

# Gépelemek mechatronikai mérnököknek

Vári Gergő (MQHJ0H)

2025. október 9.

## Karimás csőkötés tervezése



1. ábra: Összeállított modell

## 1. Házi feladat

Név: Vári Gergő.....

Neptun kód: MQHJ0H.....

Gyakorlatvezető: Szabó Gyula.....

### 1. A feladat bevezetése

A megadott adatokkal tervezzon egy csővéget vakkarimával lezáró csavarkötést és szilárdságilag ellenőrizze az elemeket.

### 2. A feladat értékelése

Az elérhető maximális pontszám 15 pont.

### 3. Adatok

A belső üzemi nyomás,  $p_i$ : .....15..... bar.

A cső névleges átmérője,  $DN$ : .....80..... mm.

A vezeték folyadékot szállít.

### 4. A feladat részletezése

- Vázolja fel méretarányosan a konstrukció előtervét!
- Számítsa ki a vakkarima minimálisan szükséges vastagságát, majd válasszon szabványos méretű lemezvastagságot!
- Válasszon megfelelő méretű lapos tömítést és számítsa ki a minimálisan szükséges tömítő erőt!
- Számítsa ki az üzemi nyomásból a csavarra jutó terhelést!
- Egy reális biztonsági tényező felvételével határozza meg a csavar előfeszítését és számítsa ki a szükséges meghúzási nyomatékot!
- Határozza meg a csavarban ébredő egyenértékű feszültséget és válassza ki a csavar megfelelő anyagát!
- Készítse el a kötés összeállítási rajzát! Jelölje rajta a főbb méreteket!

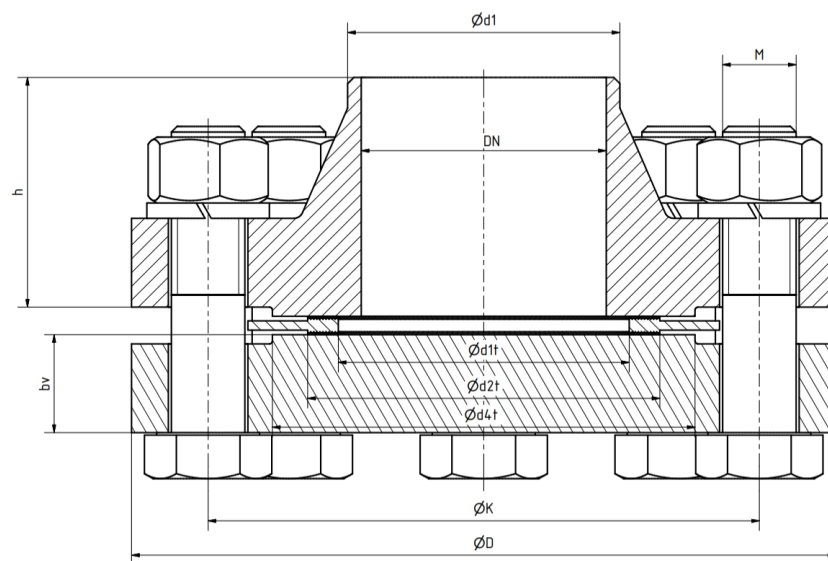
Beadási határidő: a hallgatói tájékoztatóban leírtaknak megfelelően

A feladat beadásával kijelentem, hogy ezt a feladatot meg nem engedett segítség nélkül, saját magam készítettem, és abban csak a megadott forrásokat használtam fel. Minden olyan részt, amelyet szó szerint idéztem, vagy azonos tartalommal, de átfogalmazva más tartalomból átvettem, egyértelműen, a forrás megadásával jelöltem. Ennek megszegése a TVSZ 135§ értelmében kerül szankcionálásra!

## Tartalomjegyzék

<b>1</b>	<b>Konstrukció előterve</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Vakkarima vastagsága és karima szabványok</b>	<b>2</b>
2.1	Igénybevétel . . . . .	2
2.2	Szabvány -és anyagválasztás . . . . .	3
2.3	Előtervek . . . . .	3
<b>3</b>	<b>Tömítés kiválasztása</b>	<b>5</b>
3.1	Minimális tömítőerő . . . . .	5
3.2	Szabvány -és anyagválasztás . . . . .	6
3.3	Előterv . . . . .	6
<b>4</b>	<b>Csavarra jutó terhelés</b>	<b>7</b>
<b>5</b>	<b>Csavar előfeszítése és meghúzási nyomatéka</b>	<b>7</b>
5.1	Csavar szabvány . . . . .	7
5.2	Meghúzási nyomaték . . . . .	8
<b>6</b>	<b>Csavar anyagválasztás</b>	<b>9</b>
6.1	Redukált feszültség . . . . .	9
6.2	Méretezés . . . . .	9
<b>7</b>	<b>Összeállítási rajz</b>	

## 1 Konstrukció előterve



2. ábra: Konstrukció előtervének rajza

A csavarok biztosítására rugós alátétet<sup>1</sup> alkalmaztam. A karima és a vakkarima egy tömítést fog közre.

<sup>1</sup>DIN 127 - A24 szabvány alapján.

## 2 Vakkarima vastagsága és karima szabványok

### 2.1 Igénybevétel<sup>2</sup>

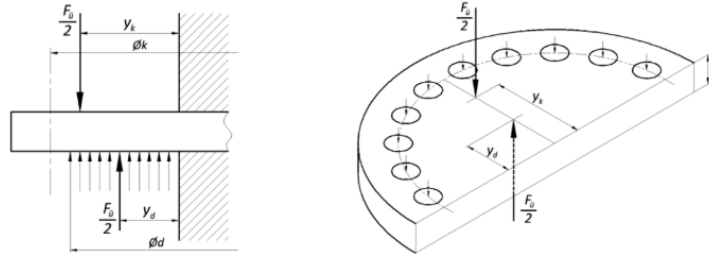
Az igénybevétel egy  $d_t$  átmérőjű<sup>3</sup> körön átadódó egyenletesen eloszló terhelés és feltehető hogy a törés egy egyenes vonal mentén lesz: a kiszámolt  $\sigma$  alapján lehet majd anyagot választani.

A vakkarima félkör felületére ható erőt a félkörfelület súlypontjában összpontosítva vehetjük fel  $(y_k, y_d)$ . A csavarok  $k$  lyukkörén egyenletesen megoszló erő pedig a  $k$  átmérőjének megfelelő félkörív súlypontjában összpontosítható. A felvett törési keresztmetszetre ez a két erő ad nyomatékot.

$$d_t = d_{2t} = 115 \text{ [mm]} \quad (1)$$

$$y_k = \frac{k}{\pi} \quad (2)$$

$$y_d = \frac{2}{3} \frac{d_t}{\pi} \quad (3)$$



3. ábra:  $y_k, y_d$  és az igénybevétel kapcsolata

$$b_{\min} = \frac{d_t}{2} \sqrt{\frac{3p_{\text{ü}}}{\sigma_{\text{hajl}}} \left(1 - \frac{2}{3} \frac{d_t}{k}\right)} = \frac{115}{2} \sqrt{\frac{3 \cdot 15}{172} \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{115}{180}\right)} = 7.047 \text{ [mm]} \quad (4)$$

$$\sigma = \frac{d_t^2}{4} \frac{3p_{\text{ü}}}{b_{\min}^2} \left(1 - \frac{2}{3} \frac{d_t}{K}\right) = \frac{115^2}{4} \cdot \frac{3 \cdot \pi}{7.047^2} \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{115}{180}\right) = 8.341 \text{ [MPa]} \quad (5)$$

$d_t$ : tömítés középátmérője [mm]

$d_1$ : cső csatlakozás külső mérete [mm]

$s$ : falvastagság [mm]

$d_4$ : tömítő felület külső átmérője [mm]

$k$ : csavar lyukköre [mm]

$y_k, y_d$ : súlypont távolsága a vakkarima kör középpontjától [mm]

$b_{\min}$ : karima minimális vastagsága [mm]

$p_{\text{ü}}$ : belső üzemi nyomás [mm]

$\sigma$ : hajlító feszültség minimális karima vastagsággal [MPa]

<sup>2</sup>A feladathoz mellékelt segédletből származó számítások és ábrák. (5. oldal, 5-6. ábra)

<sup>3</sup>Lásd 3.3 fejezet.

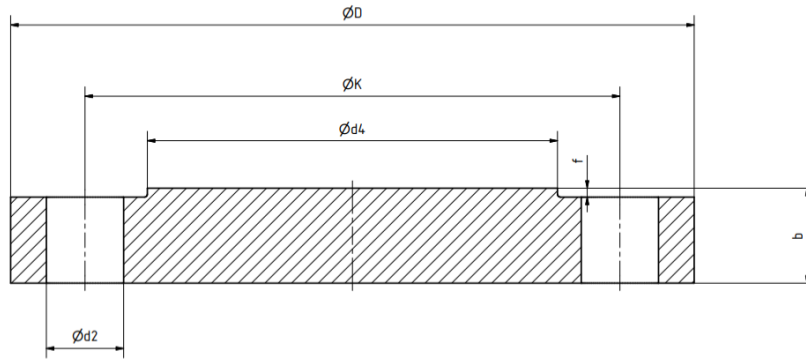
## 2.2 Szabvány -és anyagválasztás

A 15 [bar] üzemi nyomás miatt a EN 1092-1 Type 11 - WNRF PN100 szabványt használtam a karimához. A vakkarimához ugyanezen okból a DIN 2527/E PN100 szabványt választottam. Munkaléces<sup>4</sup> felületek kellenek, hogy ne az egész sík felületet kelljen megmunkálni a tömítésnek. Anyagnak S235<sup>5</sup> acél megfelel. ( $\sigma_{hajl} = 172$  [MPa])

$$n = \frac{\sigma_{hajl}}{\sigma} = \frac{172}{8.341} = 20.621 [-] \quad (6) \quad \begin{array}{l} \sigma_{hajl}: \text{anyag} \\ \text{hajlító feszültsége [MPa]} \\ n: \text{biztonsági tényező [-]} \end{array}$$

Tehát az anyag 20.621 [-] biztonsági tényezővel felel meg a várt terhelésnek.

## 2.3 Előtervek<sup>6</sup>



4. ábra: Vakkarima előtervének rajza

$$D = 230 \text{ [mm]}$$

$$f = 3 \text{ [mm]}$$

$$d_4 = 138 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = 26 \text{ [mm]}$$

$$K = 180 \text{ [mm]}$$

$$b = 32 \text{ [mm]}$$

$D$ : vakkarima külső átmérője [mm]

$f$ : kiugrás [mm]

$d_4$ : tömítő felület külső átmérője [mm]

$d_2$ : csavar lyukköre [mm]

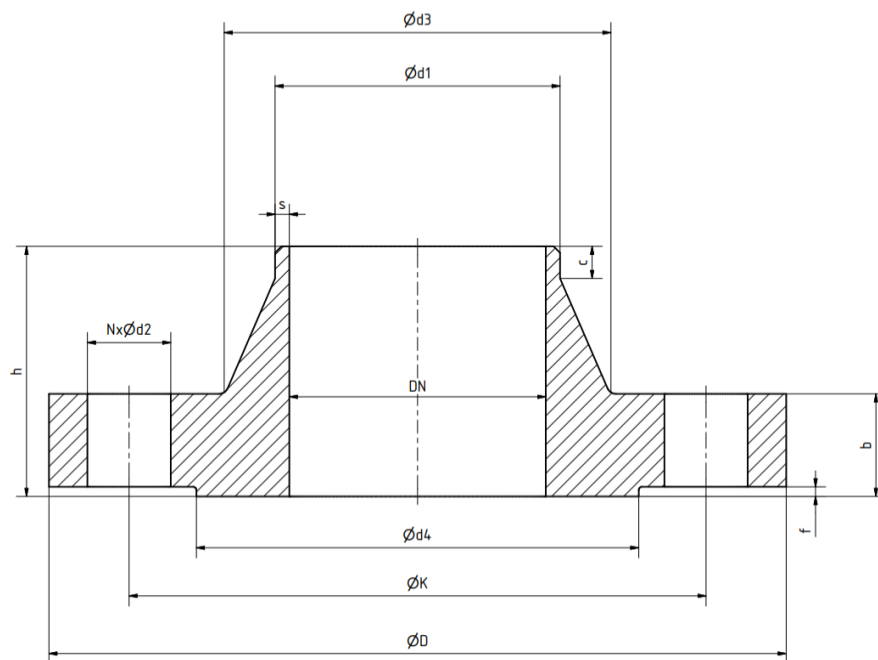
$K$ : csavarok középtátmérője [mm]

$b$ : vakkarima magassága [mm]

<sup>4</sup>A feladathoz mellékelt segédletből ötletet merítve. (6. oldal)

<sup>5</sup>Mellékelt segédletből választva. (5. oldal, 1. táblázat)

<sup>6</sup>Előtervek a [EN 1092-1 Type 11 - WNRF PN100](#) és a [DIN 2527/E PN100](#) szabványok alapján.



5. ábra: Karima előtervének rajza

$$D = 230 \text{ [mm]}$$

$$f = 3 \text{ [mm]}$$

$$d_4 = 138 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = 26 \text{ [mm]}$$

$$s = 4.45 \text{ [mm]}$$

$$N = 8 \text{ [db]}$$

$$K = 180 \text{ [mm]}$$

$$b = 32 \text{ [mm]}$$

$$d_3 = 120 \text{ [mm]}$$

$$d_1 = 88.9 \text{ [mm]}$$

$$d_{cs} = \text{M24}$$

$$h = 78 \text{ [mm]}$$

$D$ : karima külső átmérője [mm]

$f$ : kiugrás [mm]

$d_4$ : tömítő felület külső átmérője [mm]

$d_2$ : csavar lyukköre [mm]

$s$ : falvastagság [mm]

$N$ : csavarok [db]

$K$ : csavarok középatmérőlje [mm]

$b$ : csavarok alap  
és tömítési sík távolsága [mm]

$d_3$ : kúp alsó átmérője [mm]

$d_1$ : cső csatlakozás külső mérete [mm]

$d_{extcs}$ : csavarmenet

szabványos mérete [mm]

$h$ : karima magassága [mm]

### 3 Tömítés kiválasztása

#### 3.1 Minimális tömítőerő<sup>7</sup>

A belső nyomás miatti csőerő hat ellen az üzemi nyomásnak. A gyűrűfelületi csőerő nyom ellen a gyűrű alsó felülete alá benyomódó folyadéknak. A minimális tömítő erő szükséges ahhoz hogy a tömítetség kialakuljon. Ezek összege adja a csavarra ható üzemi erőt.

$$z = \frac{d_{2t} - d_{1t}}{2} = \frac{115 - 95}{2} = 10 \text{ [mm]} \quad (7)$$

$$b_t^* = 9 + 0.2z = 9 + 0.2 \cdot 10 = 11 \text{ [mm]} \quad (8)$$

$$n_t = 1.3 [-] \quad (9)$$

$$F_{cső} = \frac{DN^2 \cdot \pi}{4} p_{\ddot{u}} = \frac{230^2 \cdot \pi}{4} \cdot 15 = 7539.822 \text{ [N]} \quad (10)$$

$$F_p = \frac{(d_t^2 - DN^2) \pi}{4} p_{\ddot{u}} = \frac{(115^2 - 230^2) \pi}{4} \cdot 15 = 8040.514 \text{ [N]} \quad (11)$$

$$F_{töm} = n_t \cdot p_{\ddot{u}} \cdot \pi \cdot d_t \cdot b_t^* = 1.3 \cdot 15 \cdot \pi \cdot 115 \cdot 11 = 7749.524 \text{ [N]} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} F_{csavar \text{ üzemi}} &= F_{cső} + F_p + F_{töm} \\ &= 7539.822 + 8040.514 + 7749.524 = 23\,329.86 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (13)$$

$$n_{bizt} = 1.4 [-] \quad (14)$$

$$F_{csavar \text{ szerelési}} = n_{bizt} \cdot F_{csavar \text{ üzemi}} = 1.4 \cdot 23329.86 = 32\,661.804 \text{ [N]} \quad (15)$$

$z$ : fogak száma [db]

$b_t^*$ : tömítés hatásos szélessége<sup>8</sup> [mm]

$F_{cső}$ : belső nyomásból származó csőerő [N]

$F_p$ : belső nyomásból származó gyűrűfelületi erő [N]

$F_{töm}$ : minimális tömítő erő [N]

$F_{csavar \text{ üzemi}}$ : csavarokra ható üzemi erő [N]

$n_t$ : választott biztonsági tényező [-]

$n_{bizt}$ : csavarokra ható szerelési erőhöz választott biztonsági tényező [-]

$F_{csavar \text{ szerelési}}$ : csavaroknál alkalmazott szerelési erő [N]

<sup>7</sup>A feladathoz mellékelt segédletből származó számítások. (7. oldal)

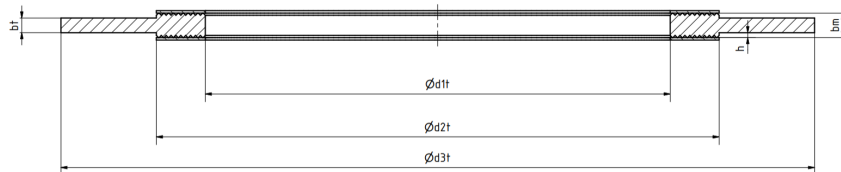
<sup>8</sup>Képlete a feladathoz mellékelt segédletből. (8. oldal, 3. táblázat)



### 3.2 Szabvány -és anyagválasztás

A DIN EN 1514-6 B29A PN100 szabványt választottam és ez a tömítés nagy nyomásokat is kibír. 1.4541 fémből és egy PTFE borításból készül ahol a fém fésük deformálják a műanyagot az előfeszítés hatására ezzel előidézve a tömítőerőt.

### 3.3 Előterv<sup>9</sup>



6. ábra: Tömítés előtervének rajza

$$d_{1t} = 95 \text{ [mm]}$$

$$d_{2t} = 115 \text{ [mm]}$$

$$d_{3t} = 154 \text{ [mm]}$$

$$b_t = 3 \text{ [mm]}$$

$$b_m = 5 \text{ [mm]}$$

$$h_{\min} = 0.3 \text{ [mm]}$$

$$h_{\max} = 0.5 \text{ [mm]}$$

$d_{1t}$ : tömítés belső átmérője [mm]

$d_{2t}$ : tömítés felfekvő felület külső átmérője [mm]

$d_{3t}$ : távtartó gyűrű külső átmérője [mm]

$b_t$ : távtartó gyűrű vastagsága [mm]

$b_m$ : fém mag magassága [mm]

$h_{\min}$ : szerelés utáni/előtti távolsága

$h_{\max}$ : PTFE lemezeknek a vasmag tetejétől [mm]

<sup>9</sup>Előterv a [DIN EN 1514-6 B29A PN100](#) szabvány alapján.

## 4 Csavarra jutó terhelés<sup>10</sup>

A csavar terhelésének kiszámításához a legnagyobb fellépő erő szükséges.

$$F_v = \frac{F_{\text{csavar szerelési}}}{n} = \frac{32661.804}{8} = 4082.725 \text{ [N]} \quad (16)$$

$F_v$ : csavar terhelése [N]

$F_{\text{csavar szerelési}}$ : csavaroknál alkalmazott szerelési erő [N]

$n$ : csavarok száma [db]

## 5 Csavar előfeszítése és meghúzási nyomatéka

### 5.1 Csavar szabvány<sup>11</sup>

$$p = 3 \text{ [mm]}$$

$$d_{3\text{cs}} = 20.319 \text{ [mm]}$$

$$d_{2\text{cs}} = 22.051 \text{ [mm]}$$

$$d_w = 33.6 \text{ [mm]}$$

$$b = 54 \text{ [mm]}$$

$$l = 100 \text{ [mm]}$$

$$\beta = 60 [^\circ]$$

$$\mu_{\min} = 0.1 [-] \quad \mu_{\max} = 0.14 [-] \quad (17)$$

$$\mu = \frac{\mu_{\min} + \mu_{\max}}{2} = \frac{0.1 [-] + 0.14 [-]}{2} = 0.12 [-] \quad (18)$$

$p$ : menet emelkedése [mm]

$d_{3\text{cs}}$ : orsó magátmérője [mm]

$d_{2\text{cs}}$ : csavar középátmérője [mm]

$\beta$ : menetprofil szöge [°]

$\mu_{\min}/\mu$ : súrlódási tényező<sup>12,13</sup> [-]

---

<sup>10</sup> A feladathoz mellékelt segédletből származó számítások. (9. oldal)

<sup>11</sup> ISO 4014 szabvány alapján kapott értékek.

<sup>12</sup> MSZ EN 24014 szabvány alapján kapott értékek.

<sup>13</sup> A súrlódási tényező átlagolható elég nagy biztonsági tényező mellett.

## 5.2 Meghúzási nyomaték<sup>14</sup>

$\alpha$  menetemelkedési szög számítható eddigi adatainkból. A látszólagos súrlódási félkúpszög ( $\rho'$ ) pedig az ismert súrlódási tényezőkéből. A csavar meghúzásához szükséges nyomaték ( $M_{\text{meghúzási}}$ ) a csavar mentén ( $M_{\text{csavar}}$ ) -és az anya homlokfelületén ( $M_{\text{anya}}$ ) ébredő súrlódás összege.

$$\alpha = \arctan \frac{p}{d_{2cs} \pi} = \arctan \frac{3}{22.051 \cdot \pi} = 2.479 [^\circ] \quad (19)$$

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}} = \frac{.12}{\cos \frac{60[^\circ]}{2}} = 0.139 [\text{rad}] \quad (20)$$

$$\rho' = \arctan \mu' = \arctan 0.139 [\text{rad}] = 7.889 [^\circ] \quad (21)$$

$$d_a = \frac{d_w + d_{cs}}{2} = \frac{33.6 + 24}{2} = 28.8 [\text{mm}] \quad (22)$$

$$\begin{aligned} M_{\text{csavar}} &= F_v \frac{d_{2cs}}{2} \tan(\alpha + \rho') \\ &= 4082.725 \cdot \frac{22.051}{2} \tan(2.479 [^\circ] + 7.889 [^\circ]) \\ &= 8236.115 [\text{Nmm}] \end{aligned} \quad (23)$$

$$M_{\text{anya}} = F_v \frac{d_a}{2} \mu' = 4082.725 \cdot \frac{28.8}{2} \cdot 0.139 = 7054.95 [\text{Nmm}] \quad (24)$$

$$\begin{aligned} M_{\text{meghúzási}} &= M_{\text{csavar}} + M_{\text{anya}} \\ &= 8236.115 + 7054.95 = 15\,291.064 [\text{Nmm}] \end{aligned} \quad (25)$$

$\alpha$ : menetemelkedés szöge  $[^\circ]$

$\mu_{\text{min}}/\mu_{\text{max}}$ : súrlódási tényező  $[-]$

$\beta$ : menetprofil szöge  $[^\circ]$

$d_a$ : anya felvekvő felület középtátmérője  $[\text{mm}]$

$d_{cs}$ : csavar szabványos mérete  $[\text{mm}]$

$d_{2cs}$ : menet középtátmérője  $[\text{mm}]$

$M_{\text{csavar}}$ : menet súrlódási nyomatéka  $[\text{Nmm}]$

$F_v$ : csavar terhelése  $[\text{N}]$

$\rho'$ : látszólagos súrlódási félkúpszög  $[^\circ]$

$M_{\text{anya}}$ : csavaranya felülete alatti súrlódási nyomaték  $[\text{Nmm}]$

$M_{\text{meghúzási}}$ : meghúzási nyomaték  $[\text{Nmm}]$

---

<sup>14</sup>A feladathoz mellékelt segédletből származó számítások. (9-10. oldal)

## 6 Csavar anyagválasztás<sup>15</sup>

### 6.1 Redukált feszültség

A legnagyobb igénybevételre ( $\sigma_{\text{red}}$ ) kell méretezni és ez a húzó ( $\sigma$ ) illetve csavaró ( $\tau$ ) nyomaték összege.

$$A_e = \frac{\left(\frac{d_{2\text{cs}}+d_{3\text{cs}}}{2}\right)^2 \pi}{4} = \frac{\left(\frac{22.051+20.319}{2}\right)^2 \pi}{4} = 352.49 [\text{mm}^2] \quad (26)$$

$$\sigma = \frac{F_v}{A_e} = \frac{4082.725}{352.49} = 11.583 [\text{MPa}] \quad (27)$$

$$K_p = \frac{\left(\frac{d_{2\text{cs}}+d_{3\text{cs}}}{2}\right)^3 \pi}{16} = \frac{\left(\frac{22.051+20.319}{2}\right)^3 \pi}{16} = 1866.875 [\text{mm}^3] \quad (28)$$

$$M_{\text{csavar}} = M_{\text{anya}} = 7054.95 [\text{MPa}] \quad (29)$$

$$\tau = \frac{M_{\text{csavar}}}{K_p} = \frac{7054.95}{1866.875} = 3.779 [\text{MPa}] \quad (30)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{11.583^2 + 3 \cdot 3.779^2} = 13.304 [\text{MPa}] \quad (31)$$

### 6.2 Méretezés<sup>16</sup>

A kiszámolt feszültséggel már lehet szilárdsági osztályt választani és a 3.6-os megfelel az igényeknek (hiszen  $R_{\text{eH}}$  nagyobb az elvártnál).

$$R_{\text{eH}} = 180 [\text{MPa}] \quad (32)$$

$$n_{\text{biztcs}} = \frac{R_{\text{eH}}}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{180}{13.304} = 13.529 [-] \quad (33)$$

$A_e$ : csavarerőt vivő keresztmetszet terület  $[\text{mm}^2]$

$d_{2\text{cs}}$ : menet középátmérője  $[\text{mm}]$

$d_{3\text{cs}}$ : orsó magátmérője  $[\text{mm}]$

$\sigma$ : húzó feszültség  $[\text{MPa}]$

$F_v$ : csavar terhelése  $[\text{N}]$

$K_p$ : csavar keresztmetszet poláris másodrendű nyomaték  $[\text{mm}^3]$

$M_{\text{csavar}}$ : csavar mentén súrlódásból származó csavaró nyomaték  $[\text{Nmm}]$

$M_{\text{anya max}}$ : csavaranya felülete alatti maximum súrlódás  $[\text{Nmm}]$

$\tau$ : csavaró feszültség  $[\text{MPa}]$

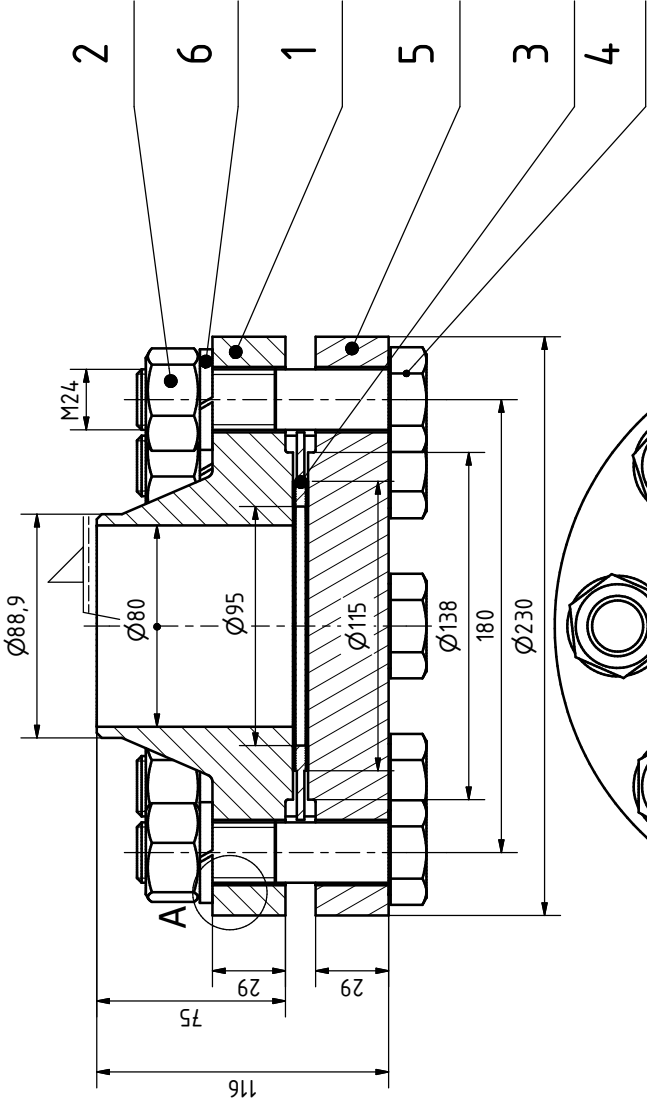
$\sigma_{\text{red}}$ : redukált feszültség  $[\text{MPa}]$

$R_{\text{eH}}$ : folyáshatár  $[\text{MPa}]$

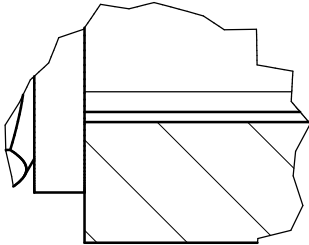
$n_{\text{biztcs}}$ : csavar biztonsági tényező  $[-]$

<sup>15</sup>A feladathoz mellékelt segédletből származó számítások. (10-11. oldal)

<sup>16</sup>ISO 898-1 szabvány alapján kapott értékek.



A ( 2 : 1 )



6	8	Rugós alátét	Ø24 x 5	DIN 127 - A 24	S235	0,029 kg
5	1	Vakkarima	Ø230x32	HF1-100-2	S235	8,844 kg
4	8	Hatlapfejű csavar	M24 x 100	ISO 4014 - M24 x 100	S235 3.6	0,478 kg
3	1	Tömítés	Ø154x6	HF1-100-3		0,326 kg
2	8	Hatlapfejű anyacsavar	M24 x 21,5	ISO 4032 - M24	S235	0,127 kg
1	1	Karima	Ø80x78	HF1-100-1	S235	8,691 kg
Tsz	Db	Megnevezés	Méret	Rajkszám	Anyag	Tömeg

Név:	Gyártmány:	Méret- arány:	BME Gép- és Terméktervezés Tanszék
Vári Gergő	BMGE-250	1:2	
Dátum:	Megnevezés:	Ver. mód	Rajzsám:
2025. 09. 30.	Karimás csőkötés	⌀	HF1-000-1
Ellenőrizte:	Anyag:	Tömeg	HF1-000-1
		22,932	
		kg	