

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

Gép és Terméktervezés Tanszék

Gépelemek 1.

2. Házifeladat



Hidraulikus Munkahenger

Tervezési Dokumentáció


2019/2020 1.félév

Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun kód: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

FELADATLAP - HIDRAULIKUS MUNKAHENGERT KIVÁLASZTÁSI FELADAT

Tantárgy: Gépelemek 1., BMEGEGIBGG1		Kurzus: G6	 GÉP- ÉS TERMÉKTERVEZÉS TANSZÉK
Hallgató neve: Kövér Márton Mihály	NEPTUN kódja: zkgzn9	Dátum: 2019.10.29	
		Félév: 2019-2020 1. félév	

Feladat részletezése:

Az alábbi adatok alapján válasszon ki és ellenőrizzen egy meghatározott (általános, mezőgazdasági stb.) rendeltetésű, kettős működésű hidraulikus munkahengert gyártmánykatalógus adatai alapján, majd válassza meg (ugyancsak termékkatalógusokból) a szükséges nyugvó és mozgó tömítéseket! Készítse el a hidraulikus munkahenger tömítéseinek részletrajzeit egy hivatkozott forrásból származó törzsrajz felhasználásával (CAD-es technikák csak a gyakorlatvezető jóváhagyása után alkalmazhatók)! A rajzhoz mellékeljen szöveges műszaki dokumentációt, amely tartalmazza a letisztázott számításokat, gyártási, szerelési és karbantartási utasításokat! A feladat kidolgozásához a hallgató által választott és bemutatott munkahengert is támogatunk.

Kiindulási adatok:

Üzemi nyomás:	p=	160	bar
Dugattyúátmérő:	D=	100	mm
Lökethossz:	L=	300	mm
A dugattyú üzemi sebessége:	v=	0,5	m/s
Üzemi hőmérséklet:	T=	-10...+60	°C
A munkahenger kialakítása:	Rövidcsavaros		
A munkahenger csatlakozásainak típusa:	Csatlakozás karimával a rúdfej oldalán		

A feladat megoldásának javasolt menete:

1. Munkahenger kiválasztása gyártmánykatalógusból a kiinduló adatok alapján (a rúd végére válasszon katalógusból gömbcsuklós rúdfejet is).
2. Az egyes szerkezeti elemek és tömítések funkcionális elemzése.
3. Szilárdsági ellenőrzések elvégzése: falvastagság és fedélvastagság ellenőrzése, dugattyúrúd kihajlási elleni biztonságának megállapítása a beépítési környezettől függően.
4. Tömítések kiválasztása. A tömítések és a tömítésfeszkek részletrajzainak elkészítése hivatkozott forrásból származó törzsrajz felhasználásával. A rajznak a szükséges (a gyártó által előírt vagy a hallgató által megállapított) tűréseket-illesztéseket és felületi érdességeket is tartalmaznia kell. A számítások tisztázása, dokumentáció készítése.

Beadási határidő:	2019.12.10
A feladatot kiadta:	Máté László

Tartalomjegyzék

1. Feladatlap
 2. Kiinduló adatok
 3. Henger falvastagságának méretezése
 4. Dugattyúrúd átmérőjének ellenőrzése
 5. Dugattyúrúd ellenőrzése kihajlásra
 6. Hengerfej méretezése
 7. Dugattyúrúd végi csatlakozás választása
 8. Tömítések kiválasztása és ellenőrzése
 9. Felhasznált irodalom
- +Melléklet: A munkahenger és a különböző tömítések katalógusai.

Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun kód: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

2. Kiinduló adatok

Üzemi nyomás: $p=16[\text{MPa}]$

Dugattyú átmérő: $D=100[\text{mm}]$

Lökethossz: $L=300[\text{mm}]$

Üzemi maximum sebesség: $v=0,5[\text{m/s}]$

Üzemi hőmérséklet: $T=-10\dots+60[^\circ\text{C}]$

3. Henger falvastagságának méretezése

A munkahenger ellenőrzését a falvastagság ellenőrzésével kezdem, a munkahenger falának el kell viselnie a belső (üzemi) nyomásból adódó terhelést.

A falvastagságot a következő összefüggésből kapom: [1]

$$s = \frac{p_n \cdot D}{2 \cdot \frac{R_{eH}}{n} - p_n} = \frac{16 \cdot 100}{2 \cdot \frac{275}{3} - 16} = 9,56[\text{mm}]$$

ahol, p_n a belső üzemi nyomás,

D a munkahenger cső belső átmérője,

R_{eH} a munkahenger cső anyagának folyáshatára,

n a biztonsági tényező.

A munkahengercső S355JR acélból készült, melynek folyáshatára $R_{eH} = 275[\text{MPa}]$. A számítást $n=3$ biztonsági tényezővel végzem el. Az így kapott falvastagság: $s=9,56[\text{mm}]$

A biztonság kedvéért a választott munkahenger katalógusa által előírt maximális falvastagságot fogjuk használni, ami $s_k = 11[\text{mm}]$.

Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun kód: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

4.Dugattyúrúd átmérőjének ellenőrzése

A dugattyúrúd anyaga C45 (felületén krómozott) acél, melynek folyáshatára

$R_{eH} = 305 [Mpa]$. [2] A rudat működés közben nyomó, illetve húzó igénybevétel terheli a rúd mozgásának irányától függően.

Az általam választott rúdátmérő $d=70 [mm]$, ennek tudatában elvégezhetők a számítások.

A rudat terhelő húzóerő: [1]

$$F_H = \frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi}{4} \cdot p_n = \frac{(100^2 - 70^2) \cdot \pi}{4} = 64088 [N]$$

A rudat terhelő nyomóerő: [1]

$$F_{Ny} = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot p_n = \frac{100^2 \cdot \pi}{4} \cdot 16 = 125664 [N]$$

ahol, d a rúd átmérője,

p_n az üzemi nyomás,

D a munkahenger cső belső átmérője.

Látható, hogy a rudat terhelő nyomóerő értéke nagyobb lesz ezért elég ezzel számolnunk tovább a rúd méretének ellenőrzésénél.

A nyomófeszültség számításához a következő összefüggést használom fel:

$$\sigma = \frac{F_{Ny}}{A}$$

Ahol A a rúd keresztmetszetének területe:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 1963.5 [mm^2]$$

Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun kód: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

Ezt behelyettesítem az előző összefüggésbe megkapom a rudat terhelő maximális terhelést.

$$\sigma = \frac{125664}{1963.5} = 64[MPa]$$

A megengedhető terhelést a következő képletből számolom. A biztonsági tényező legyen $n=4$. [1]

$$\sigma_{megengedett} = \frac{R_{eH}}{n} = \frac{305}{4} = 76,25[MPa]$$

Mivel a maximális terhelő feszültség kisebb, mint a megengedett feszültség ezért a rúd ellenáll a rá eső terhelésnek.

A nyomóerő és a húzóerő arányára szabványos előírás van, mely szerint a két erő hányadosa $\varphi = 2$; $\varphi = 1,6$; $\varphi = 1,25$ irányértékeket vehet fel. A mi esetünkben ez az érték:

$$\varphi = \frac{F_{Ny}}{F_H} = \frac{125664}{64088} = 1,96$$

Bár ez az érték minimálisan eltér az előírástól a katalógusban található előírás éppen $\varphi = 1.96$, így elfogadjuk az értéket.

5. Dugattyúrúd ellenőrzése kihajlásra

Figyelembe véve, hogy a munkahengerünk löket hossza viszonylag nagy $L=300[mm]$, illetve a dugattyúrúd átmérője csak $d=70[mm]$, mindenképpen ellenőriznem kell a dugattyúrúd kihajlásra. A kihajlás számításához szükségünk lesz a rúd karcsúságára melyet a következő képpen számítok:

$$\lambda = \frac{4 \cdot L_k}{d}$$

Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun kód: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

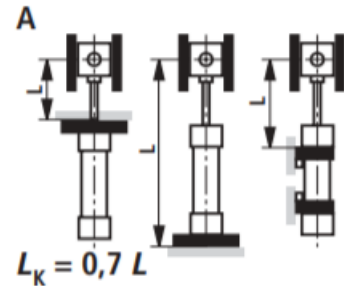
L_k a szabad kihajló hossz, melyet a katalógusból vett összefüggéssel számíthatunk:

$$L_k = 0,7 \cdot L = 0,7 \cdot 300 = 210[\text{mm}]$$

Ahol L a feladatkiírásban megadott lökethossz.

Így a rúd karcsúsága már számítható:

$$\lambda = \frac{4 \cdot 210}{70} = 12$$



A további számításokhoz meg kell állapítanom, hogy a rúd karcsúsága nagyobb-e, mint a rúd határkarcsúsága. A határkarcsúság a katalógus alapján a következő képpen adódik:

$$\lambda_0 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_{eH}}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210000}{0,8 \cdot 305}} = 92,165$$

ahol, E a rúd anyagának rugalmassági (Young) modulusza, melyről tudom, hogy C45 acél esetén $E=210[\text{GPa}]$. [2]

Mivel a rúd karcsúsága kisebb mint a előírt határkarcsúság, a kihajlásnál fellépő kritikus törőerőt Tetmajer-egyenes segítségével kapom. A katalógusban szereplő összefüggés alapján, $n=3,5$ biztonsági tényezővel számolva:

$$F_t = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot (335 - 0,62 \cdot \lambda)}{4 \cdot n} = \frac{70^2 \cdot \pi \cdot (335 - 0,62 \cdot 12)}{4 \cdot 3,5} = 1260,599[\text{kN}]$$

A kihajlással szembeni biztonsági tényező:

$$n_{kihajlás} = \frac{F_t}{F_{Ny}} = \frac{1260599}{125664} = 10$$

Mivel a biztonsági tényező igen magas, kijelentem, hogy a rúd kihajlásra megfelel.

Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun kód: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

6. Hengerfej méretezése

Mivel a választott munkahenger katalógusában nem találtam semmilyen előírt számítást a záróhengerfej fenékvastagságának ellenőrzésére ezért a Tervezői segédletben szereplő ellenőrzéssel fogok számolni. A hengerfejek bonyolult geometriájuk lévén, (mivel az túl költséges lenne) forgácsolás helyett általában acélöntéssel készülnek. Az általam választott munkahengerfejek acélöntött anyaga GE300, melynek folyáshatára $R_{p0,2\%} = 300[MPa]$. [2]

A megengedett feszültséget a folyáshatárból és az általam $n=2$ biztonsági tényezőtől kapom.

$$\sigma_{mege.} = \frac{R_{p0,2\%}}{n} = \frac{300}{2} = 150[MPa]$$

Most már tudom a megengedhető feszültséget, így a záróhengerfej minimális fenékvastagsága a következő formulából adódik:

$$h_{min} = 0,6 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot p_n}{\sigma_{mege.}}} = 0,6 \cdot 100 \cdot \sqrt{\frac{48}{150}} = 33,94[mm]$$

Mint látható a számítást az üzemi nyomás háromszorosával végeztem el a biztonság növelése érdekében. Az így kapott fenékvastagság 33,94[mm], így a legyártandó fenékvastagságot 35[mm]-re választom.

7. Dugattyúrúd végi csatlakozás választása

A dugattyúrúd végén egy M48x2-es metrikus menetes kialakítás található. A munkahenger katalógusában megtalálható ajánlott gömbcsuklót választottam csatlakozásnak, melynek menete szintén M48x2-es metrikus menet. A menet hossza a rúdvégen 63[mm], amíg a gömbcsuklóban kialakított menet hossza 64[mm], mivel ez a menetekialakítás pontosan 1[mm]-el hosszabb, mint a rúdvégi menet így szereléskor a gömbcsukló rászorítható a dugattyúrúdra.

Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun kód: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

8. Tömítések kiválasztása és ellenőrzése

Ezen egész fejezetben a méretek [mm]-ben értendők!

8.1 Dugattyúrúd (dinamikus) tömítései

A dugattyúrúd tömítésénél a következő tömítések kombinációját alkalmazom. Legyen egy fő tömítésünk mely elsősorban felel a szivárgás megakadályozásáért. A dugattyúrúd megtámasztásáért az az a rúd csak kívánt irányba való elmozdulásáért felelős tömítés, a megvezetés melyből kettőt fogunk beszerezni. Mindezek mellett szükségünk lesz egy tömítésre mely megakadályozza a külső szennyeződés bejutását a munkahengerbe, ez a tömítés lesz a szennylehúzó tömítés.

9.1.1 Fő tömítés

A választott tömítés: Turcon Glyd Ring, RG4300700-M12-N

Anyaga: NBR 70 (Shore A)

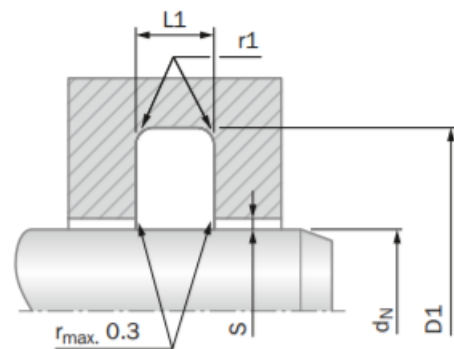
Horony szélessége: $L_1 = 6,3 + 0,2$

Horony aljának átmérője: $D_1 = 85,1H9$

Hengerfej és a rúd közötti rés: $s = 0,3$

Horony belső lekerekítései: $r_1 = 1$

Horony külső lekerekítései: $r_2 = 0,3$



9.1.2 Megvezetés

A választott megvezetés: Zurcon Slydring GR6500700-Z80-N

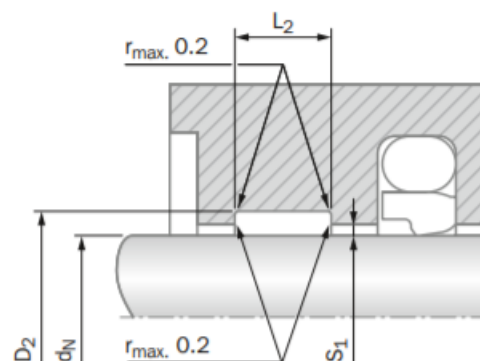
Anyaga: Z80

Horony szélessége: $L_2 = 5,6 + 0,2$

Horony aljának átmérője: $D_2 = 75H8$

Hengerfej és a rúd közötti rés: $s = 0,3$

Horony belső és külső lekerekítései: $r_{1,2} = 0,2$



Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun kód: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

8.1.3 Szennylehúzógyűrű

A választott tömítés: Zurcon Scraper DA22, WD2200700-Z201

Anyaga: Zurcon Poliuretán (92 Shore A)

Fő horony aljának átmérője: $D_3 = 80H9$

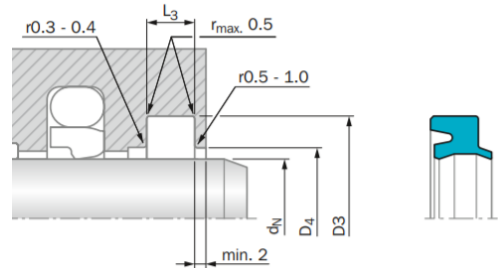
Két mellékhorony aljának átmérője: $D_4 = 73H11$

Horony szélessége: $L_3 = 6 + 0,1$

Horony belső lekerekítései: $r_1 = 0,4$

Horony környezet felőli külső lekerekítése: $r_2 = 0,8$

Horony munkahenger felőli külső lekerekítése: $r_3 = 0,4$



9.2 Dugattyú (dinamikus) tömítései

A dugattyú tömítéseinek célja, hogy elhatárolja egymástól a munkahengerben dolgozó két hidraulikus olaj mennyiséget, illetve biztosítsa a dugattyú mozgását. Ezért választottam egy fő tömítést és két megvezetést erre az alkatrészre.

Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun kód: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

8.2.1 Fő tömítés

A választott tömítés: Turcon Stepseal 2K, PSK401000-T10-N

Anyaga: NBR70

Horony szélessége: $L_1 = 8,1 + 0,2$

Horony aljának átmérője:

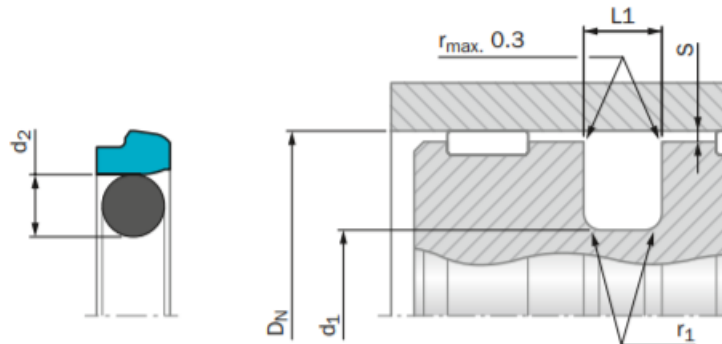
$$d_1 = 79,5h9$$

Dugattyú és hengercső közötti rés:

$$s = 0,60$$

Horony belső lekerekítése: $r_1 = 1$

Horony külső lekerekítése: $r_2 = 0,3$



8.2.2 Megvezetés

A választott megvezetés: Zurcon Slydring, GP6501000-Z80-N

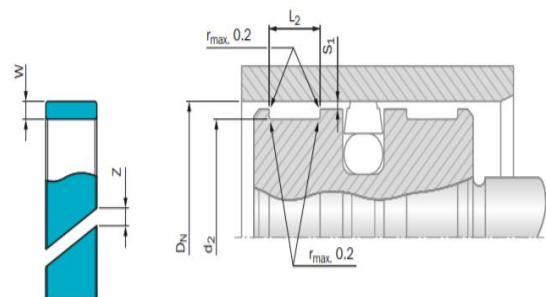
Anyaga: Z80

Horony szélessége: $L_2 = 5,6 + 0,2$

Horony aljának átmérője: $d_2 = 95h8$

Hengerfej és a rúd közötti rés: $s = 0,60$

Horony belső és külső lekerekítése: $r_{1,2} = 0,2$



Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun kód: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

9.3 Statikus tömítések (O-gyűrűk)

A statikus (vagy nyugvó) tömítések feladata, hogy megakadályozzák a munkahengerben található folyadék szivárgását a nem mozgó, csatlakozó alkatrészeknél. Az én munkahengeremben két helyen található ilyen tömítés. A tömítéseket a Simrit tömítésgyártó cég katalógusaiból választottam. Minkét tömítés anyaga NBR72 (Shore A) polimer.

9.3.1 Hengerfej/hengervég és hengercső közötti tömítések

O-gyűrű kis átmérője: $d_2 = \varnothing 4$

O-gyűrű nagy átmérője: $d_1 = 93$

Horony szélessége: $b_1 = 5,4 + 0,2$

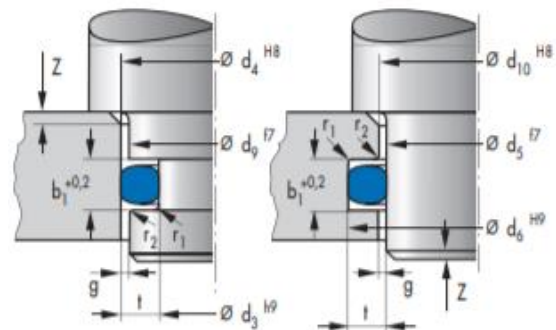
Horony aljának átmérője: $d_3 = \varnothing 93,8h9$

Horony belső lekerekítése: $r_1 = 0,5$

Horony külső lekerekítése: $r_2 = 0,2$

Letörés hossza és szöge: $Z = 4,5 \quad (15^\circ)$

Az illesztés: $d_9 = \varnothing 100f7$; $d_4 = \varnothing 100H8$



8.3.2 Dugattyú és dugattyúrúd közötti tömítés

O-gyűrű kis átmérője: $d_2 = \varnothing 3$ O-gyűrű nagy átmérője: $d_1 = \varnothing 60$

Horony szélessége: $b_1 = 4,1 + 0,2$

Horony aljának átmérője: $d_6 = 64,6H9$

Horony belső lekerekítése: $r_1 = 0,5$ Horony külső lekerekítése: $r_2 = 0,2$

Letörés hossza és szöge: $Z = 3,5 \quad (15^\circ)$

Az illesztés: $d_{10} = \varnothing 60H9$; $d_5 = \varnothing 60f7$

Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun kód: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

8.4 Tömítések ellenőrzései

A választott dinamikus tömítésem mind egy katalógusból valók, ahol a gyártó nem ír elő ellenőrzést, felelősséget vállal a tömítések rendeltetésszerű működésére (már ha azok minden előírásnak megfelelően lettek kiválasztva).

A statikus tömítésünk katalógusa ellenben előírja a tömítések ellenőrzését, ezt részletezem a következőkben.

8.3.1-es O-gyűrű ellenőrzése:

A horony mélysége a tűrések figyelembevételével: $\varnothing 100H8$, $\varnothing 93,8h9$

$$\varnothing 100H8 = 100^{+0,054}[mm]$$

$$\varnothing 93,8h9 = 93,8^{+0}_{-0,087}[mm]$$

Horony maximális és minimális mélysége:

$$t_{max} = \frac{D_{max} - d_{min}}{2} = \frac{100,054 - 93,713}{2} = 3,17[mm]$$

$$t_{min} = \frac{D_{min} - d_{max}}{2} = \frac{100 - 93,8}{2} = 3,1[mm]$$

Ezzel a gyűrű maximális és minimális radiális előfeszítése:

$$\varepsilon_{min} = \frac{d_2 - t_{max}}{d_2} = \frac{4 - 3,17}{4} = 20,7\%$$

$$\varepsilon_{max} = \frac{d_2 - t_{min}}{d_2} = \frac{4 - 3,1}{4} = 22,5\%$$

Ezek az értékek a katalógus alapján megfelelnek.

Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun kód: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

A horony kitöltési tényezője:

$$\partial_{\min} = \frac{\frac{d_2^2 \cdot \pi}{4}}{t_{\max} \cdot b_{\max}} = \frac{\frac{4^2 \cdot \pi}{4}}{3,17 \cdot 5,6} = 70,8\%$$

$$\partial_{\max} = \frac{\frac{d_2^2 \cdot \pi}{4}}{t_{\min} \cdot b_{\min}} = \frac{\frac{4^2 \cdot \pi}{4}}{3,1 \cdot 5,6} = 72,4\%$$

Ezek az értékek megfelelőek a katalógus előírásai szerint.

8.3.2-es statikus tömítés ellenőrzése:

A horony mélysége a tűrések figyelembevételével: $\varnothing 64,6H9$, $\varnothing 60f7$

$$\varnothing 64,6H9 = 64,6^{+0,074}[mm]$$

$$\varnothing 60f7 = 60_{-0,060}^{-0,030}[mm]$$

Horony maximális és minimális mélysége:

$$t_{\max} = \frac{D_{\max} - d_{\min}}{2} = \frac{64,674 - 59,94}{2} = 2.367[mm]$$

$$t_{\min} = \frac{D_{\min} - d_{\max}}{2} = \frac{64,6 - 59,97}{2} = 2.315[mm]$$

Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

Ezzel a gyűrű maximális és minimális radiális előfeszítése:

$$\varepsilon_{min} = \frac{d_2 - t_{max}}{d_2} = \frac{3 - 2,367}{3} = 21,1\%$$

$$\varepsilon_{max} = \frac{d_2 - t_{min}}{d_2} = \frac{3 - 2,315}{3} = 22,8\%$$

Ezek az értékek a katalógus alapján megfelelnek.

A horony kitöltési tényezője:

$$\partial_{min} = \frac{\frac{d_2^2 \cdot \pi}{4}}{t_{max} \cdot b_{max}} = \frac{\frac{3^2 \cdot \pi}{4}}{2,367 \cdot 4,12} = 72,5\%$$

$$\partial_{max} = \frac{\frac{d_2^2 \cdot \pi}{4}}{t_{min} \cdot b_{min}} = \frac{\frac{3^2 \cdot \pi}{4}}{2,315 \cdot 4,1} = 75\%$$

Ezek az értékek megfelelőek a katalógus előírásai szerint.

9.Felhasznált Irodalom:

[1]-Gépelemek I. Tervezési Segédlet, Tóth Sándor, Javított kiadás:2013.

[2]-Acélok, Öntöttvasak , Dr. Szabadits Ödön, 2005.

Rexroth Bosch Group (munkahenger) katalógusa:

http://www.gidrex.ru/pdf/RE_17328.pdf?fbclid=IwAR3-Pk8bp0o301XMsBWugFqFuqnp-MkRUDKDpg_PhiHBacXOPdO-BMe7bZc

Trelleborg katalógus:

https://www.tss.trelleborg.com/-/media/tss-media-repository/tss_website/pdf-and-other-literature/catalogs/hydraulic_complete_gb_en.pdf

Simrit katalógus:

http://www.powerparts.it/simrit_pdf/o-rings_static_seals.pdf

Készítette: Kövér Márton Mihály

Neptun kód: ZKGZN9

Dátum: 2019.12.18.

