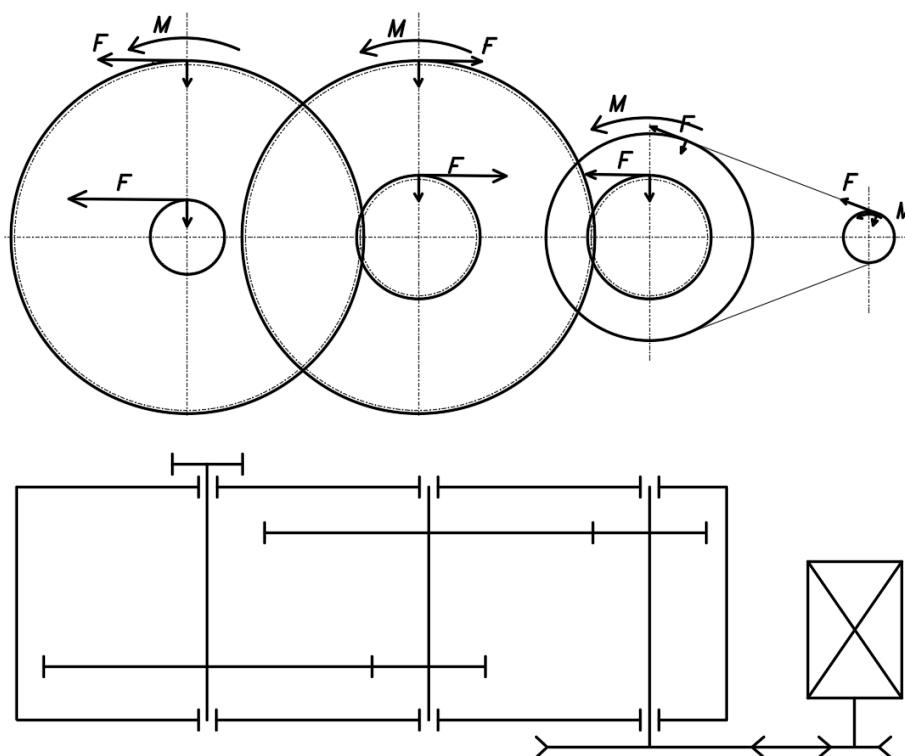


POLITECHNIKA WROCŁAWSKA			
PROJEKTOWANIE ELEMENTÓW I ZESPOŁÓW MECHANICZNYCH			
Autor		Grupa M03-08c	
Imię i nazwisko:	Numer indeksu:	Numer projektu:	Data oddania:
Patryk Olearczyk	261089	II	12.12.2022
Temat projektu:			
Projekt przekładni zębatej			



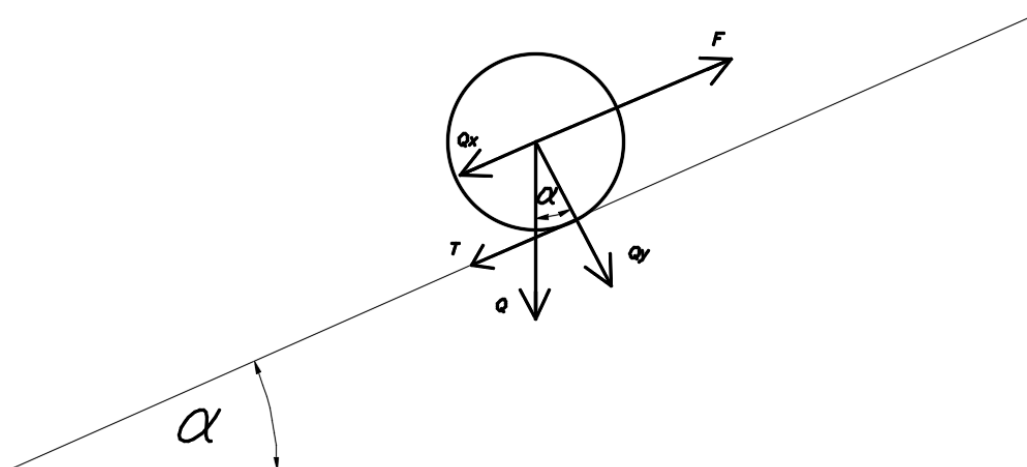
Rys 1.1. Schemat projektowanej przekładni zębatej

DANE:

$v = 0,125 \frac{m}{s}$
 $\alpha = 30^\circ$
 $d_{p5} = 100 \text{ mm}$
 $m = 300 \text{ kg}$

OBLICZENIA:

1. Obliczenia wstępne:



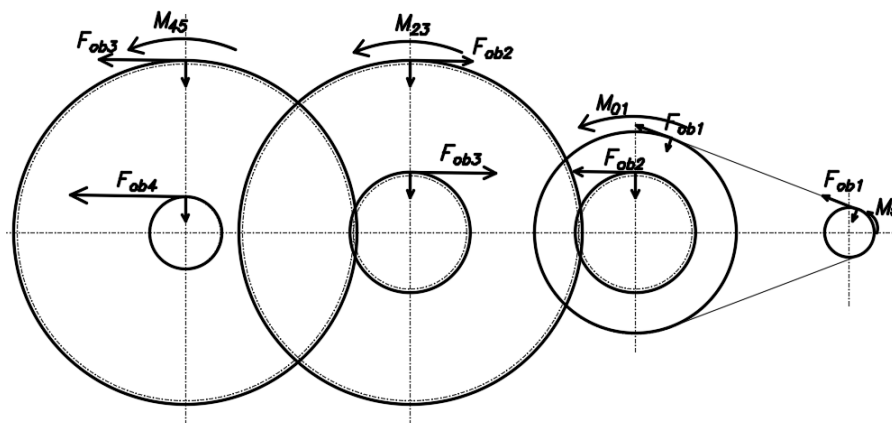
Rys. 1.1. Schemat poruszającego się po listwie koła zębatego

WYNIKI:

<p> $\alpha = 30^\circ$ $m = 300 \text{ kg}$ $d_{p5} = 100 \text{ mm}$ $v = 0,125 \frac{m}{s}$ </p>	<p>1.1. Obliczenia Siły potrzebnej do ruszenia koła.</p> <p>Z podstawowych zależności i znajomości fizyki równi pochyłej wzór na siłę wygląda następująco:</p> $F = Q_x + T = Q \cdot \sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha = mg(\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha) = 300 \cdot 9,81 \cdot (\sin 30^\circ + 0,1 \cdot \cos 30^\circ) = 1726,4 \text{ N}$ <p>Od tego momentu siła F będzie nazywana siłą F_{o4}.</p> <p>1.2. Obliczenia momentu potrzebnego do ruchu koła zębatego:</p> $M_{o5} = F_{o4} \cdot r = F_{o4} \cdot \frac{d_{p5}}{2} = 1726,4 \cdot 50 = 86,32 \text{ Nm}$ <p>Moment działający na koło musi być większy niż $M_{o5} = 86,32 \text{ Nm}$.</p> <p>1.3. Obliczenia prędkości obrotowej koła zębatego:</p> $n_k = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot v}{\pi \cdot \frac{d_{p5}}{2}} = \frac{30 \cdot 0,125}{\pi \cdot \frac{100}{2}} = 12 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ <p>1.4. Obliczenia mocy potrzebnej do napędzenia koła:</p> $P = \omega \cdot M_{o5} = \frac{v}{\frac{d_{p5}}{2}} \cdot M_{o5} = \frac{0,125}{\frac{100}{2}} \cdot 86,32 \text{ Nm} = 107,9 \text{ W}$ <p>Moc potrzebna do napędzenia koła musi być większa niż $P = 107,9 \text{ W}$.</p> <p>2. Dobór silnika i kół zębatach:</p> <p>2.1. Dobór silnika:</p> <p>Wybrano silnik Doga 321 o następujących parametrach:</p> <ul style="list-style-type: none"> Masa: 2,6 kg Napięcie zasilania: 24 V DC Nominalny moment: 2,7 Nm Prędkość: 2700 $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$ Moc: 0,73 kW <div data-bbox="614 1489 981 1814" data-label="Image"> </div> <p>Rys. 2.1. Silnik Doga – 321 traction series.</p> <p>W celu ograniczenia kosztów projektu silnik wyposażono w strukturę kaskadową z mostkiem H, ograniczając prędkość jego obrotów do 420 $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$.</p>	<p> F_{o5} $= 1726,4 \text{ N}$ M_{o5} $= 86,32 \text{ Nm}$ $n_k = 12 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ </p>
--	--	--

<div style="display: flex; flex-direction: column; align-items: center;"> <div style="margin-bottom: 20px;"> $n_k = 12 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ $n_w = 420 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ </div> <div style="margin-bottom: 20px;"> $d_p = 71,3 \text{ mm}$ $d_{p0} = 285,21 \text{ mm}$ </div> </div>	<div style="margin-bottom: 20px;"> <p>2.2. Przełożenie prędkości na przekładni:</p> <p>Przełożenie wyliczono jako stosunek prędkości obrotowej na wejściu i wyjściu układu:</p> $I = \frac{n_k}{n_w} = \frac{12}{420} = 35$ <p>Znając maksymalne wartości przełożenia na przekładni pasowej ($I_p = \frac{1}{5}$) i na przekładni zębatej ($I_z = \frac{1}{8}$) oraz biorąc pod uwagę ograniczenia związane z geometrią kół zębatych zdecydowano się na następujące przełożenia:</p> $I_{z1} \cdot I_{z2} \cdot I_p = \frac{1}{2,97} \cdot \frac{1}{2,97} \cdot \frac{1}{4} = \frac{1}{35,25}$ <p>Obliczone przełożenie różni się od założonego, dlatego sprawdzono wpływ tej zmiany na prędkość końcową i otrzymano prędkość końcową $v = 0,12475 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Błąd ten jest mniejszy niż 1%, dlatego też uznano go za akceptowalny.</p> </div> <div style="margin-bottom: 20px;"> <p>2.3. Dobór kół pasowych i zębatych:</p> <p>Na podstawie punktu 2.2. dobrano koła zębate o następujących średnicach:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Pierwsze koło pasowe: $d_p = 71,3 \text{ mm}$ • Drugie koło pasowe: $d_{p0} = 285,21 \text{ mm}$ • Pierwsze koło zębate $d_{p1} = 160 \text{ mm}$ • Drugie koło zębate $d_{p2} = 475 \text{ mm}$ • Trzecie koło zębate $d_{p3} = 160 \text{ mm}$ • Czwarte koło zębate $d_{p4} = 475 \text{ mm}$ </div> <div style="margin-bottom: 20px;"> <p>3. Obliczenia przekładni pasowej:</p> <p>3.1. Odległość między kołami powinna znajdować się w przedziale:</p> $\frac{d_p + d_{p1}}{2} + 50 \leq a \leq d_p + d_{p1}$ $228,26 \text{ mm} \leq a \leq 356,51 \text{ mm}$ <p>Założono odległość $a = 320 \text{ mm}$.</p> </div> <div style="margin-bottom: 20px;"> <p>3.2. Obliczenia długości pasa zębatego:</p> $L_p = \pi \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} + \pi \frac{\gamma}{180} (d_{p2} - d_{p1}) + 2 \cdot a \cdot \cos \gamma$ <p>, gdzie $\sin \gamma = \frac{d_{p1} - d_p}{2 \cdot a} = \frac{285,21 - 71,3}{2 \cdot 320} = 0,334234$, stąd $\gamma = 25^\circ$</p> </div> <div> <p>Na tej podstawie określono długość pasa równą $L_p = 1233,37 \text{ mm}$. Przeglądając katalog wybrano najbliższą obliczonej długość pasa $L_p = 1200 \text{ mm}$. Z tego powodu należało wprowadzić korektę do rozstawu kół a. Przekształcając użyty do wyliczenia długości pasa wzór otrzymano odległość $a = 301,6 \text{ mm}$.</p> </div>	<div style="margin-bottom: 20px;"> $I = 35$ </div> <div style="margin-bottom: 20px;"> $L_p = 1200 \text{ mm.}$ $a = 301,6 \text{ mm.}$ </div>
--	--	---

4. Obliczenia sił i momentów na przekładni:



Rys. 4.1. Schemat przekładni zębatej z oznaczonymi działającymi na niej siłami i momentami.

Wiedząc, że na koła znajdujące się na tym samym wale działa taki sam moment obrotowy oraz, że koła, które się za sobą zazębiają mają taką samą wartość siły obwodowej obliczono wszystkie ich wartości ze wzoru:

$$M = F \cdot r \Rightarrow F = \frac{M}{r}$$

Przykładowe obliczenia przeprowadzone dla przekładni zębatej:

Moment silnika $M_s = 2,7 \text{ Nm}$.

Na koło o średnicy $d_p = 71,3 \text{ mm}$, działa siła F_{ob} , która ma wartość:

$$F_{ob1} = \frac{M_s}{\frac{d_p}{2}} = \frac{2,7}{\frac{71,3}{2}} = 75,74 \text{ N}$$

Ta sama siła działa na koło $d_{p0} = 285,21 \text{ mm}$, pozwalając policzyć działający na nim moment:

$$M_{01} = F_{ob1} \cdot \frac{d_{p0}}{2} = 75,74 \cdot \frac{285,21}{2} = 10,8 \text{ Nm}$$

Analogicznie określono siły i momenty działające na kolejnych kołach:

$$F_{ob1} = 75,74 \text{ N}$$

$$M_{01} = 10,8 \text{ Nm}$$

$$F_{ob2} = 135 \text{ N}$$

$$M_{23} = 32,1 \text{ Nm}$$

$$F_{ob3} = 400,8 \text{ N}$$

$$M_{45} = 95,2 \text{ Nm}$$

$$F_{ob4} = 1903,8 \text{ N}$$

Znając wartości sił obwodowych działających na koła w przekładni można określić wartość sił promieniowych:

$$F_{r1} = F_{ob1} \cdot \tan(\alpha) = 75,74 \cdot \tan(20^\circ) = 27,57 \text{ N}$$

* według norm europejskich kąt $\alpha = 20^\circ$

$$F_{r1} = 27,57 \text{ N}$$

$$F_{r2} = 49,14 \text{ N}$$

$$F_{r3} = 145,88 \text{ N}$$

$$F_{r4} = 692,92 \text{ N}$$

$$F_{ob1} = 75,74 \text{ N}$$

$$M_{01} = 10,8 \text{ Nm}$$

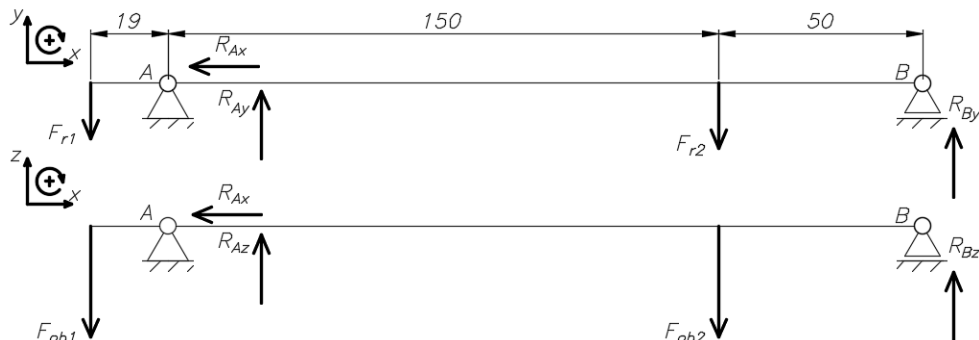
$$\begin{aligned} F_{ob2} &= 135 \text{ N} \\ M_{23} &= 32,1 \text{ Nm} \\ F_{ob3} &= 400,8 \text{ N} \\ M_{45} &= 95,2 \text{ Nm} \\ F_{ob4} &= 1903,8 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_{r1} = 27,57 \text{ N}$$

5. Obliczenia wytrzymałościowe wałów:

5.1. Obliczenia pierwszego wału:

Znając siły działające na kołach można określić rozkład sił na wale:



Rys 5.1. Siły działające na pierwszym wale.

Siły reakcji na wale:

$$\begin{cases} R_{Ax} = 0 \\ R_{Ay} + R_{By} - F_{r2} - F_{r1} = 0 \\ -R_{By} \cdot 200 - F_{r2} \cdot 215 - F_{r1} \cdot 50 = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} R_{Ax} = 0 \\ R_{Az} + R_{Bz} - F_{ob2} - F_{ob1} = 0 \\ -R_{By} \cdot 200 - F_{ob2} \cdot 215 - F_{ob1} \cdot 50 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{Ax} = 0 \text{ N} \\ R_{Ay} = 34,24 \text{ N} \\ R_{By} = 42,47 \text{ N} \end{cases} \quad \begin{cases} R_{Ax} = 0 \text{ N} \\ R_{Az} = 94,1 \text{ N} \\ R_{Bz} = 116,7 \text{ N} \end{cases}$$

Przedziały w płaszczyźnie xy:

I. Od prawej: $0 \leq x_1 \leq 19$

$$M(x_1) = -F_{r1} \cdot x_1$$

$$M(0) = -F_{r1} \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$M(19) = -F_{r1} \cdot 19 = -27,57 \cdot 19 = -523,8 \text{ Nmm}$$

II. Od prawej: $19 \leq x_2 \leq 169$

$$M(x_2) = -F_{r1} \cdot x_2 + R_{Ay} \cdot (x_2 - 19)$$

$$M(19) = -F_{r1} \cdot 19 + 0 = -27,57 \cdot 19 = -523,8 \text{ Nmm}$$

$$M(169) = -F_{r1} \cdot 169 + R_{Ay} \cdot (169 - 19) = -27,57 \cdot 19 + 34,24 \cdot (169 - 19) = 1711,8 \text{ Nmm}$$

III. Od lewej: $0 \leq x_3 \leq 50$

$$M(x_3) = R_{By} \cdot x_3$$

$$M(0) = R_{By} \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$M(50) = R_{By} \cdot 50 = 42,47 \cdot 50 = 1711,8 \text{ Nmm}$$

Przedziały w płaszczyźnie xz:

I. Od prawej: $0 \leq x_1 \leq 19$

$$M(x_1) = -F_{ob1} \cdot x_1$$

$$M(0) = -F_{ob1} \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$M(19) = -F_{ob1} \cdot 19 = -75,74 \cdot 19 = -1439,1 \text{ Nmm}$$

$$\begin{aligned} F_{r2} &= 49,14 \text{ N} \\ F_{r3} &= 145,88 \text{ N} \\ F_{r4} &= 692,92 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{r1} &= 27,57 \text{ N} \\ F_{r2} &= 49,14 \text{ N} \\ F_{r3} &= 145,88 \text{ N} \\ F_{r4} &= 692,92 \text{ N} \\ F_{ob1} &= 75,74 \text{ N} \\ F_{ob2} &= 135 \text{ N} \\ F_{ob3} &= 400,8 \text{ N} \\ F_{ob4} &= 1903,8 \text{ N} \end{aligned}$$

II. Od prawej: $19 \leq x_2 \leq 169$

$$M(x_2) = -F_{ob1} \cdot x_2 + R_{Az} \cdot (x_2 - 19)$$

$$M(19) = -F_{ob1} \cdot 19 + 0 = -75,74 \cdot 19 = -1439,1 \text{ Nmm}$$

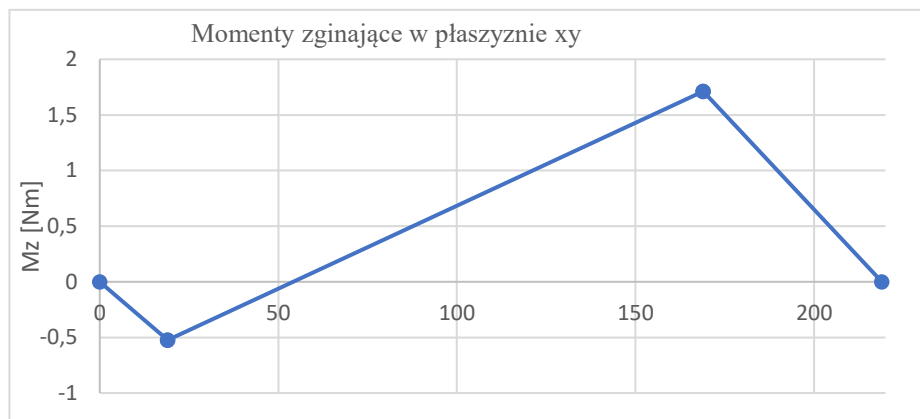
$$M(169) = -F_{ob1} \cdot 169 + R_{Az} \cdot (169 - 19) = -75,74 \cdot 19 + 94,1 \cdot (169 - 19) = 4702,7 \text{ Nmm}$$

III. Od lewej: $0 \leq x_3 \leq 50$

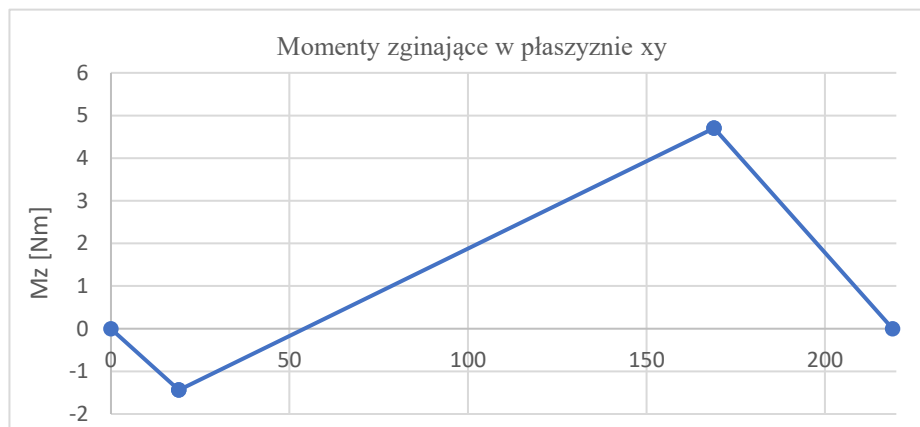
$$M(x_3) = R_{Bz} \cdot x_3$$

$$M(0) = R_{Bz} \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

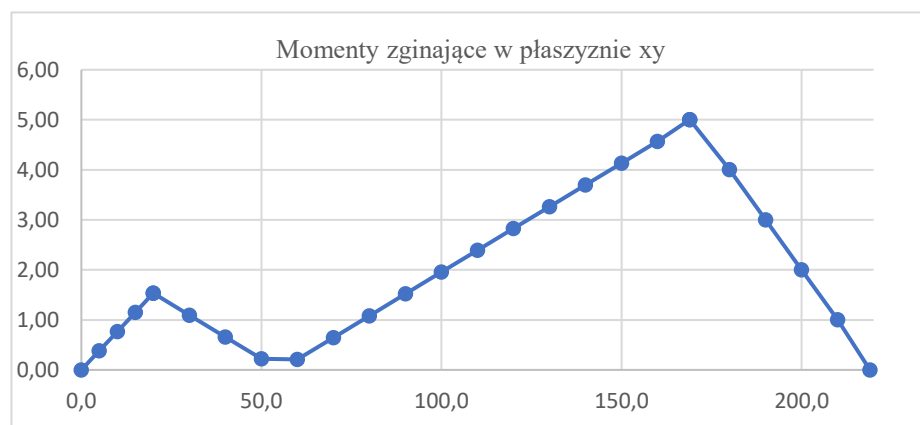
$$M(50) = R_{Bz} \cdot 50 = 94,1 \cdot 50 = 4702,7 \text{ Nmm}$$



Rys 5.1.1. Wykres momentów zginających na wale w płaszczyźnie xy.



Rys 5.1.2. Wykres momentów zginających na wale w płaszczyźnie xz.



Rys 5.1.3. Wykres momentów wypadkowych działających na wale.

Na rysunku 5.1.3. pokazano moment wypadkowy, który wyliczono ze wzoru:

$$M_w = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

Przykładowy wynik równania na odległości 19 mm na wale:

$$M_w = \sqrt{(-523,8)^2 + (-1439,1)^2} [Nmm] = 1,53 Nm$$

Tab. 5.1.1. Zestawienie momentów wypadkowych na całym wale.

Odległość	Moment xy	Moment xz	Moment wypadkowy
[mm]	[Nmm]	[Nmm]	[Nm]
0,0	0,0	0,0	0,00
5,0	-131,0	-359,8	0,38
10,0	-261,9	-719,5	0,77
15,0	-392,9	-1079,3	1,15
20,0	-523,8	-1439,1	1,53
20,0	-523,8	-1439,1	1,53
30,0	-374,8	-1029,6	1,10
40,0	-225,7	-620,2	0,66
50,0	-76,7	-210,7	0,22
60,0	72,3	198,8	0,21
70,0	221,4	608,2	0,65
80,0	370,4	1017,7	1,08
90,0	519,5	1427,1	1,52
100,0	668,5	1836,6	1,95
110,0	817,5	2246,0	2,39
120,0	966,6	2655,5	2,83
130,0	1115,6	3064,9	3,26
140,0	1264,7	3474,4	3,70
150,0	1413,7	3883,8	4,13
160,0	1562,8	4293,3	4,57
169,0	1711,8	4702,7	5,00
169,0	1711,8	4702,7	5,00
180,0	1369,4	3762,2	4,00
190,0	1027,1	2821,6	3,00
200,0	684,7	1881,1	2,00
210,0	342,4	940,5	1,00
219,0	0,0	0,0	0,00

Momenty skręcające działające na wale:

I. Od prawej: $0 \leq x_1 \leq 19$

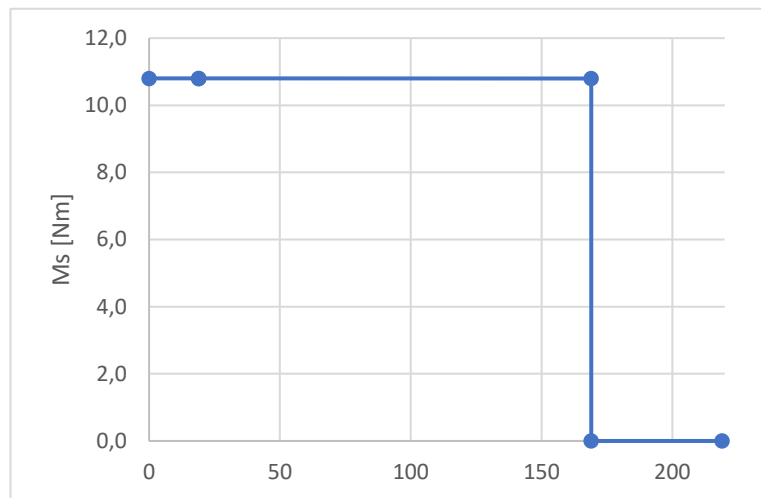
$$Ms(x_1) = -F_{ob1} \cdot d_{p0} = -75,74 \cdot 285,21 [Nmm] = 10,8 Nm$$

II. Od prawej: $19 \leq x_2 \leq 169$

$$Ms(x_2) = -F_{ob1} \cdot d_{p0} = -75,74 \cdot 285,21 [Nmm] = 10,8 Nm$$

III. Od lewej: $0 \leq x_3 \leq 50$

$$Ms(x_3) = 0$$



Rys 5.1.4. Wykres momentów skręcających na wale.

Na materiał do wykonania wału wybrano stal 30H/~34Cr4, czyli stal stopową, konstrukcyjną do ulepszania cieplnego i hartowania.

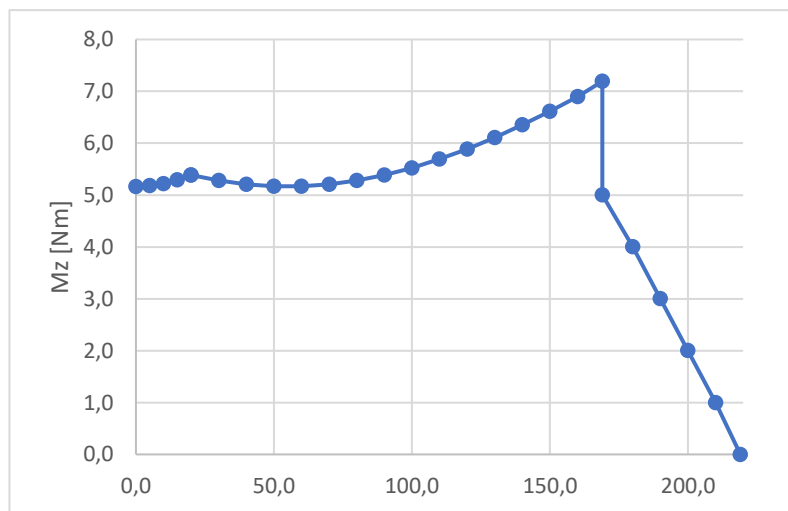
Współczynnik redukcyjny α :

$$\alpha = \frac{k_{go}}{k_{sj}} = \frac{110}{115} = 0,96$$

Moment zastępczy na wale:

$$M_z = \sqrt{M_w^2 + \left(\frac{\alpha}{2} M_s\right)^2} = \sqrt{1,53^2 + \left(\frac{0,96}{2} \cdot 10,8\right)^2} = 5,4 \text{ Nm}$$

$$\begin{aligned} k_{go} &= 110 \text{ MPa} \\ k_{sj} &= 115 \text{ MPa} \end{aligned}$$



Rys 5.1.5. Wykres momentów zastępczych na wale.

Teoretyczne średnice wału:

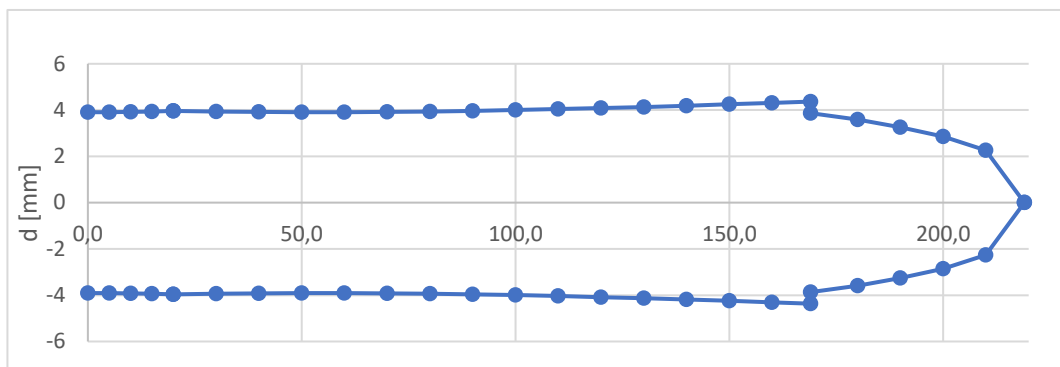
$$\sigma_g = \frac{M_z}{W_x} \leq k_{go} \Rightarrow \frac{M_z}{k_{go}} \leq W_x$$

$$\frac{\pi}{32} d^3 \geq \frac{M_z}{k_{go}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_z \cdot 32}{k_{go} \cdot \pi}} \left[\sqrt[3]{\frac{\text{Nm}}{\text{MPa}}} \right]$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5,4 \cdot 32}{110 \cdot \pi}} \cdot 10 [\text{mm}]$$

$$d \geq 7,8 \text{ mm}$$



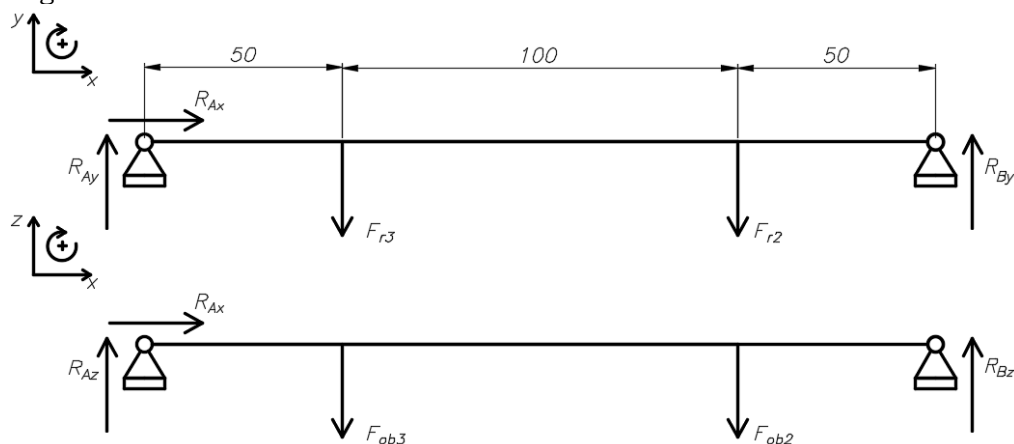
Rys. 5.1.6. Zarys teoretyczny wału.

Tab. 5.1.2. Zestawienie momentów zastępczych i teoretycznych średnic na wale.

Odległość [mm]	M zastępczy [Nm]	Średnica teoretyczna [mm]
0,0	5,2	7,8
5,0	5,2	7,8
10,0	5,2	7,8
15,0	5,3	7,9
20,0	5,4	7,9
20,0	5,4	7,9
30,0	5,3	7,9
40,0	5,2	7,8
50,0	5,2	7,8
60,0	5,2	7,8
70,0	5,2	7,8
80,0	5,3	7,9
90,0	5,4	7,9
100,0	5,5	8,0
110,0	5,7	8,1
120,0	5,9	8,2
130,0	6,1	8,3
140,0	6,4	8,4
150,0	6,6	8,5
160,0	6,9	8,6
169,0	7,2	8,7
169,0	5,0	7,7
180,0	4,0	7,2
190,0	3,0	6,5
200,0	2,0	5,7
210,0	1,0	4,5
219,0	0,0	0,0

5.2. Obliczenia drugiego wału:

Wszystkie obliczenia przeprowadzone dla wału drugiego wykonano analogicznie do pierwszego.

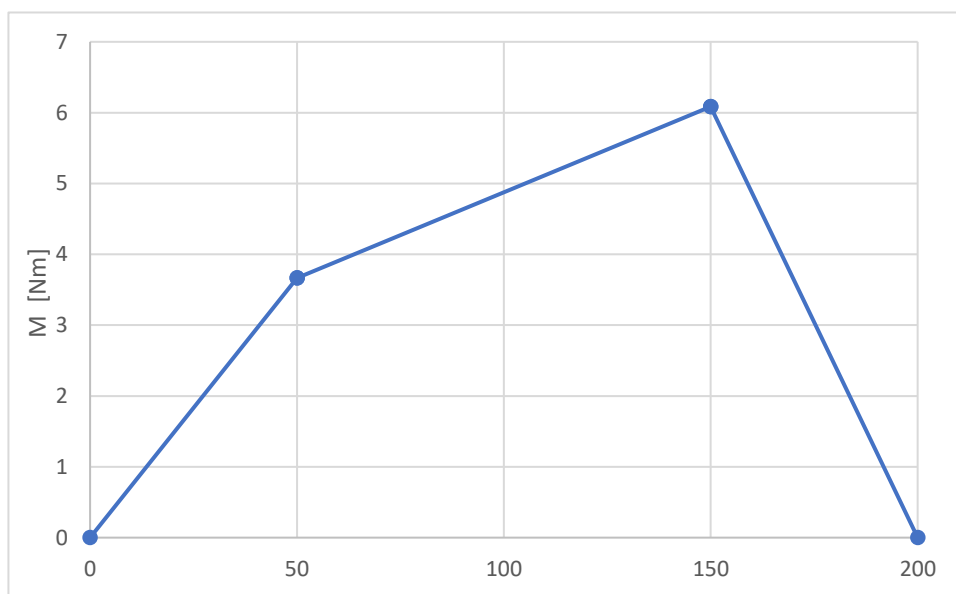


Rys 5.2. Siły działające na pierwszym wale.

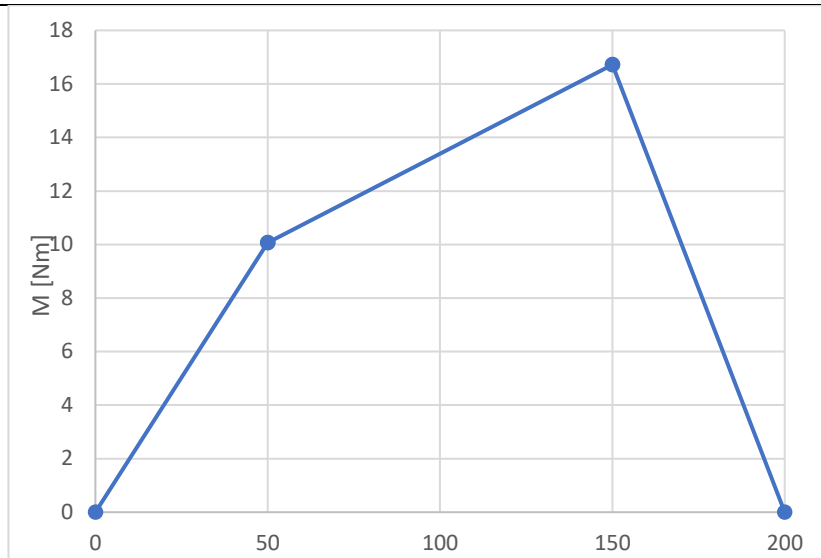
Siły reakcji na wale:

$$\begin{cases} R_{Ax} = 0 \text{ N} \\ R_{Ay} = 73,32 \text{ N} \\ R_{By} = 121,69 \text{ N} \end{cases}$$

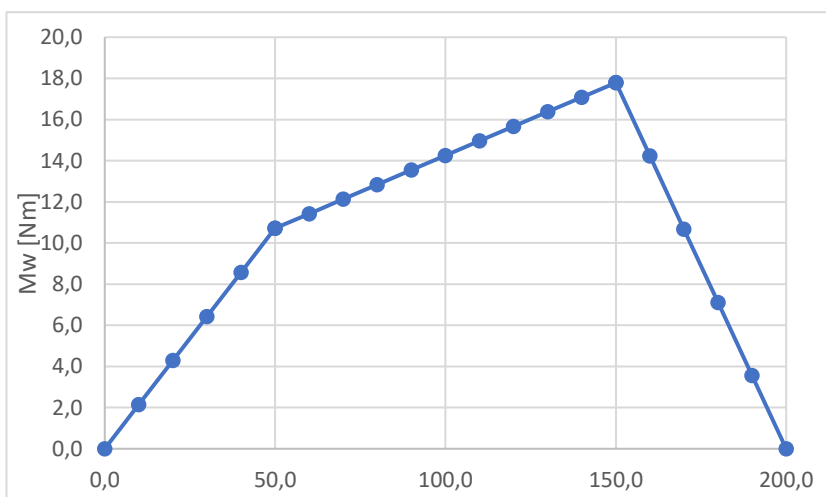
$$\begin{cases} R_{Ax} = 0 \text{ N} \\ R_{Az} = 201,45 \text{ N} \\ R_{Bz} = 334,35 \text{ N} \end{cases}$$



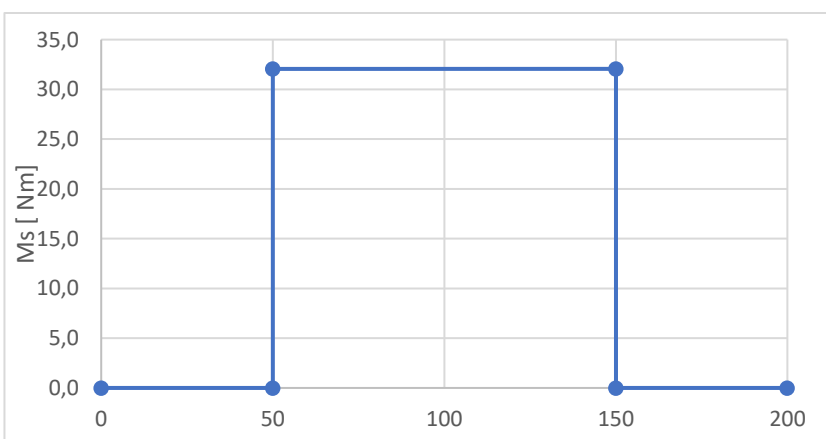
Rys 5.2.1. Wykres momentów zginających na wale w płaszczyźnie xy.



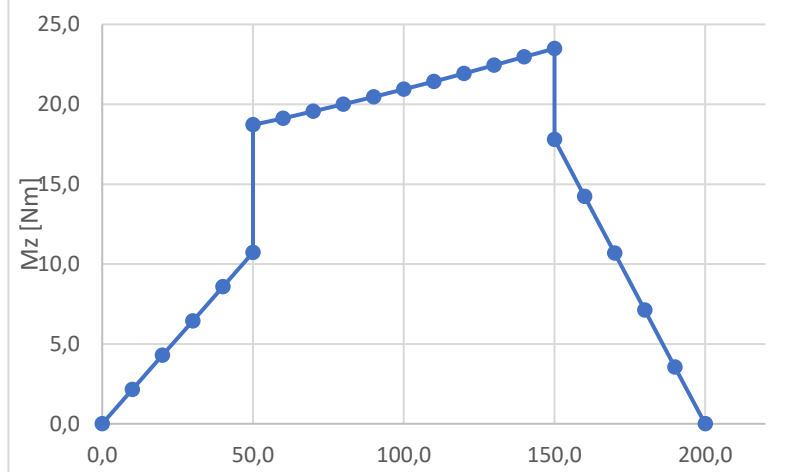
Rys 5.2.2. Wykres momentów zginających na wale w płaszczyźnie xz.



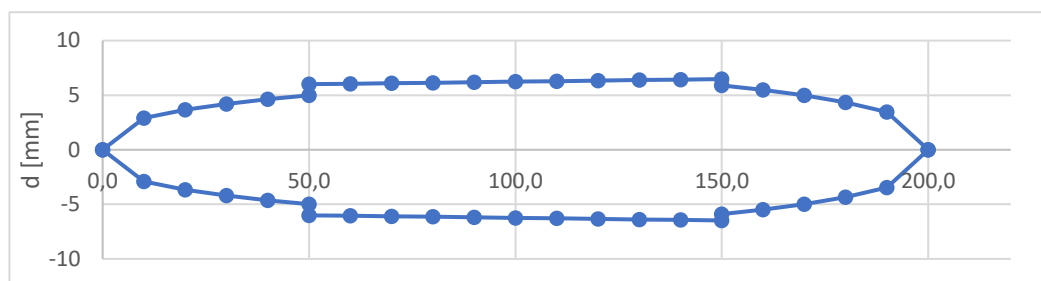
Rys 5.2.3. Wykres momentów wypadkowych na wale.



Rys. 5.2.4. Wykres momentów skręcających na wale.



Rys 5.2.5. Wykres momentów zastępczych na wale.



Rys. 5.2.6. Zarys teoretyczny wału.

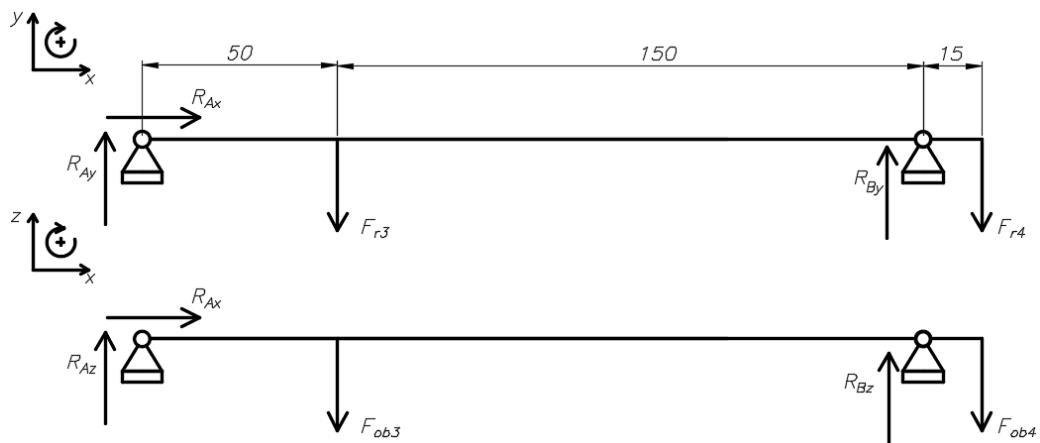
Tab. 5.2.1 Zestawienie otrzymanych w obliczeniach wyników.

Odległość [mm]	Moment xy [Nmm]	Moment xz [Nmm]	Moment wypadkowy [Nm]	M zastępczy [Nmm]	Średnica teoretyczna [Nmm]
0,0	0,0	0,0	0,00	0,0	0,0
10,0	733,3	2014,5	2,14	2,1	5,8
20,0	1466,5	4029,0	4,29	4,3	7,3
30,0	2199,8	6043,5	6,43	6,4	8,4
40,0	2933,0	8058,0	8,58	8,6	9,3
50,0	3666,3	10072,5	10,72	10,7	10,0
50,0	3666,3	10072,5	10,72	18,7	12,0
60,0	3908,1	10737,0	11,43	19,1	12,1
70,0	4150,0	11401,5	12,13	19,6	12,2
80,0	4391,8	12066,0	12,84	20,0	12,3
90,0	4633,7	12730,5	13,55	20,5	12,4
100,0	4875,5	13395,0	14,25	20,9	12,5
110,0	5117,4	14059,5	14,96	21,4	12,6
120,0	5359,2	14724,0	15,67	21,9	12,7
130,0	5601,1	15388,5	16,38	22,4	12,8
140,0	5842,9	16053,0	17,08	23,0	12,9
150,0	6084,8	16717,5	17,79	23,5	13,0
150,0	6084,8	16717,5	17,79	17,8	11,8

Tab. 5.2.1 Zestawienie otrzymanych w obliczeniach wyników ciąg dalszy.

Odległość	Moment xy	Moment xz	Moment wypadkowy	M zastępczy	Średnica teoretyczna
[mm]	[Nmm]	[Nmm]	[Nm]	[Nmm]	[Nmm]
160,0	4867,8	13374,0	14,23	14,2	11,0
170,0	3650,9	10030,5	10,67	10,7	10,0
180,0	2433,9	6687,0	7,12	7,1	8,7
190,0	1217,0	3343,5	3,56	3,6	6,9
200,0	0,0	0,0	0,00	0,0	0,0

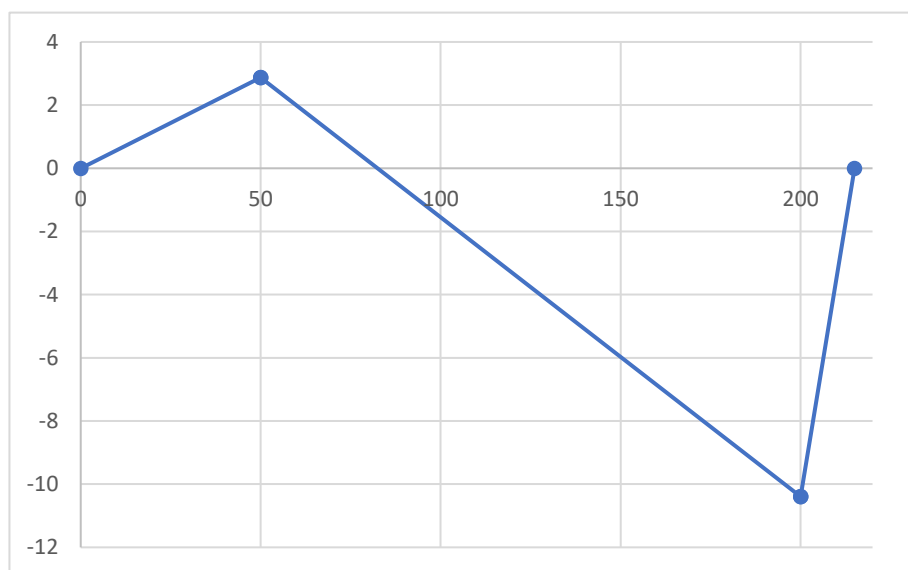
5.3. Obliczenia trzeciego wału:



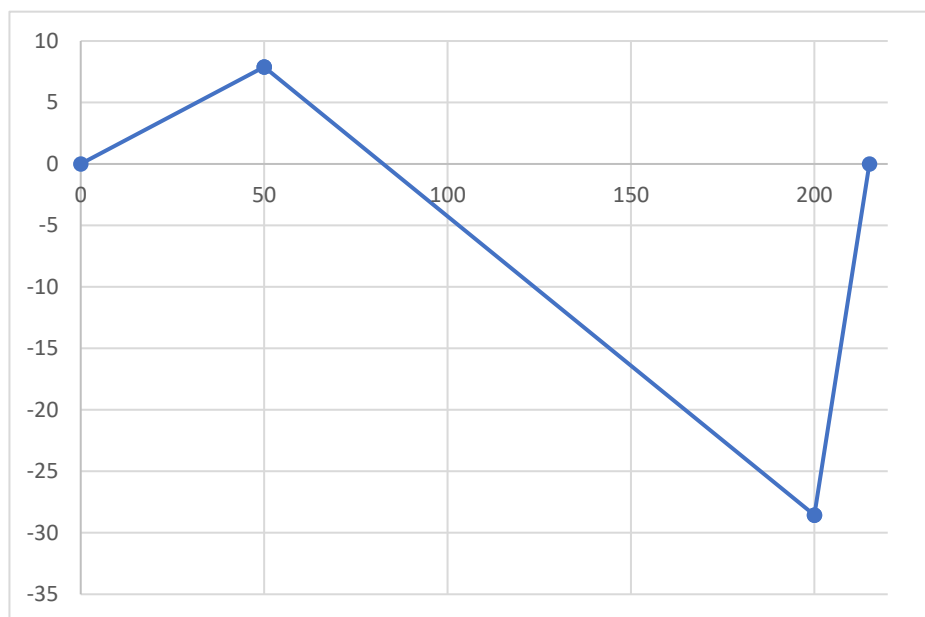
Rys 5.3. Siły działające na pierwszym wale.

$$\begin{cases} R_{Ax} = 0 \text{ N} \\ R_{Ay} = 57,44 \text{ N} \\ R_{By} = 781,36 \text{ N} \end{cases}$$

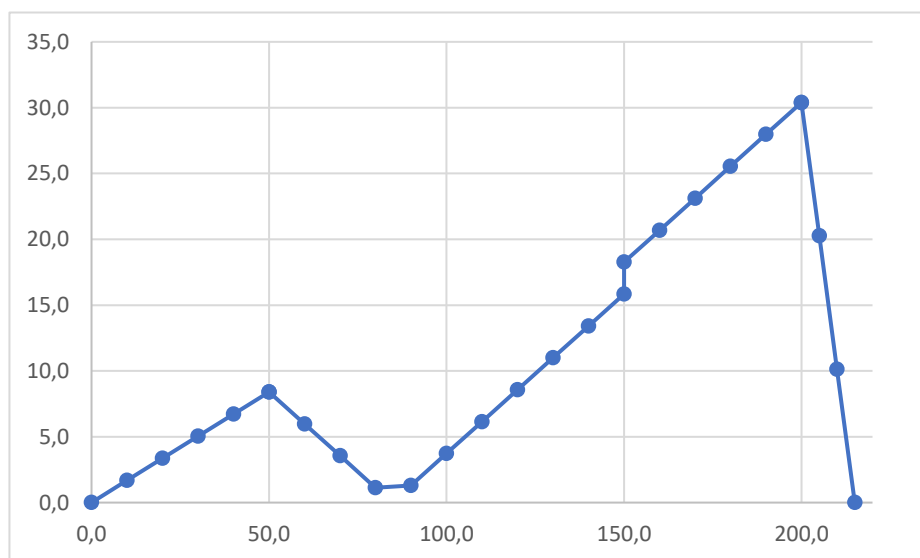
$$\begin{cases} R_{Ax} = 0 \text{ N} \\ R_{Az} = 157,82 \text{ N} \\ R_{Bz} = 2146,76 \text{ N} \end{cases}$$



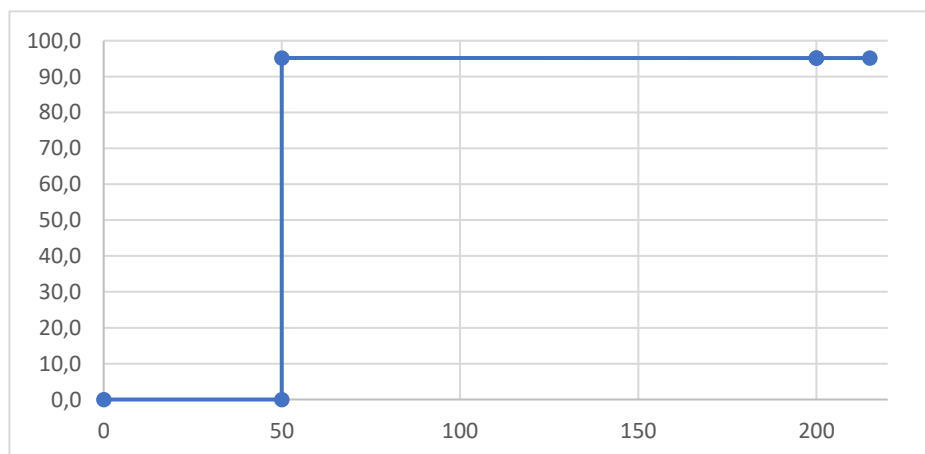
Rys 5.3.1. Wykres momentów zginających na wale w płaszczyźnie xy.



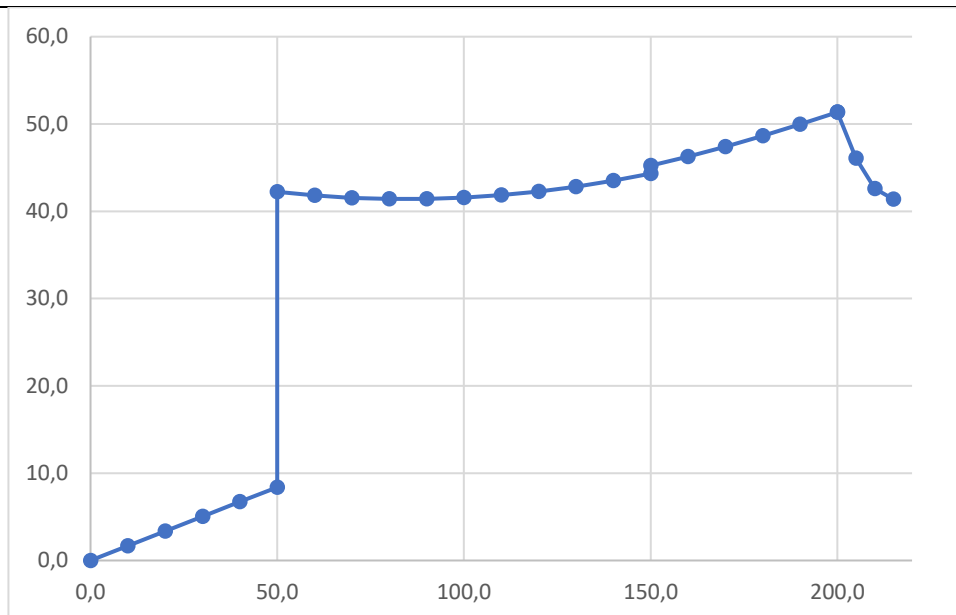
Rys 5.3.2. Wykres momentów zginających na wale w płaszczyźnie xz.



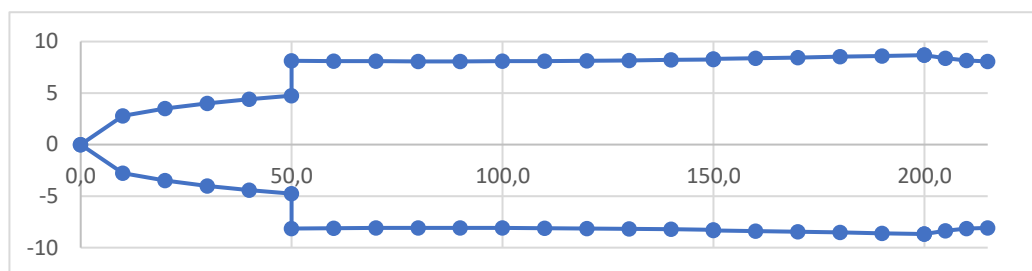
Rys 5.3.3. Wykres momentów wypadkowych na wale.



Rys. 5.3.4. Wykres momentów skręcających na wale.



Rys 5.3.5. Wykres momentów zastępczych na wale.



Rys. 5.2.6. Zarys teoretyczny wału.

Tab. 5.3. Zestawienie obliczonych wartości na trzecim wale.

Odległość	Moment xy	Moment xz	Moment wypadkowy	M zastępczy	Średnica teoretyczna
[mm]	[Nmm]	[Nmm]	[Nm]	[Nmm]	[Nmm]
0,0	0,0	0,0	0,00	0,0	0,0
10,0	574,4	1578,2	1,68	1,7	5,6
20,0	1148,8	3156,3	3,36	3,4	7,0
30,0	1723,2	4734,5	5,04	5,0	8,0
40,0	2297,6	6312,7	6,72	6,7	8,8
50,0	2872,1	7890,8	8,40	8,4	9,5
50,0	2872,1	7890,8	8,40	42,2	16,3
60,0	2042,9	5612,9	5,97	41,8	16,2
70,0	1213,8	3334,9	3,55	41,5	16,2
80,0	384,7	1056,9	1,12	41,4	16,2
90,0	-444,4	-1221,1	1,30	41,4	16,2
100,0	-1273,5	-3499,0	3,72	41,6	16,2
110,0	-2102,6	-5777,0	6,15	41,8	16,2
120,0	-2931,8	-8055,0	8,57	42,3	16,3

Tab. 5.3. Zestawienie obliczonych wartości na trzecim wale ciąg dalszy.

Odległość	Moment xy	Moment xz	Moment wypadkowy	M zastępczy	Średnica teoretyczna
[mm]	[Nmm]	[Nmm]	[Nm]	[Nmm]	[Nmm]
130,0	-3760,9	-10332,9	11,00	42,8	16,3
140,0	-4590,0	-12610,9	13,42	43,5	16,4
150,0	-5419,1	-14888,9	15,84	44,3	16,5
150,0	-6248,2	-17166,8	18,27	45,2	16,6
160,0	-7077,3	-19444,8	20,69	46,3	16,8
170,0	-7906,5	-21722,8	23,12	47,4	16,9
180,0	-8735,6	-24000,8	25,54	48,6	17,0
190,0	-9564,7	-26278,7	27,97	49,9	17,2
200,0	-10393,8	-28556,7	30,39	51,3	17,4
200,0	-10393,8	-28556,7	30,39	51,3	17,4
205,0	-6929,2	-19037,8	20,26	46,1	16,7
210,0	-3464,6	-9518,9	10,13	42,6	16,3
215,0	0,0	0,0	0,00	41,4	16,2

6. Obliczanie długości wpustów:

Wpusty:

Materiał na wpusty – stal C45

Przykładowe obliczenia rowka pod wpust na pierwszym wale pod kołem pasowym.

$$p = k_o \geq \frac{4M_s}{h \cdot d \cdot l_o} = 136 \text{ MPa}$$

$$l_o \geq \frac{4M_s}{h \cdot d \cdot k_o}$$

$$l_o \geq \frac{4 \cdot 10,8}{6 \cdot 18 \cdot 136} \Rightarrow l_o \geq 3 \text{ mm}$$

Drugi rowek na wale pierwszym, pod kołem $d_{p1} = 160 \text{ mm}$, powinien być mieć długość $l_o \geq 2 \text{ mm}$.

Rowek na wale drugim, pod kołem $d_{p2} = 475 \text{ mm}$, powinien mieć długość $l_o \geq 4,5 \text{ mm}$.

Rowek na wale drugim, pod kołem $d_{p3} = 160 \text{ mm}$, powinien mieć długość $l_o \geq 5,2 \text{ mm}$.

Rowek na wale trzecim, pod kołem $d_{p3} = 475 \text{ mm}$, powinien mieć długość $l_o \geq 13 \text{ mm}$.

Rowek na wale trzecim, pod kołem $d_{p3} = 160 \text{ mm}$, powinien mieć długość $l_o \geq 25,9 \text{ mm}$. Przez zbyt duży wymagany rozmiar rowka, podzielono go na dwa rowki o długości $l_o = 13 \text{ mm}$.

$$k_o = 136 \text{ MPa}$$

$$d = 18 \text{ mm}$$

7. Obliczanie nośności łożysk:

a) Łożysko na pierwszym wale, przy przekładni zębatej:
nośność łożyska wyrażana jest wzorem:

$$C = \sqrt[3]{L_{10}} \cdot P_z$$

gdzie:

L_{10} – trwałość zmęczeniowa:

$$L_{10} = \frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6} = \frac{10^5 \cdot 60 \cdot 105}{10^6} = 630 \text{ obr}$$

P_z - obciążenia zastępcze dla wału czynnego

$$P_z = X \cdot V \cdot P_p + Y \cdot P_w = X \cdot V \cdot \sqrt{R_{by}^2 + R_{bz}^2} + Y \cdot R_{bx} = 0,57 \cdot 1 \cdot \sqrt{34,24^2 + 94,05^2} + 0,52 \cdot 0 = 57 \text{ N}$$

$X = 0,57$ i $Y = 0,52$ dobrano z katalogu łożysk SKF

$$C = \sqrt[3]{630} \cdot 57 = 489,1 \text{ N} = 0,489 \text{ kN}$$

Znając nośność łożyska, za pomocą programu AutoCAD mechanical dobrano łożysko 61904.

b) Pozostałe łożyska policzono w analogiczny sposób:

Łożysko na podporze nieprzesuwnej na pierwszym wale: 6004

Łożysko na podporze przesuwnej na drugim wale: 6005

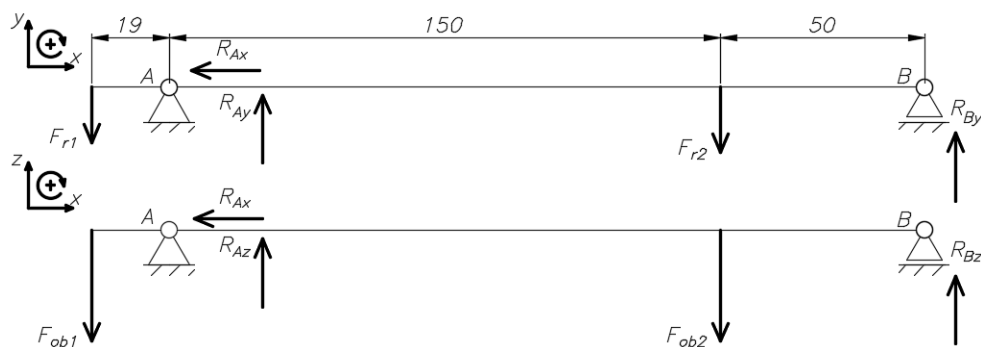
Łożysko na podporze nieprzesuwnej na drugim wale: 6004

Łożysko na podporze nieprzesuwnej na trzecim wale: 6005

Łożysko na podporze ustalonej na pierwszym wale: 62/22

8. Strzałka ugięcia na wałach:

a) Pierwszy wał:



Rys. 8.1. Schemat wału

Płaszczyzna XY:

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = F_{r1} \cdot x|^a - R_{Ay}(x - 19)|^{a+b} + F_{r2}(x - 19 - 150)|^{a+b+c}$$

$$EI \frac{dy}{dx} = F_{r1} \cdot \frac{x^2}{2}|^a - R_{Ay} \frac{(x - 19)^2}{2}|^{a+b} + F_{r2} \frac{(x - 169)^2}{2}|^{a+b+c} + C_1$$

$$EI \cdot y = F_{r1} \cdot \frac{x^3}{6}|^a - R_{Ay} \frac{(x - 19)^3}{6}|^{a+b} + F_{r2} \frac{(x - 169)^3}{6}|^{a+b+c} + C_1 x + D_1$$

Warunki brzegowe:

$y(x = 19) = 0$:

$$F_{r1} \cdot \frac{19^3}{6} + 19 \cdot C_1 + D_1 = 0$$

$$C_1 \cdot 19 + D_1 = 27,57 \cdot \frac{19^3}{6}$$

$$C_1 \cdot 19 + D_1 = 31517,11 \text{ Nmm}$$

$y(x = a + b + c) = 0$:

$$F_{r1} \cdot \frac{(219)^3}{6} - R_{Ay} \frac{(169)^3}{6} + F_{r2} \frac{(50)^3}{6} + C_1(219) + D_1 = 0$$

$$C_1 \cdot 219 + D_1 = 83456246 \text{ Nmm}$$

$$\begin{cases} C_1 \cdot 19 + D_1 = 31517,11 \\ C_1 \cdot 219 + D_1 = 83456246 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} C_1 = -417124 \\ D_1 = 91381595 \end{cases}$$

Ugięcie statyczne w płaszczyźnie XY:

$$y(0) = \frac{1}{EI} \cdot \left(F_{r1} \cdot \frac{0^3}{6} - 417124 \cdot 0 + 91381595 \right)$$

$$y(0) = \frac{91381595}{EI} = \frac{91381595}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot 18^4} = 0,0414 \text{ mm}$$

Płaszczyzna XZ:

$$EI \frac{d^2z}{dx^2} = F_{ob1} \cdot x|^a - R_{Az}(x - 19) |^{a+b} + F_{ob2}(x - 19 - 150) |^{a+b+c}$$

$$EI \frac{dz}{dx} = F_{ob1} \cdot \frac{x^2}{2} |^a - R_{Az} \frac{(x - 19)^2}{2} |^{a+b} + F_{ob2} \frac{(x - 169)^2}{2} |^{a+b+c} + C_1$$

$$EI \cdot z = F_{ob1} \cdot \frac{x^3}{6} |^a - R_{Az} \frac{(x-19)^3}{6} |^{a+b} + F_{ob2} \frac{(x-169)^3}{6} |^{a+b+c} + C_1x + D_1$$

Ugięcie statyczne w płaszczyźnie XY:

$$z(0) = \frac{1}{EI} \cdot \left(F_{r1} \cdot \frac{0^3}{6} - 86583 \cdot 0 + 162942815,6 \right)$$

$$z(0) = \frac{162942815,6}{EI} = \frac{162942815,6}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot 18^4} = 0,0809 \text{ mm}$$

Ugięcie statyczne:

$$f_{stat} = \sqrt{y(0)^2 + z(0)^2} = \sqrt{0,0414^2 + 0,0809^2} = 0,0909 \text{ mm}$$

Obliczenia prędkości krytycznej metodą inżynierską:

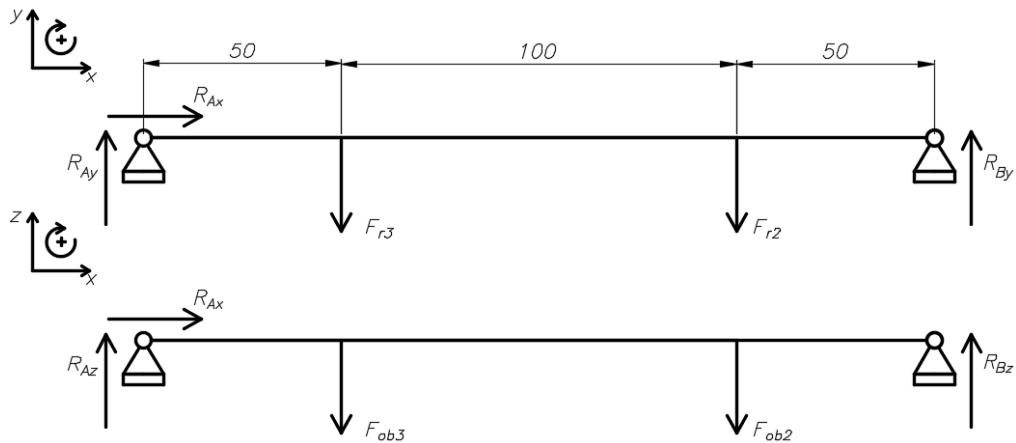
Prędkość krytyczna:

$$\omega_k = \sqrt{\beta \frac{g}{f_{stat}}} = \sqrt{1 \cdot \frac{9,81 \cdot 10^3}{0,0909}} \left[\sqrt{\frac{mm}{s^2 \cdot mm}} \right] = 328 \frac{obr}{s}$$

Prędkość obrotowa krytyczna:

$$n_k = 30 \cdot \frac{\omega}{\pi} = 30 \cdot \frac{328}{\pi} = 3136,961 \frac{obr}{min}$$

b) Drugi wał:



Płaszczyzna XY:

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = R_{Ay} \cdot x|^a - F_{r3}(x - 50)|^{a+b} + F_{r2}(x - 150)|^{a+b+c}$$

$$EI \frac{dy}{dx} = R_{Ay} \cdot \frac{x^2}{2}|^a - F_{r3} \frac{(x-50)^2}{2}|^{a+b} + F_{r2} \frac{(x-150)^2}{2}|^{a+b+c} + C_2$$

$$EI \cdot y = R_{Ay} \cdot \frac{x^3}{6}|^a - F_{r3} \frac{(x-50)^3}{6}|^{a+b} + F_{r2} \frac{(x-150)^3}{6}|^{a+b+c} + C_2 x + D_2$$

Warunki brzegowe:

$$y(x=0) = 0:$$

$$D_2 = 0$$

$$y(x=200) = 0:$$

$$R_{Ay} \cdot \frac{200^3}{6} - F_{r3} \frac{(200-50)^3}{6} + F_{r2} \frac{(200-150)^3}{6} + C_2 \cdot 200 + D_2$$

$$C_2 \cdot 200 + D_2 = \text{Nmm}$$

$$\begin{cases} D_2 = 0 \\ C_2 = 83664 \end{cases}$$

Ugięcie statyczne w płaszczyźnie XY:

$$y(0) = \frac{1}{EI} \cdot \left(R_{Ay} \cdot \frac{0^3}{6} - 83664 \cdot 0 \right)$$

$$y(0) = 0 \text{ mm}$$

Płaszczyzna XZ:

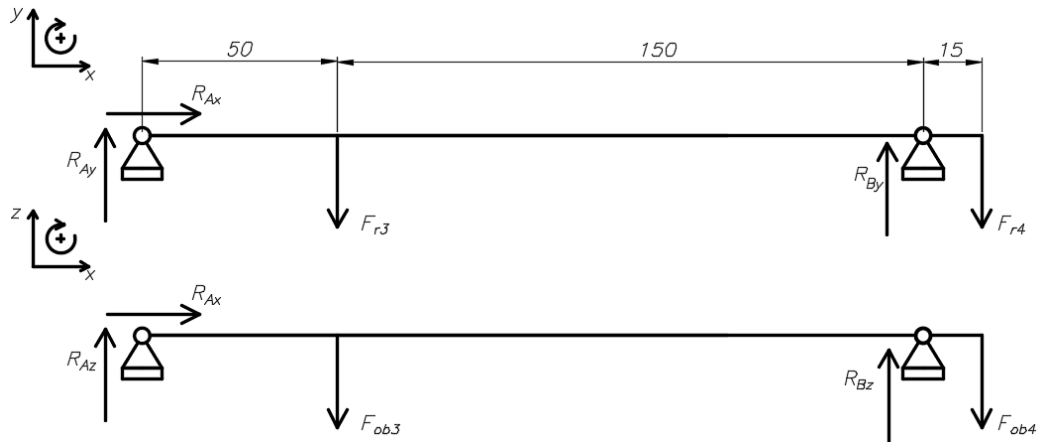
$$EI \frac{d^2 z}{dx^2} = R_{Az} \cdot x|^a - F_{ob3}(x - 50)|^{a+b} + F_{ob2}(x - 150)|^{a+b+c}$$

$$EI \frac{dz}{dx} = R_{Az} \cdot \frac{x^2}{2}|^a - F_{ob3} \frac{(x-50)^2}{2}|^{a+b} + F_{ob2} \frac{(x-150)^2}{2}|^{a+b+c} + C_2$$

$$EI \cdot z = R_{Az} \cdot \frac{x^3}{6}|^a - F_{ob3} \frac{(x-50)^3}{6}|^{a+b} + F_{ob2} \frac{(x-150)^3}{6}|^{a+b+c} + C_2 x + D_2$$

$$z(0) = 0 \text{ mm}$$

c) Trzeci wał:



Płaszczyzna XY:

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = R_{Ay} \cdot x|^a - F_{r3}(x - 50)|^{a+b} + R_{By}(x - 200)|^{a+b+c}$$

$$EI \frac{dy}{dx} = R_{Ay} \cdot \frac{x^2}{2}|^a - F_{r3} \frac{(x - 50)^2}{2}|^{a+b} + R_{By} \frac{(x - 200)^2}{2}|^{a+b+c} + C_3$$

$$EI \cdot y = R_{Ay} \cdot \frac{x^3}{6}|^a - F_{r3} \frac{(x-50)^3}{6}|^{a+b} + R_{By} \frac{(x-200)^3}{6}|^{a+b+c} + C_3 x + D_3$$

Warunki brzegowe:

$$y(x = 0) = 0:$$

$$D_3 = 0$$

$$y(x = 215) = 0:$$

$$R_{Ay} \cdot \frac{215^3}{6} - F_{r3} \frac{(165)^3}{6} + R_{By} \frac{(15)^3}{6} + C_3 \cdot 215 + 0 = 0$$

$$C_3 \cdot 215 = -13633985 \text{ Nmm}$$

$$\begin{cases} C_3 = -63413 \\ D_3 = 0 \end{cases}$$

Ugięcie statyczne w płaszczyźnie XY:

$$y(0) = \frac{1}{EI} \cdot \left(F_{r1} \cdot \frac{0^3}{6} - 63413 \cdot 0 + 0 \right)$$

$$y(0) = 0$$

Ugięcie statyczne w płaszczyźnie XZ:

$$z(0) = 0$$