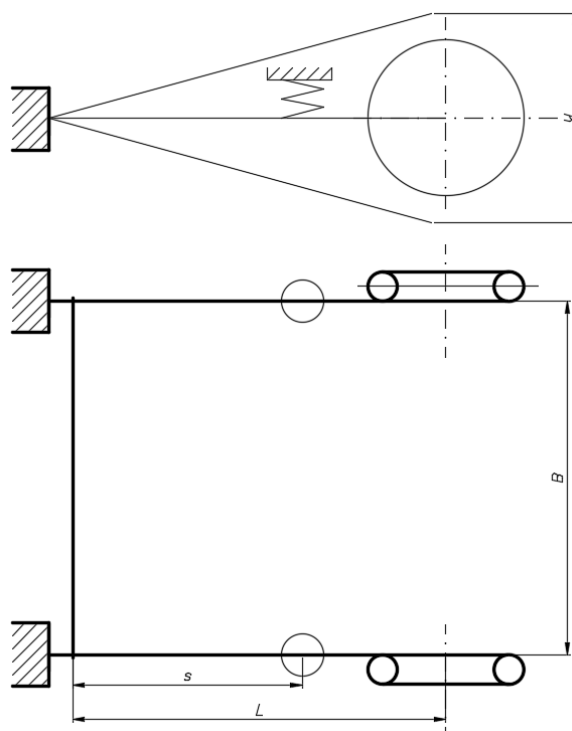


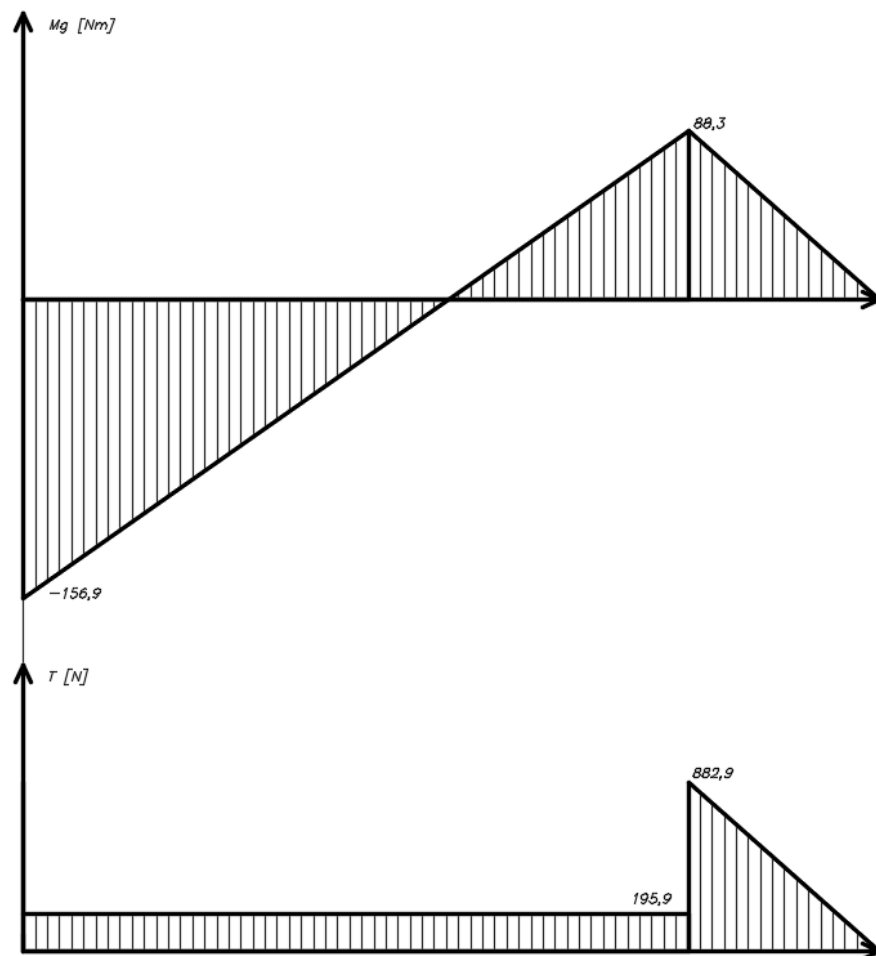
POLITECHNIKA WROCŁAWSKA			
PROJEKTOWANIE ELEMENTÓW I ZESPOŁÓW MECHANICZNYCH			
Autor		Grupa M03-08c	
Imię i nazwisko:	Numer indeksu:	Numer projektu:	Data oddania:
Patryk Olearczyk	261089	I	02.11.2022
Temat projektu:			
Projekt zawieszenia wahaczowego			



Rys 1.1. Schemat zawieszenia wahaczowego.

DANE:	OBLICZENIA:	WYNIKI:
<p> $m = 225 \text{ kg}$ $L = 450 \text{ mm}$ $B = 600 \text{ mm}$ $s = 350 \text{ mm}$ $u = 80 \text{ mm}$ $w = 60 \text{ mm}$ </p>	<p>1. Obliczenia ramienia wahacza.</p> <p>Rys 1.2. Schemat obciążeń na ramieniu wahacza.</p> $\begin{cases} \sum F_x \equiv 0 = R_x \\ \sum F_y \equiv 0 = R_y + F - Q \\ \sum M_u \equiv 0 = F \cdot s - Q \cdot L + M_u \end{cases}$	

f = 62,2 mm
G = 80 GPa
d = 5 mm
D = 55 mm
z_c = 3,4



Rys 1.4. Wykresy obciążeń na ramieniu wahacza.

$$R_m = 280 \text{ MPa}$$

$$R_e = 0,64 \cdot R_m$$

$$x_e = 3,5$$

1.4. Przekrój i materiał wahacza:

Na materiał wahacza dobrano aluminium. Materiał ten ma bardzo dobry stosunek wytrzymałości do ceny oraz może być kształtowany w dowolny sposób.

Warunek wytrzymałości na zginanie:

$$\sigma_z = \frac{M}{W_x} \leq k_{go}$$

$$k_{go} = \frac{R_m}{x_e} = \frac{0,64 \cdot 280}{3,5} = 51,2 \text{ MPa}$$

Znając wartość dopuszczalnych naprężeń na zginanie można określić wskaźnik na zginanie. Maksymalny moment zginający działający na ramię jest równy:

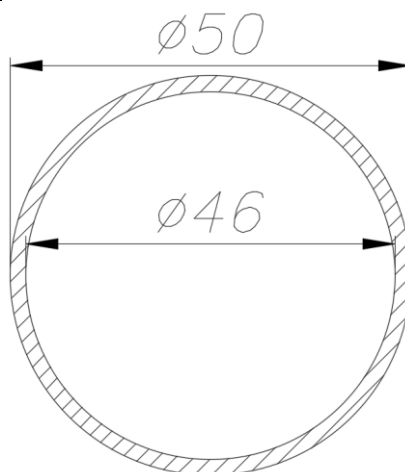
$$M_1 = 156,9 \text{ Nm}$$

$$W_x \geq \frac{M_1}{k_{go}} = \frac{156,9}{51,2} \left[\frac{\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{m}^2}{\text{N}} \cdot 10^{-6} \right] = 3064 \text{ mm}^3$$

$$W_x \geq 3000 \text{ mm}^3$$

Wybrano rurę o wymiarach pokazanych na Rys. 1.5.

$$k_{go} = 51,2 \text{ MPa}$$



Rys. 1.5. Przekrój poprzeczny wybranego profilu.

$$W_x = \frac{D^4 - d^4}{32 \cdot D} = \frac{50^4 - 46^4}{32 \cdot 50} = 3480 \text{ mm}^3 \geq 3064 \text{ mm}^3$$

Przekrój spełnia warunek wytrzymałościowy.

2. Geometria drążka wahacza.

Na materiał do wykonania drążka wybrano stal stopową S15H, o maksymalnych dopuszczalnych naprężeniach równych $k_{go} = 160 \text{ MPa}$.

Z warunku wytrzymałości na skręcanie:

$$\tau_s = \frac{M_s}{W_o} \leq k_s$$

W warunku należy uwzględnić maksymalny moment, jaki może wystąpić na drążku. Dlatego też siłę należy pomnożyć przez współczynnik dynamiczny równy 1,3. Siła działa na końcu długości ramienia wahacza, dlatego:

$$M_s = 0,5 \cdot 1,3 \cdot m \cdot g \cdot L = 0,5 \cdot 1,3 \cdot 225 \cdot 9,81 \cdot 0,45 = 645,62 \text{ Nm}$$

$$W_o \geq \frac{M_s}{k_s} = \frac{645,62}{160} \left[\frac{\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{m}^2}{\text{N}} \right] = 4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\frac{d^3 \cdot \pi}{32} \geq 4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \Rightarrow d \geq 27,4 \text{ mm}$$

Wybrano $d = 30 \text{ mm}$.

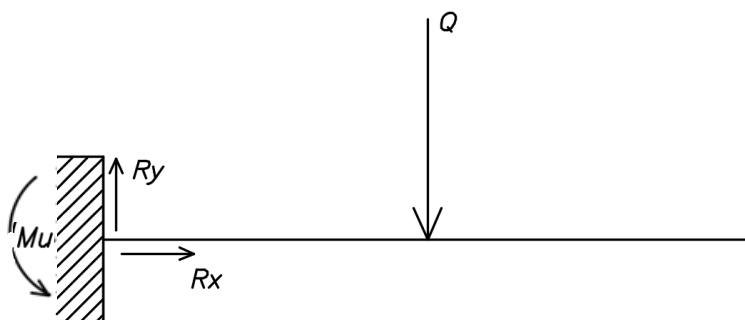
Kąt skręcania:

$$\sin(\alpha) = \frac{30}{450} = 0,066$$

Z tablic matematycznych odczytano wartość kąta $\alpha = 4^\circ$

$$\varphi = 2 \alpha = 8^\circ$$

3. Geometria osi pod koło handbike'a.



$$W_x = 3594 \text{ mm}^3$$

$$\varphi = 2 \alpha = 10^\circ$$

$$M_s = 645,62 \text{ Nm}$$

$$k_{go} = 160 \text{ MPa.}$$

$$m = 225 \text{ kg}$$

$$L = 450 \text{ mm}$$

Rys. 3.1. Przekrój poprzeczny wybranego profilu.

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$\begin{cases} \sum F_x \equiv 0 = R_x \\ \sum F_y \equiv 0 = R_y - Q \\ \sum M_u \equiv 0 = -Q \cdot 0,5l - M_u \end{cases}$$

Do obliczenia wymiarów osi wybrano koło Alex J303/Joytech A075 20-calowy przód. Oś tego roweru posiada gwint M14 i długość $l = 170 \text{ mm}$. Wybrano Stal S15H.

$$\begin{cases} R_x = 0 \\ R_y = Q_d = 0,5 \cdot 1,3 \cdot 225 \cdot 9,81 = 1434,7 \text{ N} \\ M_u = Q \cdot 0,5l = 1434,7 \cdot 0,5 \cdot 0,17 = -122 \text{ Nm} \end{cases}$$

3.1. Przedziały:

I. $x \in (0, \frac{l}{2})$, od lewej:

$$Mg(x) = R_y \cdot x + M_u$$

$$Mg(0) = M_u = 122 \text{ Nm}$$

$$Mg\left(\frac{l}{2}\right) = R_y \cdot \frac{l}{2} + M_u = 1434,7 \cdot 0,085 - 122 = 0 \text{ Nm}$$

$$T(x) = R_y$$

$$T(0) = T\left(\frac{l}{2}\right) = R_y = 1,4 \text{ kN}$$

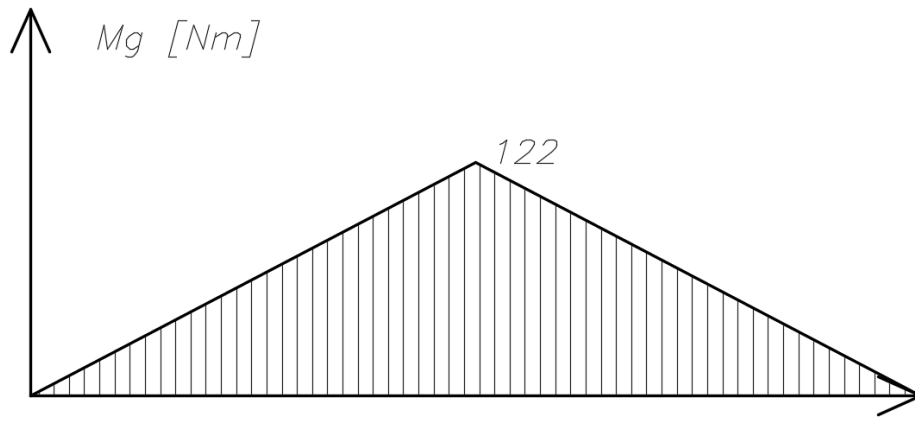
II. $x \in (0, \frac{l}{2})$, od prawej:

$$Mg(x) = 0$$

$$Mg(0) = Mg\left(\frac{l}{2}\right) = 0 \text{ Nm}$$

$$T(x) = 0$$

$$T(0) = T\left(\frac{l}{2}\right) = 0$$



Rys. 3.2. Wykres rozkładu momentów gnących na osi.

3.2. Geometria osi:

Geometrię osi wyznaczono na podstawie warunku wytrzymałości na zginanie, w sposób analogiczny do geometrii ramienia wahacza.

$$\Sigma_z = \frac{M}{W_x} \leq k_{go}$$

Stąd dobieramy średnicę osi:

$$d = 16 \text{ mm}$$

Maksymalny moment na osi występuje na jej środku, dlatego też geometria nie musi być jednakowa na całej długości. Mocowanie osi na gwincie M14 jest możliwe, dopóki średnica osi będzie odpowiednio gruba na danych odcinkach.

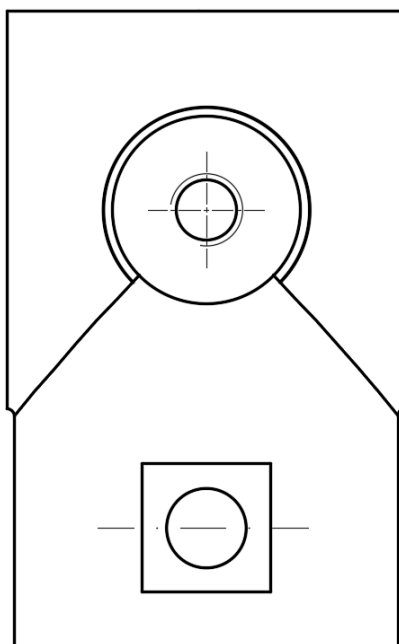
Tab. 3.1. wymagane wartości osi, które wytrzymają obciążenie.

X [mm]	M [Nm]	d[mm]
1,0	0,0	0,0
2,0	15,3	8,0
3,0	30,5	10,1
4,0	45,8	11,6
5,0	61,0	12,7
6,0	76,3	13,7
7,0	91,5	14,6
8,0	106,8	15,4
9,0	122,0	16,1
10,0	106,8	15,4
11,0	91,5	14,6
12,0	76,3	13,7
13,0	61,0	12,7
14,0	45,8	11,6
15,0	30,5	10,1
16,0	15,3	8,0
17,0	0,0	0,0

d = 16 mm

4. Połączenia:

Połączenie ramienia wahacza z drążkiem wykonano za pomocą złącza typu T odlaną ze stopu aluminium.



Rys. 4.1. Schemat złącza typu T użytego do połączenia.

$d_w = 50 \text{ mm}$
 $D_w = 55 \text{ mm}$
 $k_g = 51,2 \text{ MPa}$
 $M = 160 \text{ Nm}$

4.1. Wytrzymałość części połączenia z ramieniem wahacza:

W tym miejscu złącze jest obciążane siłą zginającą (tą samą, która obciąża ramię), stąd:

$$\sigma_z = \frac{M}{W_x} \leq k_g$$

Do tej części złącza dobrano następujące wymiary, umożliwiające przyłączenie do niej ramienia: $d_w = 50 \text{ mm}$ $D_w = 55 \text{ mm}$.

$$W_x = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{55^4 - 50^4}{55} = 5177 \text{ mm}^3$$

$$\frac{M}{k_{go}} = \frac{160}{51,2} \left[\frac{N \cdot m^2}{N} \cdot 10^{-6} \right] = 3125 \text{ mm}^3$$

$$5177 \text{ mm}^3 \geq 3125 \text{ mm}^3$$

Warunek spełniony.

4.2. Wytrzymałość części połączenia z drążkiem:

$$\tau_s = \frac{M_s}{W_o} \leq k_s$$

Do tej części złącza dobrano następujące wymiary, umożliwiające przyłączenie do niej ramienia: $d_d = 30 \text{ mm}$ $D_d = 55 \text{ mm}$.

$$W_o = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{55^4 - 30^4}{55} = 30000 \text{ mm}^3$$

Naprężenia dopuszczalne na skręcanie wynosi:

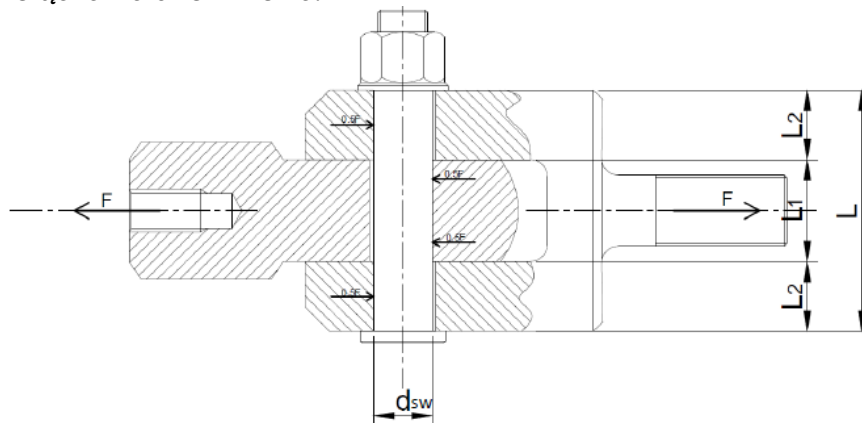
$$k_s = \frac{R_{s(e)}}{x_e} = \frac{0,62 \cdot R_e}{x_e} = \frac{0,62 \cdot 280}{3,5} = 49,6 \text{ MPa}$$

$$\frac{M_s}{k_s} = \frac{645,6}{49,6} \left[\frac{N \cdot m^2}{N} \cdot 10^{-6} \right] = 13016 \text{ mm}^3$$

$$30000 \text{ mm}^3 \geq 13016 \text{ mm}^3$$

Warunek spełniony.

5. Połączenie sworzniove:



Rys. 5.1. Schemat połączenia sworzniovego

5.1. Wytrzymałość sworznia na zginanie:

$$Mg_{max} = \frac{1}{2} \cdot F_r \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot L_2 + \frac{1}{4} L_1 \right) = \frac{1}{8} \cdot F_r \cdot (2 \cdot L_2 + L_1)$$

$L_1 = (1,5 \div 1,7)d$, przyjmujemy $L_1 = 1,5d_{sw}$

$L_2 = (0,3 \div 0,5)L_1$, przyjmujemy $L_2 = 0,5L_1$

$k_s = 49,6 \text{ MPa}$

$$L = L_1 + 2L_2 = 1,5 d_{sw} + 2 \cdot 0,5 \cdot 1,5 d_{sw} = 3 d_{sw}$$

$$Mg_{max} = \frac{1}{8} \cdot F_r \cdot 3 d_{sw} = 0,37 F \cdot d_{sw}$$

Z warunku na wytrzymałość na zginanie:

$$\frac{Mg_{max}}{W_x} \leq k_g$$

$$\frac{0,37 \cdot F \cdot d_{sw}}{\frac{\pi \cdot d_{sw}^3}{32}} \leq k_g$$

Po przekształceniu otrzymano:

$$d_{sw} \geq \sqrt[3]{\frac{0,37 \cdot F \cdot 32}{\pi \cdot k_g}} = \sqrt[3]{\frac{0,37 \cdot 1434,7 \cdot 32}{\pi \cdot 51,2}} = 10,32 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $d_{sw} = 12 \text{ mm}$.

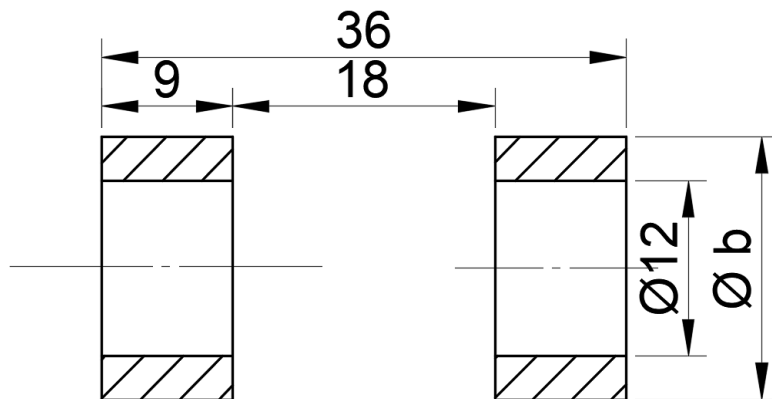
$$L_1 = 1,5 d_{sw} = 18 \text{ mm}$$

$$L_2 = 0,5 L_1 = 9 \text{ mm}$$

$$L = 2 \cdot L_2 + L_1 = 36 \text{ mm}$$

5.2. Widelki:

Dodatkowym elementem, który będzie połączony ze złączem są widelka do mocowania sworznia.



Rys 5.3. przekrój w płaszczyźnie widełek, w której występuje rozciąganie

Jako siłę działającą na widelka przyjmujemy wartość siły ciężkości na pojedyncze ramie.

Napężenie dopuszczalne aluminium na rozciąganie:

$$k_r = \frac{R_e}{x_e} = \frac{0,64 \cdot 280}{3,5} = 80 \text{ MPa}$$

Z warunku na rozciąganie, można wyliczyć grubość ścianek widełek:

$$\sigma = \frac{F_r}{A} \leq k_r$$

$$A \geq \frac{F_r}{k_r} = \frac{1434,7}{80} = 18 \text{ mm}^2$$

$$A = 9 \cdot (b - 12) \Rightarrow b = \frac{A}{9} + 12 = \frac{18}{9} + 12 = 14 \text{ mm}$$

$$d_{sw} = 12 \text{ mm.}$$

$$L_1 = 18 \text{ mm}$$

$$L_2 = 9 \text{ mm}$$

$$L = 36 \text{ mm}$$

$$b = 14 \text{ mm}$$

$$F_r = 1,3 \cdot Q$$

6. Sprawdzenie wybranej sprężyny.

$f = 62,2 \text{ mm}$
 $G = 80 \text{ GPa}$
 $d = 5 \text{ mm}$
 $D = 55 \text{ mm}$
 $z_c = 3,4$
 $L_o = 85 \text{ mm}$
 $F = 687 \text{ N}$
 $\tau_{max} = 530 \text{ MPa}$

Sprężynę sprawdzono wprowadzając parametry na stronie producenta, gdzie zasugerowana została sprężyna 13930 z drutu fortepianowego:



d - Drut (mm)	5,00
De - Średnica zewnętrzna (mm)	55,00
Di - Średnica wewnętrzna (mm)	45,00
L0 - Długość w stanie swobodnym (mm)	85,00
Ln - Maks. długość pod obciążeniem (mm)	30,90
Sn - Maksymalny skok (mm)	54,10
Fn - Maksymalne obciążenie przy Ln (N)	784,53
R - Stała sprężyny (N/mm)	14,51

Liczba zwojów:

$$z = z_c + z_n$$

$z_n = 2$ – dla $d \geq 0,5 \text{ mm}$ – sprężyny ze zwojami końcowymi przyłożonymi i szlifowanymi
lub nieszlifowanymi $z_n = 1,5$ – dla $d < 0,5 \text{ mm}$

$$z = 3,4 + 2 = 5,4$$

6.1. Wytrzymałość sprężyny:

Wytrzymałość sprężyny wyliczono ze wzoru:

$$\tau = \frac{G}{\pi} \cdot \frac{d}{z_c \cdot D^2} \cdot f = \frac{80}{\pi} \cdot \frac{5}{3,4 \cdot 55^2} \cdot 31,1 = 435 \text{ MPa} \leq \tau_{max} = 530 \text{ MPa}$$

Warunek spełniony.

Sztywność sprężyny:

$$C = \frac{F}{f} = \frac{687}{62,2} = 11,04 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$