85/M-82105  |                |
| 28                                       | Śruba M10x100-5.6A                                 | 10         | PN-85/M-82101  |                |
| 27                                       | Pierścień uszczelniający o przekroju kołowym 125x3 | 1          | PN-64/M-73093  | Guma NBR       |
| 26                                       | Pierścień uszczelniający o przekroju kołowym 90x2  | 1          | PN-64/M-73093  | Guma NBR       |
| 25                                       | Pierścień uszczelniający o przekroju kołowym 70x2  | 1          | PN-64/M-73093  | Guma NBR       |
| 24                                       | Tuleja dystansowa 3                                | 1          |                | E295           |
| 23                                       | Tuleja dystansowa 2                                | 1          |                | E295           |
| 22                                       | Tuleja dystansowa 1                                | 1          |                | E295           |
| 21                                       | Pierścień dystansowy 3                             | 2          |                | E295           |
| 20                                       | Pierścień dystansowy 2                             | 2          |                | E295           |
| 19                                       | Pierścień dystansowy 1                             | 1          |                | E295           |
| 17                                       | Korek spustowy                                     | 1          |                | E295           |
| 16                                       | Odpowietrznik                                      | 1          |                | E295           |
| 15                                       | Pokrywa wziernikowa                                | 1          |                | E295           |
| 14                                       | Wskaźnik poziomu oleju                             | 1          |                | E295           |
| 13                                       | Pokrywa 4  | 1          |                | E295           |
| 12                                       | Pokrywa 3  | 1          |                | E295           |
| 11                                       | Pokrywa 2  | 2          |                | E295           |
| 10                                       | Pokrywa 1  | 1          |                | E295           |
| 9  | Tuleja dystansowa                                  | 1          |                | S235           |
| 8  | Koło zębate $z_4 = 60$                             | 1          |                | 41Cr4          |
| 7  | Koło zębate $z_3 = 20$                             | 1          |                | 41Cr4          |
| 6  | Koło zębate $z_2 = 60$                             | 1          |                | 41Cr4          |
| 5  | Walek wyjściowy                                    | 1          |                | C55            |
| 4  | Walek pośredni                                     | 1          |                | C55            |
| 3  | Walek wejściowy - zębnik                           | 1          |                | 41Cr4          |
| 2  | Pokrywa  | 1          |                | EN-GJL-200     |
| 1  | Korpus   | 1          |                | EN-GJL-200     |
| Nr                                       | Nazwa  | Ilość      | Nr normy       | Materiał       |
| Państwowa Uczelnia Zawodowa we Włocławku |  | Konstrował |                | Dawid Matusiak |
|  |  | Rysował    |                | Piotr Pajor    |

Rsw. 11.3. d). Reduktor stożkowo-walcowy. Specyfikacja części reduktora wraz z materiałami

**Zadanie projektowe nr 11.4.**

Zaprojektować reduktor dwustopniowy ślimakowo-walcowy (wg szkicu) o następujących danych:  $N = 12\text{kW}$ ;  $n_1 = 2840\text{ obr/min}$ ;  $u = 140$ ; czas pracy 10 lat 8h/dobę. Przekładnia walcowa o zębach prostych.



Rys. 11.16. Szkic kinematyczny reduktora

1. Podział przełożenia

Przyjęto podział przełożenia w wielkościach:  $u_{12} = 30$  dla przekładni ślimakowej;  $u_{34}$  - pozostała wartość dla przekładni walcowej zostanie przyjęta dalej, tak aby całkowite przełożenie reduktora wynosiło 140 z dopuszczalnym błędem  $\leq 2,5\%$ .

2. Dobór materiału

Przyjęto, że ślimak wykonany będzie ze stali C45, a ślimacznicą jako odlew piaskowy z brązu CuSn10P. Z tabeli 11.18 [1] odczytano naprężenia dopuszczalne:  $\sigma_{HP} = 130\text{ MPa}$ ,  $\sigma_{FP} = 50\text{ MPa}$ . Przyjęto również sprawność przekładni  $\eta \geq 0,8$ . Na obydwie koła przekładni walcowej przyjęto stal do nawęglania utwardzaną dyfuzyjnie 16MnCr5 o twardości boku zęba 720 HV,.

Tabela 11.18. Właściwości wytrzymałościowe materiałów na ślimacznicie [wg 1]

| Materiał koła | Metoda odlewu | $R_e$ [MPa] | $R_m$ [MPa] | $\sigma_{HP}$ [MPa]           |     |     |     |     |     |     | $\sigma_{FP}$ [MPa] |  |
|---------------|---------------|-------------|-------------|-------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|---------------------|--|
|               |               |             |             | Prędkość poślizgu $v_s$ [m/s] |     |     |     |     |     |     |                     |  |
|               |               |             |             | 0,5                           | 1,0 | 2,0 | 3,0 | 4,0 | 6,0 | 8,0 |                     |  |
| CuSn10P       | w piasku      | 140         | 200         | 130                           |     |     |     |     |     |     | 50                  |  |
| CuSn10P       | w kokili      | 200         | 300         | 190                           |     |     |     |     |     |     | 70                  |  |
| CuSn10P       | odśrodkowy    | 170         | 290         | 210                           |     |     |     |     |     |     | 70                  |  |
| CuAl9Fe3      | w piasku      | 200         | 400         | 250                           | 230 | 210 | 180 | 160 | 120 | 90  | 80                  |  |
| EN-GJL-300    | -             | -           | 300         | 130                           | 115 | 87  | -   | -   | -   | -   | 38                  |  |
| EN-GJL-250    | -             | -           | 250         | 115                           | 100 | 73  | -   | -   | -   | -   | 34                  |  |

3. Obliczenia przekładni ślimakowej  $z_1-z_2$ .

3.1. Obliczenia kinematyczne przekładni  $z_1-z_2$ .



### 3.1.1. Założenia wstępne

W celu uzyskania założonej sprawności przyjęto wstępnie wartość kąta wzniosu linii śrubowej  $\gamma = 10^\circ$  oraz wartość współczynnika kształtu powierzchni styku  $Z_H = 1,6$ . Założono wykonanie przekładni bez korekcji. Wartość współczynnika eksploatacyjnego przyjęto wstępnie na  $K_H = 1,1$ . Z tabeli 11.19 przyjęto liczbę zębów ślimaka  $z_1 = 1$ .

Tabela 11.19. Zalecane liczby zębów ślimaka w zależności przełożenia [wg 1]

| Przełożenie $u$ | do 6  | 6 ÷ 10 | 10 ÷ 22 | 22 ÷ 40 | ponad 40 |
|-----------------|-------|--------|---------|---------|----------|
| $z_1$           | 8 ÷ 5 | 6 ÷ 3  | 4 ÷ 2   | 2 ÷ 1   | 1        |

### 3.1.2. Obliczenie momentu obrotowego $M_1$ na wale ślimaka:

$$M_1 = 9550 \frac{N}{n_1} = 9550 \frac{12}{2840} = 40,35 \text{ Nm}$$

### 3.1.3. Wstępne wyznaczenie odległości osi $a_w$ :

$$a_{w12} = 136(u_{12} + ctg\gamma) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \eta K_H Z_H^2}{\sigma_{HP}^2 \cdot u_{12}}} = 136(30 + ctg10^\circ) \sqrt[3]{\frac{40,35 \cdot 0,8 \cdot 1,1 \cdot 1,6^2}{130^2 \cdot 30}}$$

$$= 273,56 \text{ mm}$$

Wg PN-93/M-88525 przyjęto znormalizowaną odległość osi  $a_w = 280 \text{ mm}$ .

### 3.1.4. Obliczenie modułu osiowego $m_x$ :

$$m_{x12} = \frac{2a_w}{z_1 \cdot (u_{12} + ctg\gamma) + 2x} = \frac{2 \cdot 280}{1 \cdot (30 \cdot ctg10^\circ) + 0} = 15,70 \text{ mm}$$

Wg PN-ISO 54:2001 przyjęto  $m_x = 16 \text{ mm}$ .

3.1.5. Obliczenie kąta wzniosu linii śrubowej  $\gamma$  dla przyjętych, znormalizowanych wartości oraz kąta przyporu  $\alpha_x$  w przekroju osiowym przyjmując typowy kąt przyporu w przekroju normalnym  $\alpha_n = 20^\circ$ :

$$ctg\gamma = \frac{2}{z_1} \left( \frac{a_w}{m_x} - x \right) - u_{12} = \frac{2}{1} \left( \frac{280}{16} - 0 \right) - 30 = 5,0 \text{ z tego } \gamma = 11^\circ 18' 36''$$

$$tg\alpha_x = \frac{tg\alpha_n}{\cos\gamma} = \frac{tg20^\circ}{\cos 11^\circ 18' 36''} = 0,3712 \text{ z tego } \alpha_x = 20^\circ 21' 50''$$

3.1.6. Obliczenie wymiarów ślimaka i koła ślimakowego.

3.1.6.1. Średnica podziałowa ślimaka  $d_1$  i ślimacznicy  $d_2$ :

$$d_1 = \frac{m_x \cdot z_1}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{16 \cdot 1}{\operatorname{tg} 11^\circ 18' 36''} = 80 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_x \cdot z_2 = m_x \cdot z_1 \cdot u_{12} = 16 \cdot 1 \cdot 30 = 480 \text{ mm}$$

3.1.6.2. Wysokości głów  $h_a$  i stóp  $h_f$  ślimaka i ślimacznicy ( $x = 0$ ;  $\gamma \leq 15^\circ$ ):

$$h_{a1} = h_{a2} = m_x = 16 \text{ mm}$$

$$h_{f1} = h_{f2} = 1,2m_x = 1,2 \cdot 16 = 19,2 \text{ mm}$$

3.1.6.3. Średnice wierzchołków  $d_a$  i podstaw  $d_f$ :

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 80 + 2 \cdot 16 = 112 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 480 + 2 \cdot 16 = 512 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 80 - 2 \cdot 19,2 = 41,6 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 480 - 2 \cdot 19,2 = 441,6 \text{ mm}$$

3.1.6.4. Długość ślimaka  $l_s$ :

$$l_s = 2(1 + \sqrt{z_2})m_x = 2(1 + \sqrt{30}) \cdot 16 = 207,27 \text{ mm}$$

$$\text{Przyjęto } l_s = 210 \text{ mm}$$

3.1.6.5. Kąt opasania ślimaka przez wieniec ślimacznicy  $\vartheta$ :

$$\cos \vartheta = \frac{d_1 + 2xm_x}{d_{a1}} = \frac{80 + 2 \cdot 0 \cdot 16}{112} = 0,71428 \text{ z tego } \vartheta = 44^\circ 24' 55''$$

$$2 \cdot \vartheta = 2 \cdot 44^\circ 24' 55'' = 88^\circ 49' 50''$$

3.1.6.6. Szerokość uzębionej części ślimacznicy  $b$ :

$$b = \sqrt{d_{a1}^2 - (d_1 + 2xm_x)^2} = \sqrt{112^2 - (80 + 2 \cdot 0 \cdot 16)^2} = 78,38 \text{ mm}$$

3.1.6.7. Całkowita szerokość wieńca ślimacznicy  $b_c$ :

$$b_c = b + m_x = 78,38 + 16 = 94,38 \text{ mm przyjęto } b_c = 95 \text{ mm}$$

3.1.6.8. Średnica naroży ślimacznicy  $d_{e2}$ :

$$d_{e2} = 2 \left[ a_w - \left( \frac{d_1}{2} - h_{a2} \right) \cos \vartheta \right] = 2 \left[ 280 - \left( \frac{80}{2} - 16 \right) \cos 44^\circ 24' 55'' \right] = 525,71 \text{ mm}$$

3.1.7. Obliczenie sprawności przekładni.

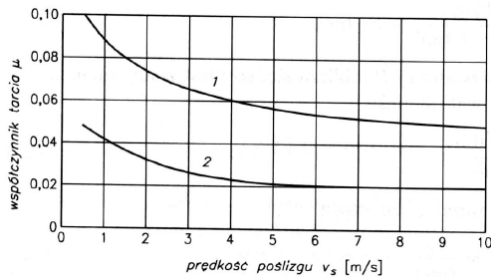
3.1.7.1. Prędkość obwodowa ślimaka  $v_1$ :

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 80 \cdot 2840}{60000} = 11,9 \text{ m/s}$$

3.1.7.2. Prędkość poślizgu  $v_s$ :

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{11,9}{\cos 11^\circ 18' 36''} = 12,13 \text{ m/s}$$

3.1.7.3. Współczynnik tarcia dla ślimaka szlifowanego i prędkości poślizgu  $v_s = 12,13 \text{ m/s}$  odczytany z wykresu (rys. 11.17 linia 2)  $\mu = 0,02$ .



Rys. 11.17. Wartości współczynnika tarcia w przekładni ślimakowej [1]

3.1.7.4. Pozorny kąt tarcia  $\rho$ :

$$\operatorname{tg} \rho' = \mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha_n} = \frac{0,02}{\cos 20^\circ} = 0,0213 \text{ z tego } \rho' = 1^\circ 13' 9''$$

Przekładnia nie jest samohamowna  $\rho' < \gamma$

3.1.7.5. Sprawność zazębienia przekładni  $\eta$ :

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 11^\circ 18' 36''}{\operatorname{tg}(11^\circ 18' 36'' + 1^\circ 13' 9'')} = 0,90 > 0,8$$

3.2. Obliczenia wytrzymałościowe przekładni.

3.2.1. Obliczenie wartości składowych siły międzyzębnej.

3.2.1.1. Siła obwodowa ślimaka  $P_1$  i osiowa ślimacznicy  $P_{a2}$ :

$$P_1 = P_{a2} = \frac{2000 M_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 40,35}{80} = 1009 \text{ N}$$

3.2.1.2. Siła osiowa ślimaka  $P_{a1}$  i obwodowa ślimacznicy  $P_2$ :

$$P_{a1} = P_2 = \frac{P_1}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{1009}{\operatorname{tg}(11^\circ 18' 36'' + 1^\circ 13' 9'')} = 4539 \text{ N}$$

3.2.1.3. Siły promieniowe: ślimaka  $P_{r1}$  i ślimacznicy  $P_{r2}$ :

$$P_{r1} = P_{r2} = P_{a1} \operatorname{tg} \alpha_x = 4539 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ 21' 50'' = 1685 \text{ N}$$

3.2.2. Obliczenie wymaganej średnicy wału ślimaka.

Do przybliżonych obliczeń przyjęto odległość podpór wału ślimaka  $l_w = d_2 = 480 \text{ mm}$ .

3.2.2.1. Moment zginający  $M_g$ :

$$M_g = \frac{1}{4} \sqrt{(P_1 \cdot l_w)^2 + (P_{r1} \cdot l_w + P_{a1} \cdot d_1)^2} = \frac{1}{4} \sqrt{(1009 \cdot 480)^2 + (1685 \cdot 480 + 4539 \cdot 80)^2} \\ = 317013 \text{ Nmm} = 317 \text{ Nm}$$

3.2.2.2. Moment zastępczy  $M_z$ :

Z tabeli właściwości wytrzymałościowych dla stali C45  $k_{go} = 78 \text{ MPa}$ ;  $k_{sj} = 95 \text{ MPa}$ .

$$M_z = \sqrt{M_g^2 + \left(\frac{k_{go}}{2k_{sj}} M_1\right)^2} = \sqrt{317^2 + \left(\frac{78}{2 \cdot 95} \cdot 40,35\right)^2} = 317,45 \text{ Nm}$$

3.2.2.3. Wymagana wartość średnicy  $d_{wmax}$  wałka wynosi:

$$d_{wmax} = \sqrt[3]{\frac{M_z}{0,1k_{go}}} = \sqrt[3]{\frac{317,45 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 78}} = 34,4 \text{ mm} < d_{f1} = 41,6 \text{ mm}$$

3.2.3. Sprawdzenie wytrzymałości przekładni na naciski.

3.2.3.1. Wartość współczynnika  $Z_H$ :

$$Z_H = \sqrt{\frac{360}{2\vartheta} \cdot \frac{\sin 2\gamma}{\sin 2\alpha_x}} = \sqrt{\frac{360}{2 \cdot 44^\circ 24' 55''} \cdot \frac{\sin 2 \cdot 11^\circ 18' 36''}{\sin 2 \cdot 20^\circ 21' 50''}} = 1,55$$

3.2.3.2. Wartość współczynnika materiałowego  $Z_E$  - z tabeli 11.7 w p. 3.2.11.2 zadanie 11.1  $Z_E = 146,9$ .

3.2.3.3. Wartość naprężeń kontaktowych (naciskowych)  $\sigma_H$ :

$$\sigma_H = (9,81 \div 10,84) Z_E Z_H \sqrt{\left(\frac{u_{12} + ctg\gamma}{a_w}\right)^3 \cdot \frac{M_1}{u} \eta K_H} =$$

$$10,84 \cdot 146,9 \cdot 1,55 \cdot \sqrt{\left(\frac{30 + ctg 11^\circ 18' 36''}{280}\right)^3 \cdot \frac{40,35}{30} \cdot 0,90 \cdot 1,1} = 125,5 \text{ MPa}$$

3.2.3.4. Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego:

$$\sigma_H = 125,5 \text{ MPa} < \sigma_{HP} = 130 \text{ MPa} - \text{warunek został spełniony.}$$

3.2.4. Sprawdzenie zębów ślimacznicy na zginanie.

3.2.4.1. Zastępcza liczba zębów ślimacznicy  $z_{z2}$ :

$$z_{z2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{30}{\cos^3 11^\circ 18' 36''} = 31,82$$

3.2.4.2. Wartość współczynnika kształtu zęba  $Y_F = 1,71$  odczytany z tabeli 11.20.

Tabela 11.20. Wartości współczynnika kształtu zęba [1]

|       |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $z_z$ | 20   | 24   | 26   | 28   | 30   | 32   | 35   | 37   |
| $Y_F$ | 1,98 | 1,88 | 1,85 | 1,80 | 1,76 | 1,71 | 1,64 | 1,61 |
| $z_z$ | 40   | 45   | 50   | 60   | 80   | 100  | 150  | 300  |
| $Y_F$ | 1,55 | 1,48 | 1,45 | 1,40 | 1,34 | 1,30 | 1,27 | 1,24 |

3.2.4.3. Wartość współczynnika  $Y_\epsilon = 0,74$  dla wszystkich przekładni ślimakowych.

3.2.4.4. Obliczenie wartości  $Y_\beta$ :

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{120} = 1 - \frac{11,31}{120} = 0,91$$

3.2.4.5. Wartość modułu normalnego  $m_n$ :

$$m_n = m_x \cdot \cos \gamma = 16 \cdot \cos 11^\circ 18' 36'' = 15,69 \text{ mm}$$

3.2.4.6. Obliczenie wartości naprężeń zginających  $\sigma_F$  ( $K_F = K_H$ ):

$$\sigma_F = Y_F Y_\epsilon Y_\beta \frac{P_2 K_F}{b m_n} = 1,7 \cdot 0,74 \cdot 0,91 \cdot \frac{4539 \cdot 1,1}{78,38 \cdot 15,69} = 4,6 \text{ MPa}$$

3.2.4.7. Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego:

$$\sigma_F = 4,6 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 50 \text{ MPa} \quad \text{naprężenia dopuszczalne na zginanie nie są przekroczone.}$$

3.2.5. Sprawdzenie przekładni na zagrzanie.

3.2.5.1. Całkowita sprawność przekładni po przyjęciu łożyskowania w łożyskach tocznych dla których  $\eta_1 = \eta_2 = 0,99$ :

$$\eta_c = \eta\eta_1\eta_2 = 0,90 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,882$$

3.2.5.2. Moc tarcia  $N_T$  i ilość wydzielanego ciepła  $Q$ :

$$N_T = N(1 - \eta_c) = 12(1 - 0,882) = 1,42 \text{ kW}$$

Założono ciągłą pracę przekładni pod pełnym obciążeniem  $\eta_{NT} = 1$ , więc ilość ciepła powstająca w przekładni wynosi:

$$Q = 3600N_T\eta_{NT} = 3600 \cdot 1,42 \cdot 1 = 5112 \text{ kJ/h}$$

3.2.5.3. Wymagane pole powierzchni obudowy przekładni  $F$ :

Przyjęto różnicę temperatur ścianek obudowy i otoczenia  $t-t_0 = 55 \text{ K}$

$$F \geq \frac{Q}{15(t-t_0)^{1,3}} = \frac{5112}{15 \cdot 55^{1,3}} = 1,86 \text{ m}^2 ,$$

lub używając wzoru uproszczonego przy tych parametrach:

$$F \geq 1,31N_T = 1,31 \cdot 1,42 = 1,85 \text{ m}^2$$

4. Obliczenia kinematyczne i wytrzymałościowe przekładni walcowej  $z_3$ - $z_4$ .

Dobór materiału i wstępne określenie naprężeń dopuszczalnych.

Z literatury [1] na obydwie koła przyjęto stal do nawęglania utwardzaną dyfuzyjnie 41Cr4 o twardości boku zęba 610 HV, dla której:  $\sigma_{H\text{lim}} = 1280 \text{ MPa}$  i  $\sigma_{F\text{lim}} = 310 \text{ MPa}$ .

Uwaga:

Wykorzystując podobną metodykę działań co w zadaniu 11.1 i 11.2 wyznaczono, zawarte w tabeli 11.21, zasadnicze parametry przekładni.

Tabela 11.21. Wartości podstawowych parametrów przekładni walcowej

| Wielkość       | Zębnik  | Koło   |
|----------------|---------|--------|
| $z$            | 16      | 73     |
| $m_n$ [mm]     | 9,0     |        |
| $b$ [mm]       | 90      |        |
| $a_w$ [mm]     | 400     |        |
| $d$ [mm]       | 144     | 657    |
| $x$            | -0,0567 | 0,00   |
| $h_a$ [mm]     | 8,49    | 9,00   |
| $d_a$ [mm]     | 161,0   | 675    |
| $d_b$ [mm]     | 135,32  | 617,38 |
| $\alpha_w$ [°] | 19,8022 |        |

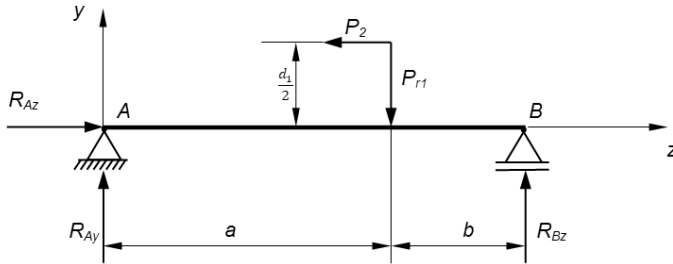
|  |                               |      |
|--|-------------------------------|------|
| $M$ [Nm]                                 | 1066                          | 3861 |
| $n$ [obr/min]                            | 95                            | 20   |
| $P$ [N]                                  | 14806                         |      |
| $n_{Emin}$ [obr/min]                     | 7779                          |      |
| $K_v$                                    | 1,01                          |      |
| $K_{F\alpha}=K_{H\alpha}$                | 1,00                          |      |
| $K_{H\beta}$                             | 1,21                          |      |
| $K_{F\beta}$                             | 1,16                          |      |
| $Z_H$                                    | 2,50                          |      |
| $Z_E$                                    | 189,8                         |      |
| $Z_\varepsilon$                          | 0,88                          |      |
| $Z_\beta$                                | 1,00                          |      |
| $Z_{NT} = Y_{NT}$                        | 1,00                          |      |
| $Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V$                | 1,00                          |      |
| $Z_W$                                    | 1,00                          |      |
| $Z_X$                                    | 1,00                          |      |
| $S_H$                                    | 1,90                          |      |
| $S_{Hmin}$                               | 1,30                          |      |
| $Y_{FS} = Y_{F\alpha} \cdot Y_{S\alpha}$ | 4,70                          |      |
| $Y_{orelT}$                              | 0,95                          |      |
| $Y_\beta$                                | 1,00                          |      |
| $Y_\varepsilon$                          | 0,70                          |      |
| $Y_X$                                    | 1,00                          |      |
| $S_F$                                    | 5,54                          |      |
| $S_{Fmin}$                               | 1,6                           |      |
| $N_T$ [kW]                               | 0,11                          |      |
| $x_T$                                    | 117,8                         |      |
| $P_r$ [N]                                | 5331                          |      |
| $\eta$ [E <sub>50</sub> ]                | 8 <sup>0</sup> (zanurzeniowo) |      |

5. Określenie średnic wałków, wymiarów wpustów oraz dobór łożysk.

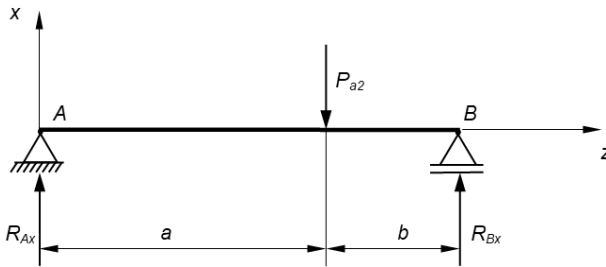
5.1. Obciążenia wałków.

5.1.1. Wałek wejściowy (ślimaka):

a) w płaszczyźnie  $y$ - $z$



b) w płaszczyźnie  $x$ - $z$



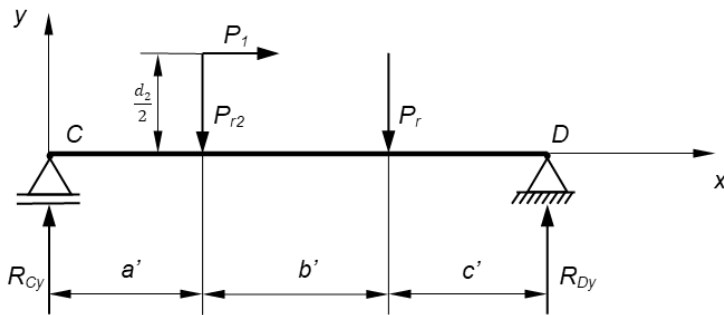
$$a = 261 \text{ mm}; b = 160 \text{ mm}$$

Rys. 11.18. Schemat obciążeń wałka wejściowego

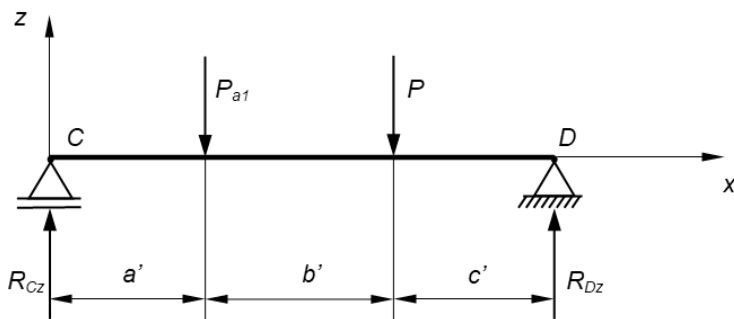


5.1.2. Wałek pośredni:

c) w płaszczyźnie  $y$ - $x$



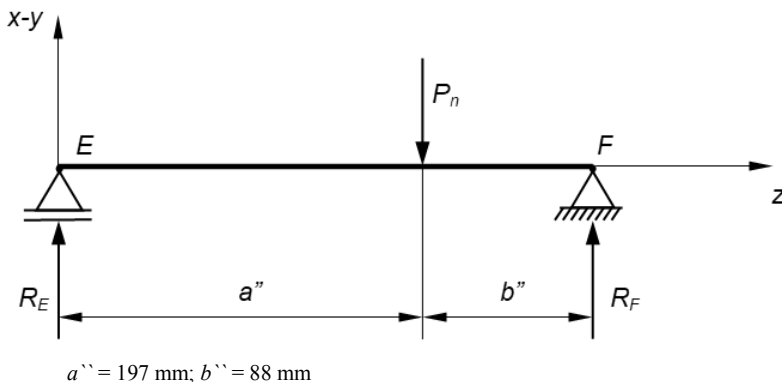
d) w płaszczyźnie  $z$ - $x$



$$a' = 82,5 \text{ mm}; b'' = 115 \text{ mm}; c' = 87,5 \text{ mm}$$

Rys. 11.19. Schemat obciążeń wałka pośredniego

5.1.4. Wałek wyjściowy:



Rys. 11.20. Schemat obciążeń wałka wyjściowego

Uwaga:

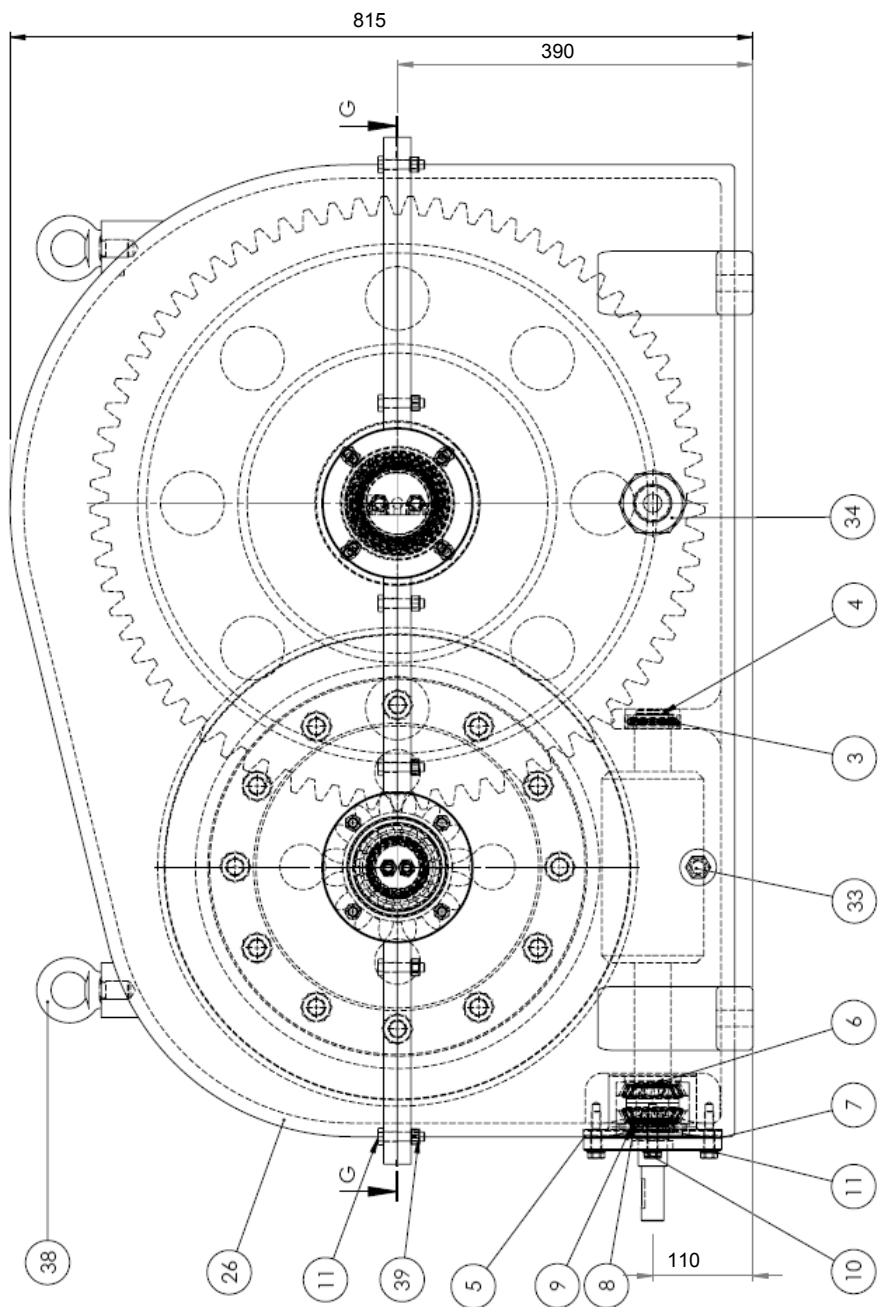
Przyjmując na wałki materiał C55 (w stanie ulepszonym) i wpusty materiał E335 oraz wykorzystując metodyki działań takie jak w zadaniach rozdziałów 7, 4 i 8, a także względy konstrukcyjne wyznaczone oraz przyjęto, zawarte w tabeli 11.22, średnice wałków, wymiary wpustów oraz typy łożysk.

Tabela 11.22. Wartości pozostałych parametrów przekładni walcowej

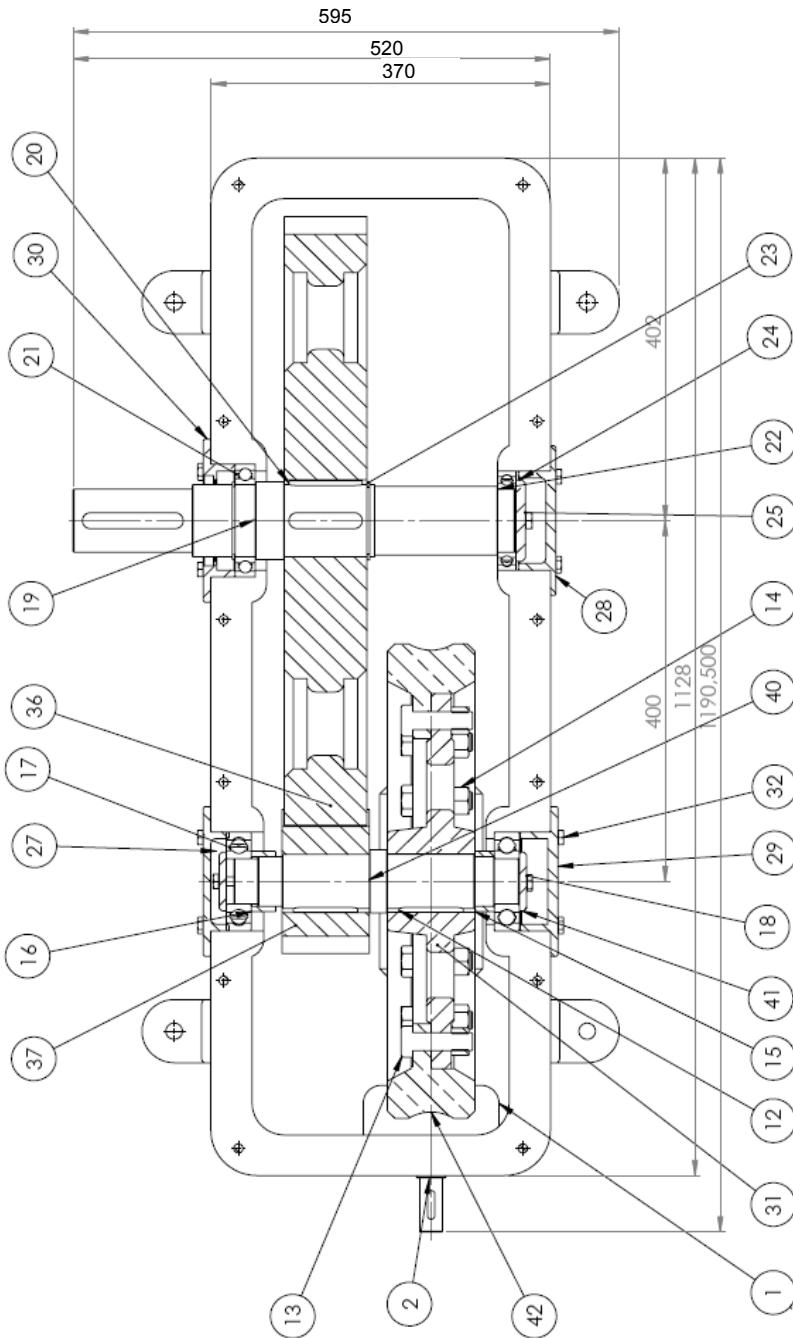
| Wałek     | Średnica [mm]  | Wpust $i-bxhx_l$ [mm]                            | Łożyska                 |
|-----------|----------------|--|-------------------------|
| wejściowy | $d_A = 35$     | 1-8x7x40   | 2x31307<br>w układzie X |
|           | $d_B = 35$     |  |                         |
|           | $d_{sw} = 38$  |  |                         |
|           | $d_s = 40$     |  |                         |
| pośredni  | $d_c = 50$     | 1-18x11x45 zębnik<br>1-18x11x45 ślimacznica      | obydwa typu:<br>6310    |
|           | $d_D = 50$     |  |                         |
|           | $d_{sw1} = 55$ |  |                         |
|           | $d_{s1} = 60$  |  |                         |
| wyjściowy | $d_z = 60$     | 2-18x11x80 koło zębate<br>1-18x11x110 zewnętrzny | obydwa typu:<br>6016    |
|           | $d_{sw2} = 76$ |  |                         |
|           | $d_E = 70$     |  |                         |
|           | $d_k = 80$     |  |                         |
|           | $d_F = 80$     |  |                         |
|           | $d_{sp1} = 70$ |  |                         |

6. Rysunek złożeniowy reduktora

Ze względu na duży format oraz pożądaną dobrą czytelność, rysunek złożeniowy podzielono na cztery fragmenty (Rśw. 11. 4 a), b), c) zamieszczone na kolejnych stronach 195-197.



Rów. 11. 4. a). Reduktor ślimakowo-walcowy. Widok z boku reduktora



Rśw. 11. 4. b). Reduktor ślimakowo-walcowy. Przekrój płaszczyzną przechodzącą przez osie wałków reduktora

|   |                                    |             |                 |                  |
|---|------------------------------------|-------------|-----------------|------------------|
| 42  | Wieniec ślimacznicy z = 30         | 1           |                 | CuSn10P          |
| 41  | Pierścień osadczy W050             | 2           | PN-85111/DIN472 |                  |
| 40  | Walek pośredni                     | 1           |                 | C55              |
| 39  | Nakrętka M10                       | 16          | PN-EN 24032     |                  |
| 38  | Śruba oczkowa M20                  | 2           | DIN-358         |                  |
| 37  | Koło zębate (zębnik) z = 16        | 1           |                 | 41Cr4            |
| 36  | Koło zębate z = 73                 | 1           |                 | 41Cr4            |
| 34  | Korek kontrolny                    | 1           |                 | Plexiglas        |
| 33  | Korek spustowy                     | 1           |                 | S235             |
| 32  | Śruba mocująca pokrywę M10x25      | 16          | PN-EN ISO 4014  |                  |
| 31  | Piasta wieńca ślimacznicy          | 1           |                 | E295             |
| 30  | Pokrywa łożyska 5                  | 1           |                 | S235             |
| 29  | Pokrywa łożyska 4                  | 1           |                 | S235             |
| 28  | Pokrywa łożyska 3                  | 1           |                 | S235             |
| 27  | Pokrywa łożyska 2                  | 1           |                 | S235             |
| 26  | Korpus górny                       | 1           |                 | EN-GJL-300       |
| 25  | Śruba mocująca M12x30              | 2           | PN-EN ISO 4014  |                  |
| 24  | Krażek zabezpieczający             | 1           |                 | S235             |
| 23  | Pierścień osadczy W080             | 2           | PN-85111/DIN472 |                  |
| 22  | Łożysko kulkowe 6014               | 1           | PN-85/M-86100   |                  |
| 21  | Łożysko kulkowe 6016               | 1           | PN-85/M-86100   |                  |
| 20  | Wpust pryzmatyczny 18x11x80        | 2           | PN-70/M-85005   | E335             |
| 19  | Walek wyjściowy                    | 1           |                 | C55              |
| 18  | Śruba mocująca M10x30              | 4           | PN-EN ISO 4014  |                  |
| 17  | Łożysko kulkowe 6310               | 2           | PN-85/M-86100   |                  |
| 16  | Tuleja dystansowa                  | 1           |                 | S235             |
| 15  | Tuleja dystansowa                  | 1           |                 | S235             |
| 14  | Nakrętka M12                       | 6           | PN-EN 24032     |                  |
| 13  | Śruba mocująca M12x65              | 6           | PN-EN ISO 4014  |                  |
| 12  | Wpust pryzmatyczny 18x11x70        | 2           | PN-70/M-85005   | E335             |
| 11  | Śruba mocująca M10x45              | 16          | PN-EN ISO 4014  |                  |
| 10  | Podkładka płaska                   | 4           | PN-82006        |                  |
| 9   | Nakrętka łożyskowa M30x1,5         | 1           | PN-82471        |                  |
| 8   | Podkładka zabezpieczająca          | 1           |                 | S235             |
| 7   | Pokrywka łożyska 1                 | 1           |                 | S235             |
| 6   | Łożysko stożkowe 31307             | 2           | PN-75/M-86220   |                  |
| 5   | Tuleja łożyska stożkowego          | 1           |                 | S235             |
| 4   | Pierścień osadczy W030             | 2           | PN-85111/DIN472 |                  |
| 3   | Łożysko kulkowe 6007               | 1           | PN-85/M-86100   |                  |
| 2   | Walek wejściowy ze ślimakiem z = 1 | 1           |                 | C55              |
| 1   | Korpus dolny                       | 1           |                 | EN-GJL-300       |
| Nr  | Nazwa                              | Ilość       | Nr normy        | Materiał         |
| Państwowa Uczelnia Zawodowa<br>we Włocławku |                                    | Konstruował |                 | Paweł Ziółkowski |
|   |                                    | Rysował     |                 | Paweł Ziółkowski |

Rśw. 11. 4. c). Reduktor ślimakowo-walcowy. Specyfikacja części reduktora wraz z materiałami

## LITERATURA

Dziurski A., Kania L., Kasprzycki A., Mazanek E., Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn, tom 1 i tom 2, WNT, Warszawa 2012.

Osiński Z., Podstawy konstrukcji maszyn, PWN, Warszawa 2010.

Katalog główny SKF, 4000/II PL, 1991.

Podstawy konstrukcji maszyn: [www.pkm.edu.pl](http://www.pkm.edu.pl) (dostęp: 15.01.2021 r.).

WYKAZ RYSUNKÓW TEKSTOWYCH

|             |  |     |
|-------------|--|-----|
| Rys. 1.1.   | Szkic połączenia spawanego . . . . .   | 11  |
| Rys. 1.2.   | Szkic połączenia spawanego . . . . .   | 14  |
| Rys. 1.3.   | Szkic połączenia spawanego . . . . .   | 17  |
| Rys. 7.1.   | Szkic obciążeń wału . . . . .  | 75  |
| Rys. 7.2.   | Szkic przekrojów obliczeniowych wału . . . . .   | 75  |
| Rys. 8.1.   | Schemat obciążeń układu łożyskowego . . . . .  | 80  |
| Rys. 8.2.   | Schemat obciążeń układu łożyskowego . . . . .  | 84  |
| Rys. 9.1.   | Schemat obciążeń układu łożysk . . . . .   | 93  |
| Rys. 10.1.  | Wymiary przyjętego gwintu . . . . .  | 104 |
| Rys. 10.2.  | Szkic do obliczenia przetyczki . . . . .   | 106 |
| Rys. 10.3.  | Model do obliczenia przetyczki . . . . .   | 107 |
| Rys. 10.4.  | Schemat kinematyczny podnośnika . . . . .  | 110 |
| Rys. 10.5.  | Wymiary charakterystyczne podnośnika . . . . .   | 110 |
| Rys. 10.6.  | Schemat układu sił w głównych elementach podnośnika . . . . .  | 111 |
| Rys. 10.7.  | Szkic do wyznaczenia wytrzymałości czopów . . . . .  | 115 |
| Rys. 11.1.  | Schemat kinematyczny reduktora . . . . .   | 121 |
| Rys. 11.2.  | Podział przełożenia w przekładniach wielostopniowych w dwu-<br>i trzystopniowych szeregowych . . . . . | 121 |
| Rys. 11.3.  | Zależność $Z_{NT}$ od liczby cykli . . . . .   | 128 |
| Rys. 11.4.  | Zależność $Z_{\chi}$ od modułu i rodzaju obróbki . . . . .   | 129 |
| Rys. 11.5.  | Współczynnik $Y_{FS}$ dla kół z uzębieniem zewnętrznym . . . . .                                       | 130 |
| Rys. 11.6.  | Wartości współczynnika $Y_{RrelT}$ . . . . .   | 131 |
| Rys. 11.7.  | Wartości współczynnika $Y_{\chi}$ . . . . .  | 131 |
| Rys. 11.8.  | Schemat kinematyczny reduktora . . . . .   | 145 |
| Rys. 11.9.  | Podział przełożeń w dwustopniowych przekładniach współosiowych . . . . .                               | 145 |
| Rys. 11.10. | Podział współczynników korekcji zależnością odwrotnie<br>proporcjonalną do liczby zębów . . . . .      | 147 |
| Rys. 11.11. | Możliwość zaostżenia i podcinania zębów spowodowane korekcją . . . . .                                 | 148 |
| Rys. 11.12. | Schemat kinematyczny reduktora . . . . .   | 167 |
| Rys. 11.13. | Schemat obciążeń wałka wejściowego . . . . .   | 177 |
| Rys. 11.14. | Schemat obciążeń wałka pośredniego . . . . .   | 178 |
| Rys. 11.15. | Schemat obciążeń wałka wyjściowego . . . . .   | 179 |
| Rys. 11.16. | Szkic kinematyczny reduktora . . . . .   | 184 |
| Rys. 11.17. | Wartości współczynnika tarcia w przekładni ślimakowej . . . . .  | 187 |
| Rys. 11.18. | Schemat obciążeń wałka wejściowego . . . . .   | 192 |
| Rys. 11.19. | Schemat obciążeń wałka pośredniego . . . . .   | 193 |
| Rys. 11.20. | Schemat obciążeń wałka wyjściowego . . . . .   | 194 |

## WYKAZ RYSUNKÓW KONSTRUKCYJNYCH

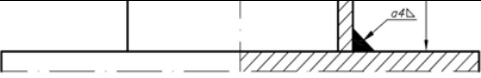
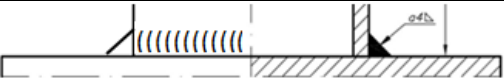
|             |   |     |
|-------------|---|-----|
| PS-01.01.   | Połączenie spawane . . . . .  | 13  |
| PS-01.02.   | Połączenie spawane . . . . .  | 16  |
| PS-01.03.   | Połączenie spawane . . . . .  | 19  |
| PNi- 02.01. | Połączenie nitowe . . . . .   | 24  |
| PNi- 02.02. | Połączenie nitowe . . . . .   | 26  |
| PW-03.01.   | Połączenie wciskowe . . . . .   | 30  |
| PWp-04.01.  | Połączenie wpustowe . . . . .   | 34  |
| PWp-04.02.  | Połączenia wielowpustowe. . . . .   | 36  |
| PWp-04.03.  | Połączenie kołkowe . . . . .  | 38  |
| PWp-04.04.  | Połączenie sworzniowe . . . . .   | 43  |
| PS-05.01.   | Połączenie śrubowe . . . . .  | 49  |
| PS-05.02.   | Połączenie śrubowe . . . . .  | 54  |
| PS-05.03.   | Połączenie śrubowe . . . . .  | 57  |
| ES-06.01.   | Sprężyna naciskowa . . . . .  | 64  |
| ES-06.02.   | Sprężyna naciągowa . . . . .  | 67  |
| USW-06.03.  | Układ sprężyn współosiowych . . . . .   | 71  |
| WA-07.01.   | Wałek . . . . .   | 78  |
| Łt-08.01.   | Łożyskowanie toczne . . . . .   | 83  |
| Łt-08.02.   | Łożyskowanie toczne . . . . .   | 87  |
| Łt-08.03.   | Łożyskowanie toczne . . . . .   | 90  |
| Łs-09.01.   | Łożyskowanie ślizgowe . . . . .   | 98  |
| Pnś-10.01.  | Podnośnik śrubowy . . . . .   | 109 |
| Pnt-10.02.  | Podnośnik trapezowy . . . . .   | 117 |
| Rws. 11.01. | a) Reduktor dwustopniowy walcowy. Przekrój płaszczyzną<br>przechodzącą przez osie wałków reduktora . . . . .    | 142 |
| Rws. 11.01. | b) Reduktor dwustopniowy walcowy. Widok z boku reduktora. . . . .   | 143 |
| Rws. 11.01. | c) Reduktor dwustopniowy walcowy. Specyfikacja części<br>reduktora wraz z materiałami . . . . .                 | 144 |
| Rww. 11.02. | a) Reduktor walcowy współosiowy. Widok z boku. . . . .  | 164 |
| Rww. 11.02. | b) Reduktor walcowy współosiowy. Przekrój płaszczyzną<br>przechodzącą przez osie wałków reduktora . . . . .     | 165 |
| Rww. 11.02. | c) Reduktor walcowy współosiowy. Specyfikacja części reduktora<br>wraz z materiałami. . . . .                   | 166 |
| Rsw. 11.3.  | a) Reduktor stożkowo-walcowy. Przekrój płaszczyzną<br>przechodzącą przez osie wałków reduktora – cz. 1. . . . . | 180 |
| Rsw. 11.3.  | b) Reduktor stożkowo-walcowy. Przekrój płaszczyzną<br>przechodzącą przez osie wałków reduktora – cz. 2. . . . . | 181 |
| Rsw. 11.3.  | b) Reduktor stożkowo-walcowy. Przekrój płaszczyzną<br>przechodzącą przez osie wałków reduktora – cz. 3. . . . . | 182 |
| Rsw. 11.3.  | d) Reduktor stożkowo-walcowy. Specyfikacja części reduktora<br>wraz z materiałami. . . . .                      | 183 |
| Rśw. 11. 4. | a) Reduktor ślimakowo-walcowy. Widok z boku reduktora . . . . .   | 195 |
| Rśw. 11. 4. | b) Reduktor ślimakowo-walcowy. Przekrój płaszczyzną<br>przechodzącą przez osie wałków reduktora . . . . .       | 196 |
| Rśw. 11. 4. | c) Reduktor ślimakowo-walcowy. Specyfikacja części reduktora<br>wraz z materiałami. . . . .                     | 197 |



## WYKAZ TABEL

|               |   |     |
|---------------|---|-----|
| Tabela 5.1.   | Wartości współczynnika długości swobodnej w zależności do rodzaju zamocowania końca śruby . . . . . | 50  |
| Tabela 5.2.   | Dane materiałowe do obliczenia naprężeń krytycznych . . . . .                                       | 51  |
| Tabela 6.1.   | Wartości współczynnika $K_L$ dla sprężyn o końcach dobrze osadzonych . . . . .                      | 63  |
| Tabela 7.1.   | Wyniki obliczeń i doboru średnic poszczególnych przekrojach wałka. . . . .                          | 77  |
| Tabela 8.1.   | Współczynniki obciążenia zastępczego łożysk kulkowych . . . . .                                     | 81  |
| Tabela 8.2.   | Dane do obliczenia obciążenia zastępczego układu łożyskowego . . . . .                              | 85  |
| Tabela 8.3.   | Obciążenia poszczególnych łożysk . . . . .  | 88  |
| Tabela 11.1.  | Wartości współczynnika zastosowania $K_A$ . . . . .   | 122 |
| Tabela 11.2.  | Najmniejsze liczby zębniaka dla zębów prostych . . . . .  | 123 |
| Tabela 11.3.  | Wartości funkcji ewolwentowej $\text{inv}\alpha$ . . . . .  | 124 |
| Tabela 11.4.  | Wartości współczynników pomocniczych $K_1$ i $K_2$ . . . . .  | 126 |
| Tabela 11.5.  | Wartości współczynników $K_{Fa}$ i $K_{Ha}$ . . . . .   | 126 |
| Tabela 11.6.  | Wartości współczynników $A_1$ i $A_2$ . . . . .   | 126 |
| Tabela 11.7.  | Wartości współczynnika $Z_E$ . . . . .  | 127 |
| Tabela 11.8.  | Okresy trwałości przekładni. . . . .  | 128 |
| Tabela 11.9.  | Wartości współczynnika szerokości wieńca . . . . .  | 149 |
| Tabela 11.10. | Rodzaje smarowania w zależności od $v$ . . . . .  | 161 |
| Tabela 11.11. | Dobór lepkości oleju przekładniowego . . . . .  | 161 |
| Tabela 11.12. | Wartości współczynnika dokładności wykonania $K_{Ha} = K_{Fa}$ kół stożkowych . . . . .             | 167 |
| Tabela 11.13. | Wartości współczynników sposobu łożyskowania i montażu kół stożkowych $K_{H\beta}$ . . . . .        | 168 |
| Tabela 11.14. | Najmniejsze liczby zębów przekładni stożkowych . . . . .  | 169 |
| Tabela 11.15. | Współczynniki przesunięcia zarysu dla kół stożkowych o zębach prostych . . . . .                    | 170 |
| Tabela 11.16. | Wyznaczone zasadnicze parametry przekładni . . . . .  | 176 |
| Tabela 11.17. | Wyznaczone pozostałe parametry przekładni . . . . .   | 179 |
| Tabela 11.18. | Właściwości wytrzymałościowe materiałów na ślimacznice . . . . .                                    | 184 |
| Tabela 11.19. | Zalecane liczby zębów ślimaka w zależności przełożenia. . . . .                                     | 185 |
| Tabela 11.20. | Wartości współczynnika kształtu zęba . . . . .  | 189 |
| Tabela 11.21. | Wartości podstawowych parametrów przekładni walcowej . . . . .                                      | 190 |
| Tabela 11.22. | Wartości pozostałych parametrów przekładni walcowej. . . . .  | 194 |



| str., wiersz | Jest  | Powinno być   |
|--------------|---|---|
| str.13       |    |   |
| str. 17, 4d  | ..... wywołanych siłą tnącą $S_z$ :   | ..... wywołanych siłą rozciągającą $S_z$ :  |
| str. 48, 6g  | $d_t = 0,5 \cdot (90 + 96) = 93 \text{ mm}$   | $d_t = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 48 = 72 \text{ mm}$  |
| str. 48, 7g  | $M_t = \frac{1}{2} \cdot Q \cdot \mu_t \cdot d_t =$<br>$\frac{1}{2} \cdot 45000 \text{ N} \cdot 0,12 \cdot 93 \text{ mm} = 251100 \text{ Nmm}$  | $M_t = \frac{1}{2} \cdot Q \cdot \mu_t \cdot d_t =$<br>$\frac{1}{2} \cdot 45000 \text{ N} \cdot 0,12 \cdot 72 \text{ mm}$<br>$= 194400 \text{ Nmm}$   |
| str. 48, 9g  | $M_c = M_s + M_t = 474387,7 \text{ Nmm}$  |   |
| str. 48, 3d  | ..... $\eta$ połączenia gwintowego śruby:   | ..... $\eta$ śruby:   |
| str. 48, 2d  | $\eta = \frac{Q \cdot h}{2 \cdot \pi \cdot M_c} = \frac{45000 \text{ N} \cdot 9 \text{ mm}}{2 \cdot \pi \cdot 474387,7 \text{ Nmm}}$<br>$= 0,136 = 13,6\%$  | $\eta = \frac{Q \cdot h}{2 \cdot \pi \cdot M_c} = \frac{45000 \text{ N} \cdot 8 \text{ mm}}{2 \cdot \pi \cdot 417688 \text{ Nmm}} = 0,137$<br>$= 13,7\%$  |
| str. 49      | Na rysunku (prawy rzut) jest $\phi 100$   | Na rysunku (prawy rzut) powinno być $\phi 96$   |
| str. 53, 6g  | $= \sqrt{\left( (98,53 \text{ MPa})^2 + \left( \frac{195 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}} \cdot 70 \text{ MPa} \right)^2 \right)}$<br>$\approx 145 \text{ MPa}$  | $= \sqrt{\left( (98,53 \text{ MPa})^2 + \left( \frac{195 \text{ MPa}}{120 \text{ MPa}} \cdot 72,2 \text{ MPa} \right)^2 \right)}$<br>$\approx 153 \text{ MPa}$  |
| str. 56, 6d  | $= 2 \cdot 145,95 \text{ MPa} \cdot \operatorname{tg}(0,59^\circ + 6,58^\circ) \cdot \frac{93,003 \text{ mm}}{90,931 \text{ mm}}$   | $= 2 \cdot 147,33 \text{ MPa} \cdot \operatorname{tg}(0,59^\circ + 6,58^\circ) \cdot \frac{93,003 \text{ mm}}{90,931 \text{ mm}}$   |
| str. 66, 2g  | $F_0 = F_1 - \frac{F d^4 f_1}{8 D^3 n} =$   | $F_0 = F_1 - \frac{G d^4 f_1}{8 D^3 n} =$   |
| str. 66, 1d  | $C = \frac{F_2 - F_1}{f_2 - f_1} = \frac{480 - 240}{166,5 - 50} = 2,06 \text{ N/mm}$  | $C = \frac{F_2 - F_1}{f_2 - f_1} = \frac{480 - 240}{166,5 - 60} = 2,25 \text{ N/mm}$  |
| str. 77, 9g  | $d_i = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{Zi}}{k_{go}}}$  | $d_i = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{gi}}{k_{go}}}$  |
| str. 85,1d   | $F_a \geq \frac{1}{2} \left( \frac{F_{r1}}{Y_1} - \frac{F_{r2}}{Y_1} \right) = \frac{1}{2} \left( \frac{9057,96}{0,72} - \frac{2930,96}{0,72} \right)$<br>$= 4254,86 \text{ N} \leq F_a = 9072 \text{ N}$ | $\frac{1}{2} \left( \frac{F_{r1}}{Y_1} - \frac{F_{r2}}{Y_1} \right) = \frac{1}{2} \left( \frac{9057,96}{0,72} - \frac{2930,96}{0,72} \right)$<br>$= 4254,86 \text{ N} \leq F_a = F_w$<br>$= 9072 \text{ N}$ |
| str. 104, 4d | $D_i = 38,00 \text{ mm}$  | $D_i = 35,50 \text{ mm}$  |

Str. 48 i 49

W skrypcie w zad. 5.1 są niestety błędy, o których zapomniałem powiedzieć na zajęciach.

I tak w p.4 należy przyjąć  $d_t = 1,5d = 1,5 \cdot 48 = 72 \text{ mm}$ . Tak więc i dalej powinno być

$M_t = 194400 \text{ Nmm}$  i  $M_c = 417687,7 \text{ Nmm}$ . Konsekwencją tego błędu jest również błąd w średnicy zewnętrznej pierścienia trącego, która powinna wynosić  $2d = 96 \text{ mm}$  – a na rys. PŚ-05.01 jest  $\phi 100$ .

Natomiast w p.5 oczywiście powinno być  $h = 8 \text{ mm}$

i wtedy  $\eta \approx 0,137 = 13,7 \%$ .