

Óbudai Egyetem

Bánki Donát Gépészmérnöki Kar

Mechatronikai és Autótechnikai Intézet



Belsőégésű motorok I

Segédanyag házi feladathoz levelező tagozaton

Készítette: dr. Ruzinkó Endre, egyetemi docens

Budapest 2013

Előszó

A méretezéskor a megadott üzemviszonyoknak és üzemeltetési körülményeknek, az áramlástan, a hőtani és az egyéb szempontoknak legjobban megfelelő gépek és géprészek alakját, szerkezeti anyagát, a megmunkálási módjait állapítjuk meg. Szűkebb értelemben méretezésen az adott terheléseknek legjobban megfelelő szerkezeti méretek meghatározását, vagyis a szilárdsági méretezést értjük.

A szilárdságtani méretezés lényegében kettős úton halad: számítás, szerkesztés útján a méretek megállapítása, vagy pedig adott (esetleg becsléssel) felvett méretek ellenőrzése. Számításunk célja mindkét esetben a szerkezet megengedett deformációjának, vagy megengedhető feszültségének meghatározása után, ennek összehasonlítása a szerkezeten üzem közben fellépő deformációval, vagy benne keletkező feszültséggel.

A biztonsági tényezővel vesszük figyelembe mindazt a hatást, amelyet számítás szempontjából nem tudunk más módon megfogni. Így ez magába foglalja a terhelés megállapításának, az anyagjellemzők értékének bizonytalan voltát, továbbá a technológiai hibákat, a számítási képletek pontatlanságát, és az egyéb körülmények miatt keletkező bizonytalanságot. A fenti szempontok alapján tehát a biztonsági tényező értéke egy bizonyos feszültségtartalékot foglal magába, egy tényleges szilárdsági biztonságot, hogy az alkatrészen keletkező feszültség minimális terhelési körülmények között távol legyen a határfeszültségtől. Az egyes hatásokat nagyon nehéz volna külön-külön befolyásoló tényezővel figyelembe venni; így egy általános szilárdsági biztonsági tényezőt használunk.

A házi feladat célja:

- újra feldolgozni, elmélyíteni, rögzíteni az órán tanultakat;
- készségszintig gyakorolni a tanult algoritmusokat;
- önálló alkotó- és kutatómunkát végezni valamely témában;
- biztosítja a diák számára az önellenőrzést;

Házi feladat kiindulási adatait a szaktanár adja.

A házi feladat beadásával kapcsolatos határidőket a tárgy aktuális félévére vonatkozó követelménye tartalmazza (Melléklet 1 és 2).

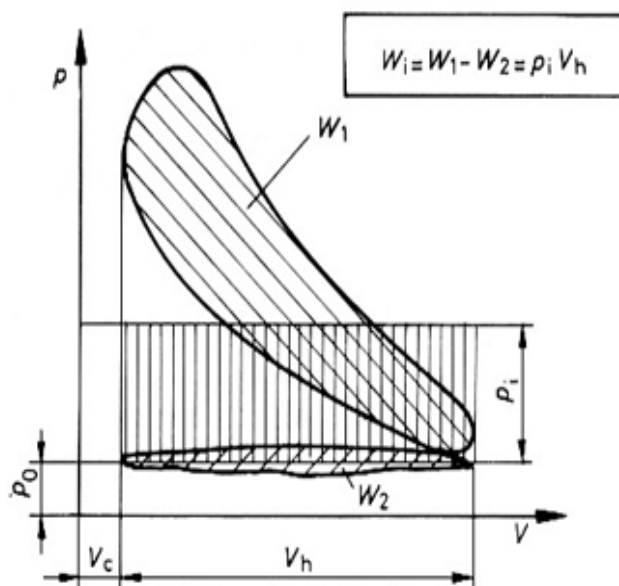
I Rövid alapismeretek

1. A belsőégésű motorok főbb jellemzői és fajlagos mutatói

A belsőégésű motor hengerében lejátszódó nyomásváltozások érzékelésére és regisztrálására szolgálnak az indikátorok. Az indikátorokkal a hengerben végbemenő nyomásváltozást általában a forgattyú szögelfordulásának függvényében veszik fel, és a hengertérfogat ($p-V$), a löket ($p-s$) vagy a forgattyúszög ($p-\varphi$) függvényében ábrázolják. Mivel a hengertérfogat arányos a dugattyú elmozdulásával, a $p-V$ és $p-s$ diagramok ábrája azonos jellegű.

Az *indikált középnyomás* (p_i) a $p-V$ indikátordiagram hasznos területének közepes magassága (1. ábra). Az indikátordiagram hasznos területe az indikált munka (W_i) egy ciklusra eső értékét adja. Ezt az indikált munkát osztva a henger lökettérfogatával (V_h), kapjuk az indikált középnyomást:

$$p_i = \frac{W_i}{V_h}, \text{ J/m}^3 = \text{N/m}^2, \quad (1)$$



1. ábra Az indikált középnyomás származtatása [1]

A mértékegységből látható, hogy az indikált középnyomás úgy is felfogható, mint az egységnyi lökettérfogatból származó indikált munka. Az indikátor diagram ismeretében az indikált munka területméréssel határozható meg. Feltöltetlen két- és négyütemű motorok töltetcsere folyamatának területe negatív előjelű.

1. táblázat Az indikált középnyomás szokásos értékei (kPa) [1]:

Négyütemű szikragyújtású benzinmotor	700...1340
Négyütemű szikragyújtású gázmotor	600...1000
Négyütemű dízelmotor	650...1200
Négyütemű feltöltött dízelmotor	...2500
Kétütemű, forgattyúház-sűrítésű benzinmotor	250...450
Kétütemű dízelmotor feltöltés nélkül	500...700
feltöltéssel	...1200

Egy munkaciklus alatt a motor egy hengerének indikátordiagramból számított *indikált munkája*

$$W_i = p_i V_h, \text{ Nm.} \quad (2)$$

A munkaciklusok száma másodpercenként $2n/i$, ahol n a forgattyústengely fordulatszáma 1/s-ban. $2n$ a dugattyú másodpercenkénti löketeinek száma, i pedig az egy munkaciklus alatt megtett löketek száma. Ezek alapján a z hengerszámú motor *indikált teljesítménye*

$$P_i = W_i \frac{2n}{i} z = \frac{2n}{i} p_i V_h z, \text{ W,} \quad (3)$$

ahol négyütemű motornál $i = 4$, kétüteműnél $i = 2$.

A motor főtengelyén levehető teljesítmény, az effektív teljesítmény kisebb, mint az indikátor diagram alapján számított indikált teljesítmény. Az indikált teljesítmény meghatározott hányada ugyanis a motor egymáson elmozduló alkatrészeinek mozgatására, ill. a motorüzem folyamatosságának fenntartására fordítódik. Ezt a szükségszerű veszteséget P_m -mel jelölve a motor *effektív teljesítménye* a következőképpen fejezhető ki:

$$P_e = P_i - P_m. \quad (4)$$

A *mechanikai teljesítményvesztés* és az effektív teljesítmény egy munkaciklusra jutó munkáját – mint az indikált munka esetében – egységnyi lökettérfogatra vonatkoztatva adódik a mechanikai veszteségekre jellemző középnyomás (p_m) és az effektív középnyomás (p_e) fogalma. Ezek segítségével a megfelelő teljesítmények ugyanúgy kifejezhető, mint az indikált jellemzők esetében.

A mechanikai teljesítményvesztés:

$$P_m = \frac{2n}{i} p_m V_{hz}, \text{ W.} \quad (5)$$

Az effektív középnyomás

$$p_e = p_i - p_m \quad (6)$$

ezzel az effektív teljesítmény

$$P_e = \frac{2n}{i} p_e V_{hz}, \text{ W} \quad (7)$$

A mechanikai veszteségek a *mechanikai hatásfok* segítségével is kifejezhetők:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_m}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} \quad (8)$$

vagy

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i} \quad (9)$$

A 2. táblázatban különböző motorok mechanikai hatásfokát és effektív középnyomást közöljük.

2. táblázat Belsőégésű motorok mechanikai hatásfoka és effektív középnyomása [1]

Motortípus	η_m	p_e , kPa
Négyütemű benzinmotor	0,7...0,85	600...1000
Négyütemű dízelmotor	0,7...0,82	550...850
Gázüzemű motor	0,75...0,85	500...750
Négyütemű feltöltött dízelmotor	0,8...0,9	700...2200
Gyorsjárású kétütemű benzinmotor	0,7...0,85	400...850

A motor mechanikai veszteségeinek egyik részét a súrlódás (főként a dugattyúk és a hengerek között, másodsorban a csapágyásúrlódások) okozza. A segédberendezések teljesítményszükségletén az olajszivattyú, vízszivattyú, a gyújtó- vagy befecskendezőberendezés, a tüzelőanyag-szivattyú, és a mérési feltételeket rögzítő szabványtól függően a hűtőventilátor teljesítményszükségletét értjük. Ehhez jön még a nem forgattyúházsűrítésű kétütemű motoroknál (és mechanikusan feltöltött négyüteműeknél) a sűrítőhajtás teljesítményszükséglet.

A mechanikai hatásfok definíciójából következik, hogy

$$P_e = \eta_m P_i, \quad P_e = \eta_m P_i, \quad W_e = \eta_m W_i. \quad (10)$$

Az effektív teljesítményt osztva összlökettérfogattal a liter teljesítmény (P_L):

$$P_L = \frac{P_e}{V_H}. \quad (11)$$

Ahogy már említettük, a tüzelőanyaggal bevitt hőenergia hasznosításának mértékét az effektív hatásfokkal (szokás gazdasági hatásfoknak is nevezni) és az effektív fajlagos tüzelőanyag-fogyasztással fejezhetjük ki.

Az *effektív hatásfok*:

$$\eta_e = \frac{W_e}{B_t H t}, \quad (12)$$

ahol B_t az időegységre eső tüzelőanyag-fogyasztás (kg/s), H a tüzelőanyag fűtőértéke (J/kg), t a munkavégzés időtartama (s).

Egy *tüzelőanyag fűtőértéke* ("alsó fűtőérték"; Lower Heating Value – LHV) az a hőmennyiség, ami 1 kg tüzelőanyagból kinyerhető olyankor, ha a füstgázzal együtt távozó víz gőzhalmazállapotban hagyja el a berendezést. Értékét úgy kapjuk meg, ha az anyag égéshőjéből kivonjuk a gőzként távozó vízmennyiség párolgáshőjét. Benzin- és gázolaj-fűtőérték:

$$\begin{aligned} H_{\text{benzin}} &= 44 \text{ MJ/kg}, \\ H_{\text{gázolaj}} &= 42,5 \text{ MJ/kg}. \end{aligned} \quad (13)$$

Az *effektív fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás* az effektív hatásfok segítségével kifejezhető:

$$b_t = \frac{B_t}{P_e} = \frac{1}{\eta_e H}. \quad (14)$$

η_i , η_e , és b_t szokásos értékeit tartalmazza a 3. táblázat

3. táblázat Belsőégésű motorok effektív fajlagos tüzelőanyag-fogyasztása és hatásfokai [1]

Motortípus	η_i	η_e	b_t , g/(kW·h)
Gépjármű benzinmotor	0,28...0,39	0,21...0,33	300...325
Gyorsjárású dízelmotor	0,42...0,48	0,29...0,42	210...240
Gázüzemű motor	0,28...0,33	0,23...0,28	-

A (12) képlet a következő formákban is kifejezhető:

$$\eta_e = \frac{W_e}{B_t H t} = \frac{W_e}{W_j} \frac{W_j}{B_t H t} = \eta_m \eta_j, \quad (15)$$

$$\eta_e = \frac{W_e}{B_t H t} = \frac{W_e}{W_j} \frac{W_j}{W_0} \frac{W_0}{B_t H t} = \eta_m \eta_j \eta_t, \quad (16)$$

ahol η_t és η_j rendre a motor termikus hatásfoka és jósági foka (értéke 0,8...0,92); W_0 a tökéletes motor munkája.

A *tökéletes motor* egyszerűsítő feltételei a következők:

- ✓ maradékgázok nélküli töltet (a töltet szennyezési tényezője zérus);
- ✓ a valóságos motoréval azonos légviszony és méretek;
- ✓ tökéletes égés (a tüzelőanyag kémiai energiájának veszteségmentes átalakulása hőmennyiséggé);
- ✓ előírt égéstörvény szerint végbemenő égésfolyamat;
- ✓ hőszigetelt hengerfalak és hengertér;
- ✓ a gázok áramlása veszteségmentes, és tehetetlenségük sem befolyásolja töltési viszonyokat;
- ✓ nincsen súrlódás a motor egymáson elmozduló elemei között.

A *motor veszteségei* két fő csoportba osztható:

- ✓ alapvető veszteségek és
- ✓ a tulajdonképpeni motorikus veszteségek

Az alapvető veszteségek a tökéletes motor veszteségei. Ezek a veszteségek a munkafolyamatból erednek és így a motorkonstrukció kialakításával nem befolyásolhatók. Az alapvető veszteségek egyik része a termodinamika II. főtételel vezethető vissza: a munkaközegből a T_0 hőmérsékletű környezet a $T_0 \Delta s$ hőmennyiséget nem tudja elvonni. Az alapvető veszteségek másik része a befejezetlen terjeszkedéséből ered, vagyis abból, hogy az nem tart sem a környezet nyomásig, sem hőmérsékletéig.

A tökéletes motornak csak alapvető veszteségei vannak. Az alapvető veszteségek mértékére a tökéletes motor hatásfoka η_t jellemző:

$$\eta_t = \frac{W_0}{B_t H t}, \quad (17)$$

A motor indikátordiagramjából meghatározható indikált munka és a tökéletes motor munkája közötti eltérést a motorikus belső veszteségek okozzák. Erre jellemző a motor *jósági foka*:

$$\eta_j = \frac{W_i}{W_0}. \quad (18)$$

A tulajdonképpeni motorikus veszteségek a következők:

- ✓ a tüzelőanyag kémiai energia nem alakult át tökéletesen hőmennyiségé;
- ✓ falveszteségek, vagyis hőátadás a munkaközegből a hűtő közegbe;
- ✓ a munkaközeg hőközlésének üteme eltér a tökéletes motorétól, így eltér a diagram alakja is;
- ✓ töltetcsere-veszteségek;
- ✓ mechanikus veszteségek.

A motorikus veszteségek ez utóbbi válfaját külső, a többi négyet együttesen belső motorikus veszteségeknek is szokás nevezni.

2. Forgattyús mechanizmus fő méretei

Motordugattyú átmérő D birtokában a lökettérfogat (V_h), ill. összlökettérfogat (V_H) a következő képletekből kifejezhető (2. ábra)

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot s, \quad V_H = zV_h, \quad (19)$$

ahol s löket. Ha bevezetjük löketviszony fogalmát, $k = s/D$,

$$V_h = \frac{\pi D^3}{4} \cdot k. \quad (20)$$

Kis k érték az előnyös, mert ezzel a löket és így a közepes dugattyúsebesség is kicsi lesz. Kisebb löket kis szerkezeti magasságot és kis, közepes dugattyú sebesség hosszú élettartamot jelent. Kis k esetén a henger átmérő nagy lesz. Ennek következtében nagyobb szelepeket lehet beépíteni, jó lesz a hengertöltés és nagy lesz az effektív középnyomás. A kis löketviszony hátránya a nagy dugattyúátmérő, ennek megfelelően a nagy dugattyú- és csapágyerők. Azonkívül, különösen nagy kompresszió viszony esetén, nagyon lapos lesz az égéstér; ezzel pedig rosszabb égés és nagyobb falveszteségek kapcsolatosak.

A löketviszonyra [2]:

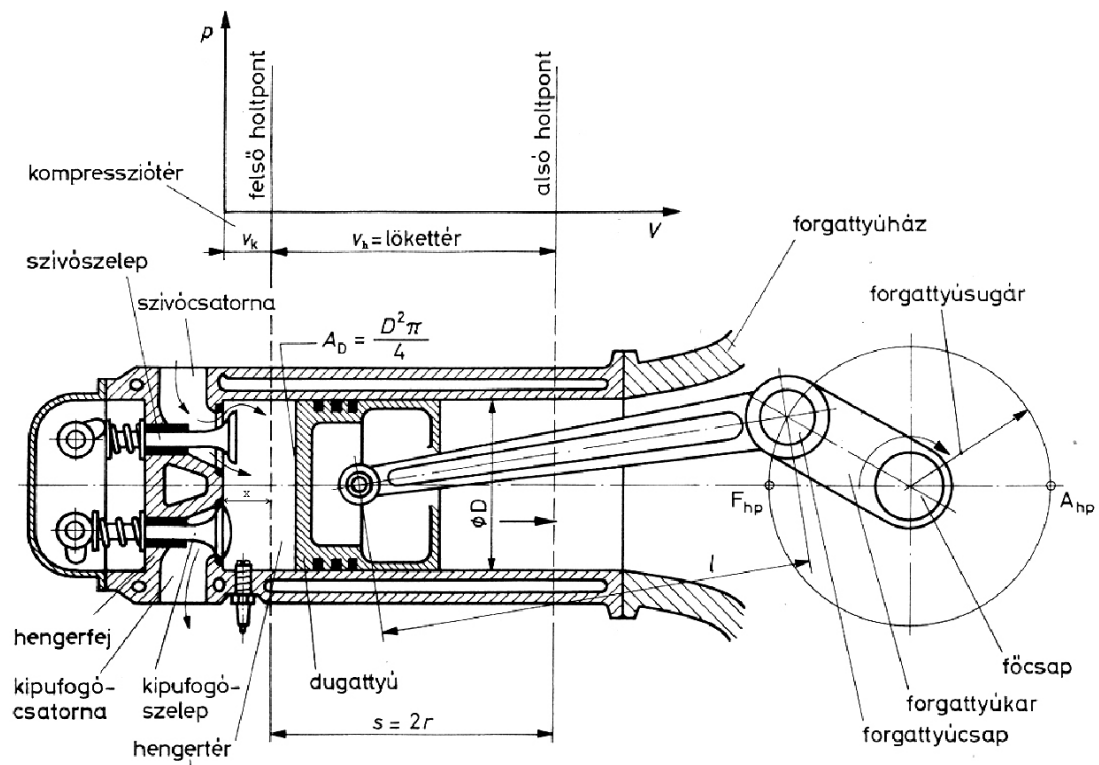
tehergépkocsi Diesel-motorok.....	$k = 0,9 \dots 1,2$	
közepesen gyorsjárású négyütemű Diesel-motorok.....	$k = 1,2 \dots 1,4$	
lassújárású kétütemű Diesel-motorok.....	$k = 1,8 \dots 2,2$	(21)
benzines motorok.....	$k = 0,8 \dots 1,1$	

Kompresszió térfogat (V_k) és a dugattyú és a hengerfej közötti távolság (x):

$$V_k = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \quad \text{és} \quad x = \frac{4V_k}{\pi D^2}, \quad (22)$$

ahol ε sűrítési arány:

$$\begin{aligned} \text{Benzinmotornál} & \dots\dots\dots \varepsilon = 7 \dots 12, \\ \text{Dízelmotornál} & \dots\dots\dots \varepsilon = 15 \dots 24. \end{aligned} \quad (23)$$



2. ábra Elnevezések, jelölések a dugattyús belsőégésű motornál [3]

Jellemző adat a motorra a dugattyú középsebessége:

$$v_k = 2sn, \quad \text{m/s}, \quad (24)$$

ahol n Otto/Diesel motor fordulatszámmezőjének maximális értéke:

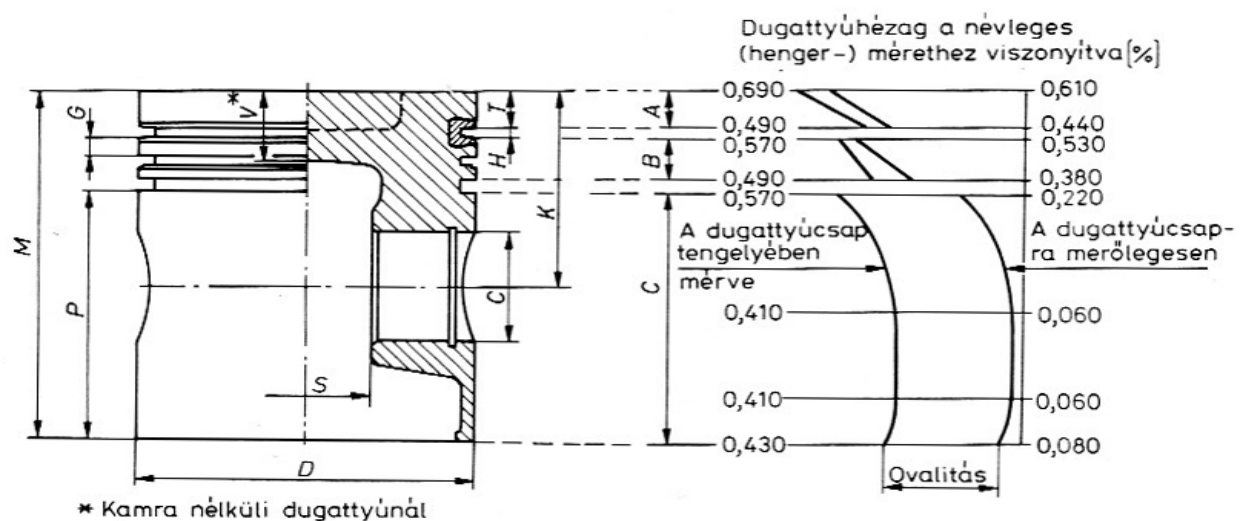
$$\begin{aligned} \text{Benzines motorok} & \dots\dots\dots 4000-6000 \text{ ford/min}, \\ \text{Diesel motorok} & \dots\dots\dots 2000-4000 \text{ ford/min}. \end{aligned} \quad (25)$$

A megengedett közepes dugattyúsebesség értékei:

$$v_{kmeg} = 10 \dots 17 \text{ m/s}. \quad (26)$$

3. Dugattyúméretezés

A dugattyú a motor átviteli láncában az első szem. A tüzelőanyag égése során felszabaduló hőenergiának mechanikai energiává való átalakulása során nem csak az erőt kell továbbítani, hanem a hajtórúdnak a hengerben való egyenesbe vezetését is biztosítani kell. Tömítenie kell az égéstér és a forgattyúház között, és a rajta áthaladó hőt el kell vezetnie a hűtőközeghez. Ebből a sokrétű feladatból adódó, sokszor egymásnak ellentmondó követelmények megnehezítik a mechanikai és a hőigénybevételek egyértelmű meghatározását a dugattyú minden keresztmetszetében. Ezért a dugattyúk kialakítása messzemenően a tapasztalati tényeken és méréseken alapul.



3. ábra A dugattyú kialakítás fő- és illesztési méretei 100 mm átmérőjű szabályozott tágulású Diesel dugattyúra [1].

A dugattyú alakját és D hengerfuratához viszonyított fő méreteit alapvetően a motor működéséből adódó jellemzők határozzák meg. A statisztikus átlagok alapján meghatározott legfontosabb méreteket a 3. ábra és 4. táblázat tartalmazza. A további kialakítási részletek a dugattyútető (égéstér) alakjától, a gyűrűk számától, a palást illesztésétől, a csapszegbiztosítás megoldásától, stb. függnek.

A lapos dugattyútető vastagsága legegyszerűbben a sima kör alakú – meridián metszete mentén befogott – lemez példáján, Bach közelítő eljárása nyomán számítható.

$$V = \sqrt{\frac{p_{\max} D_b^2}{4\sigma}}, \quad (27)$$

ahol p_{\max} a motor égési csúcsnyomása (5. táblázat); D_b a dugattyú belső átmérője ($D_b = \mu D$, $\mu = 0,75 \dots 0,85$ [5]); σ a megengedhető legnagyobb igénybevétel, öntöttvasra ≈ 40 MPa; alumínium ötvözetre $40 \dots 60$ MPa, acéldugattyúra $100 \dots 160$ MPa [1].

4. táblázat A dugattyúfőméretek elnevezése és viszonyított méretei (3. ábra alapján) [1]

Méretek	Benzinmotor		Dízelmotor, négyütemű
	kétütemű	négyütemű	
Dugattyúátmérő, D , mm	35...70	70...110	90...150
1. (tűz-) gyűrű horonymagassága, H , mm	1,50...2,00	1,50...2,50	1,50...3,50
Teljes hossz, M/D	0,80...1,30	0,80...1,10	0,80...1,50
Dugattyúfejmagasság, K/D	0,40...0,70	0,40...0,70	0,55...0,85
Csapszegátmérő, C/D	0,25...0,30	0,26...0,30	0,32...0,42
Tűzgátmagasság, 1. gyűrűgát, T/D	0,04...0,10	0,06...0,15	0,13...0,20
Palásthossz, G/D	0,04...0,05	0,035...0,045	0,068...0,055 0,068...0,08*
Szemtávolság, P/D	0,60...1,00	0,50...0,80	0,50...1,00
Tetővastagság, S/D	0,25...0,40	0,30...0,40	0,32...0,42
Tetővastagság, V/D	0,08...0,12	0,08...0,11	0,14...0,18

5. táblázat Benzin- és dízelmotor égési csúcshőmérséklete (p_{\max}) és csúcshőmérséklete (T_{\max}) [1]

Motortípus	Égési csúcshőnyomás, MPa	Égési csúcshőmérséklet, K
Benzinmotor	4...7	2300...2800
Dízelmotor	6...10	2000...2300

4. Dugattyúcsapszeg-méretezés

A dugattyúcsapszeg az erőket viszi át a dugattyú és a hajtórúd között. Az erők a dugattyúcsapot meghajlítják, oválissá deformálják és nyírásra veszik igénybe (4. ábra). Méretezéskor nem a megengedett feszültségek, hanem a dugattyúagyan keletkező deformációk az irányadók, mert onnan indulnak ki a dugattyú meghibásodásai. Ha a dugattyúcsap deformációit kis értéken tartjuk, akkor a feszültségek is a megengedhető értékeknél kisebbek maradnak. A csap számításához az 5. ábrán vázolt egyszerűsített terhelési esetet vesszük alapul.

A csapszeget felületi nyomásra és szilárdsági igénybevételre méretezzük. Az alátámasztást a dugattyúszemek felfekvési felületének közepére veszik fel, a terhelést pedig a b részen egyenletesen megoszlónak tekintik (5. ábra). A dugattyúcsapszeg legnagyobb hajlító igénybevételét (hajlító nyomatékot) a dugattyúra ható maximális gázerő adja:

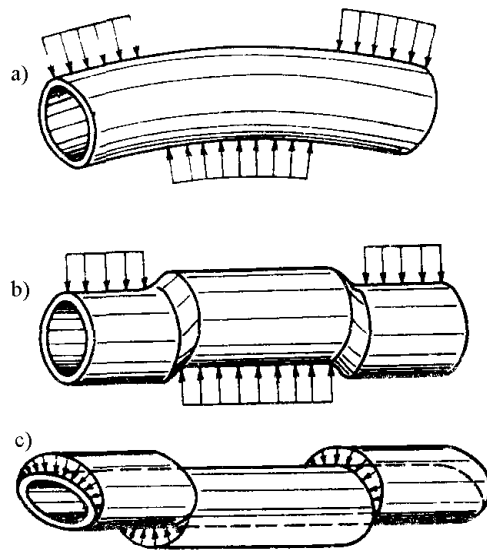
$$M_h = \frac{F_{\max}}{2} \cdot \left(\frac{l_F}{2} - \frac{b}{4} \right), \quad (28)$$

ahol F_{\max} maximális gázerő (a tömegerők hatását itt elhanyagolják)

$$F_{\max} = p_{\max} \frac{\pi D^2}{4}, \quad (29)$$

ahol L_F az erők távolsága, b a dugattyú-ablak (hajtórúd fejének szélesség) [2]:

$$L_F \approx \frac{3}{4}L, \quad b \approx \frac{1}{2}L. \quad (30)$$



4. ábra A dugattyúcsapszeg alakváltozásai

A 6. táblázatban csapszeg fő méreteit közöljük.

6. táblázat Csapszeg fő méretei [2,4]

Motortípus	Csaphossz, L/D	A dugattyúcsapszeg külső átmérője, d_k/D	A dugattyúcsapszeg belső átmérője, d_b/d_k
Benzinmotor	0,85...0,9	0,22...0,28	0,65...0,75
Dízelmotor	0,85...0,9	0,30...0,38	0,50...0,70

A hajtórúdszem felületi nyomása az alábbi összefüggésből számíthatjuk:

$$p = \frac{F_{\max}}{b \cdot d_k} \leq p_{meg}, \quad (36)$$

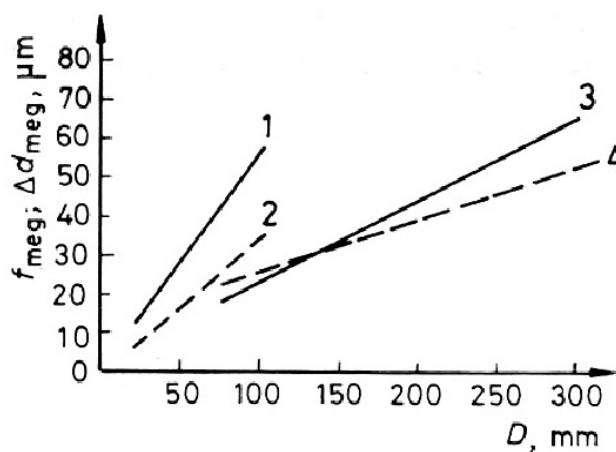
A felületi nyomás megengedett értéke a hajtókarszemben [1,2,4]:

$$\begin{aligned} \text{Otto-motoroknál.....} p_{meg} &= 20 \dots 35 \text{ MPa,} \\ \text{Diesel motoroknál.....} p_{meg} &= 35 \dots 60 \text{ MPa.} \end{aligned} \quad (37)$$

A csap behajlásának ellenőrzése, képletét az 5. ábrán vázolt terhelési esetből a terheléseloszlás korrekciójával (m) kapjuk meg, mert az erők nem pontszerűen támadnak

$$f = m \frac{L_F^3 F_{\max}}{48EI} \leq f_{meg}, \quad (38)$$

ahol f a behajlás; f_{meg} megengedhető behajlás (6. ábra), L_F az erők távolsága; $E = 2,12 \cdot 10^5$ MPa az acél rugalmassági modulusa; $I = \frac{\pi}{64} \cdot (d_k^4 - d_b^4)$ a másodrendű tehetetlenségi nyomaték; $m = 1 - \frac{b}{2L_F}$ terheléseloszlás korrekciós tényezője.



6. ábra A dugattyúcsapszeg f_{meg} megengedett lehajlása (1 –benzinmotorra, 3 - dieselmotorra) és ovális Δd_{meg} deformációja (2 – benzinmotorra, 4 – dieselmotorra) [2]

A dugattyúcsap átmérője a terhelési irányra merőleges terhelés hatására Δd értékkel megnövekszik. A Δd nem lehet nagyobb a Δd_{meg} -nek a 6. ábrán látható értékénél, hogy a dugattyú ne repedjen meg. Az ovális deformáció képlete Schlaefke szerint [6] a következő:

$$\Delta d = \frac{1}{12} \frac{F_{\max} r^3}{E I_L} \leq \Delta d_{\text{meg}}, \quad r = (d_k + d_b)/4 \quad (39)$$

ahol I_L pedig a hajlításra igénybe vett csőhosszmetszet másodrendű nyomatéka

$$I_L = \frac{L(d_k - d_b)^3}{96}. \quad (40)$$

A hosszirányú behajlásból származó hajlítófeszültség

$$\sigma_f = m \frac{F_{\max} L_F}{\frac{\pi}{8} \cdot \frac{d_k^4 - d_b^4}{d_k}}. \quad (41)$$

Az ovális deformáció miatt keletkező hajlítófeszültség

$$\sigma_d = \frac{1}{8} \frac{F_{\max} r}{L \cdot \frac{(d_k - d_b)^2}{24}}. \quad (42)$$

A két feszültség a legnagyobb alakváltozási munka hipotézise alapján összegezzük (az egyenértékű feszültség):

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_f^2 + \sigma_d^2} - \sigma_f \sigma_d. \quad (43)$$

Dugattyú térfogata:

$$V_D = V_1 + V_2 - 2 \cdot V_3, \\ V_1 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot V, \quad V_2 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot (M - V) - \frac{\pi D_b^2}{4} \cdot (M - V), \quad V_3 = \frac{\pi d_k^2}{4} \cdot (D - D_b), \quad (44)$$

ahol M a dugattyú teljes hossza (4. táblázat).

Dugattyú tömege:

$$m_d = \rho \cdot V_D, \quad (45)$$

ahol ρ a dugattyúanyag sűrűsége.

5. Dugattyú hőtágulása és illesztése

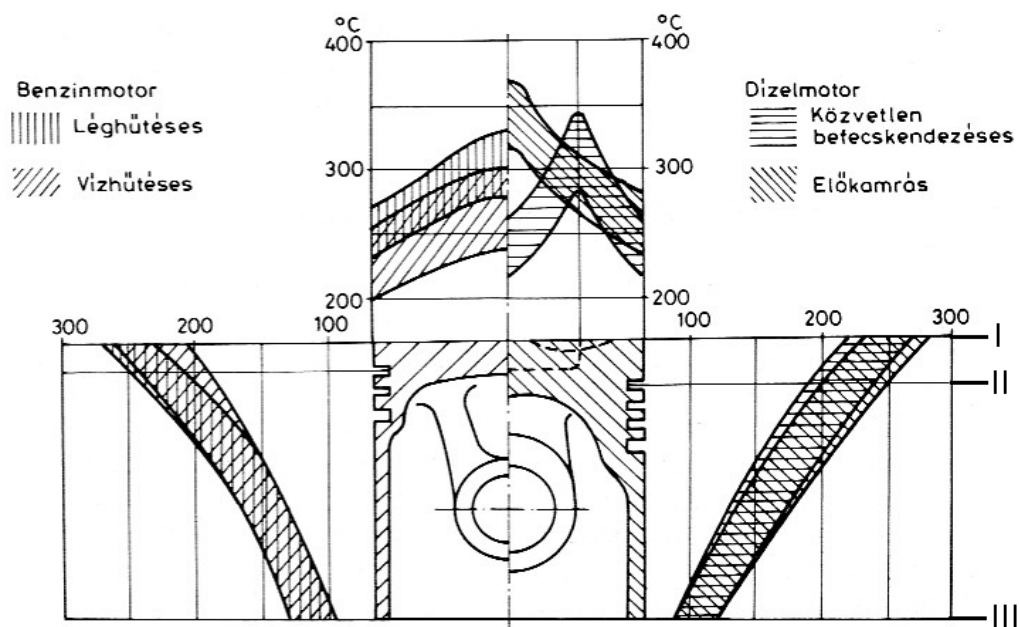
A dugattyú hőigénybevétele a dugattyútetőnek a forró gázokkal való közvetlen érintkezése miatt jelentős. A dugattyú külső alakja hordó-ovális hideg állapotban, úgyhogy a hőmérséklet- és tömegeloszlás miatt, üzem közben hengeres alakúvá válik.

A dugattyújáték vagy hézagolás tulajdonképpen a dugattyú és a hengerfal közötti rés beállítása. A dugattyú üzem közben erősebben tágul, mint az őt körülvevő henger, ezért hidegállapotban viszonylag nagy hézaggal kell beszerezni.

A dugattyúra nézve a legnagyobb veszélyt a besülés jelenti. Ez különösen új motoroknál jelentkezik, mégpedig öntöttvas dugattyúknál. A motor üzeme alatt a dugattyú felmelegszik, kitágul és a hézag csökkenésével a sűrűdés annyira megnövekszik, hogy végül ez teljesen eltűnik, és a felhevült dugattyú hozzátapad a meleg hengerfalhoz. Ez öntöttvas dugattyúknál nagy kárt okoz, mert a henger fal is tönkremegy.

A könnyűfém dugattyúk hőmérséklete bár alacsonyabb, tágulásuk azonban mégis nagyobb mértékű, mint az öntöttvas dugattyúké. A könnyűfém dugattyú nagy előnye, hogy a fenti esetben csak bedagad vagy berágódik, a hengerfal általában nem sérül meg, és így lehűlés után a motor újból üzembe helyezhető, feltéve, hogy a dugattyú nem ment tönkre.

A hézag mérete a dugattyú hosszában nem egyforma, mint ahogy a felmelegedése is változó (7. ábra). A hézag a dugattyú tetejénél legnagyobb, mivel itt legmelegebb, a palástonál már kisebb a hézag, mert hőfoka is kisebb.



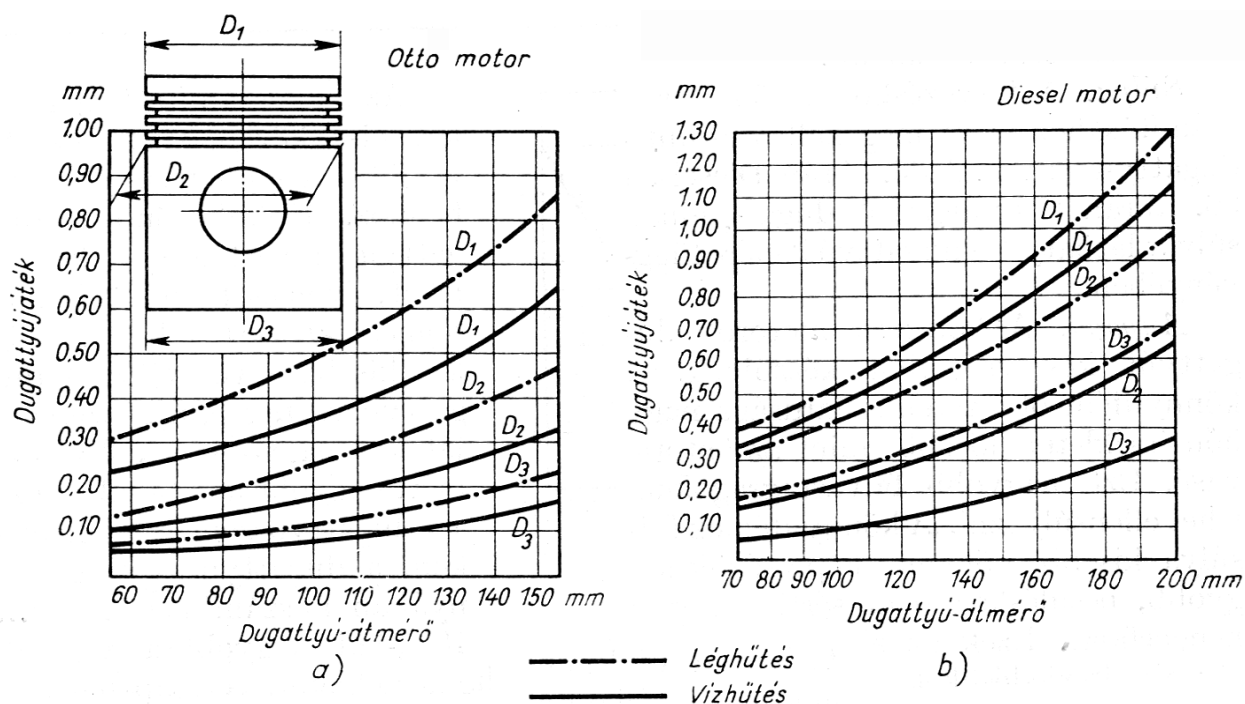
7. ábra A dugattyú átlagos hőmérséklet-eloszlása [1]

A dugattyú beépítési méretei hidegállapotban (D_α)

$$D_\alpha = D - \Delta, \quad (46)$$

ahol Δ a dugattyú beépítési játéka. A víz és léghűtéses Otto- és Diesel-motorok dugattyújátékainak tájékoztató értékei a 8. ábrán láthatók [4]. Statisztikai adatok szerint dugattyújáték a dugattyúfenéknél Δ_f és a dugattyúpalást alsó részén Δ_p a következők összefüggésekkel is kifejezhető

$$\begin{aligned} \Delta_f &= (0,006 \dots 0,008)D & \Delta_p &= (0,001 \dots 0,002)D & \text{alumínium dugattyúknál} \\ \Delta_f &= (0,004 \dots 0,006)D & \Delta_p &= (0,001 \dots 0,002)D & \text{öntöttvas dugattyúknál} \end{aligned} \quad (47)$$



8. ábra Dugattyújáték [4]

D_α érték helyessége az alábbi egyenlőtlenség alapján állapítható meg

$$\Delta' = D[1 + \alpha_h(t_h - t_0)] - D_\alpha[1 + \alpha_d(t_d - t_0)] > 0, \quad (48)$$

ahol α_h a henger anyagának lineáris hőtágulási együtthatója (7. táblázat), α_d a dugattyú anyagának lineáris hőtágulási együtthatója, t_h a hengerfal üzemi hőmérséklete ($t_h = 100^\circ\text{C}$), t_d a dugattyú üzemi hőmérséklete (ld. 7 ábra), t_0 szerelési hőmérséklet ($t_0 = 20^\circ\text{C}$).

A fenti képletben $D\alpha_h(t_h - t_0)$ tag a henger hőtágulását fejezi ki (ΔD_h), míg $D\alpha_d(t_d - t_0)$ tag a dugattyú hőtágulását (ΔD_d) határozza meg.

$\Delta' \leq 0$ eset elfogadhatatlan!

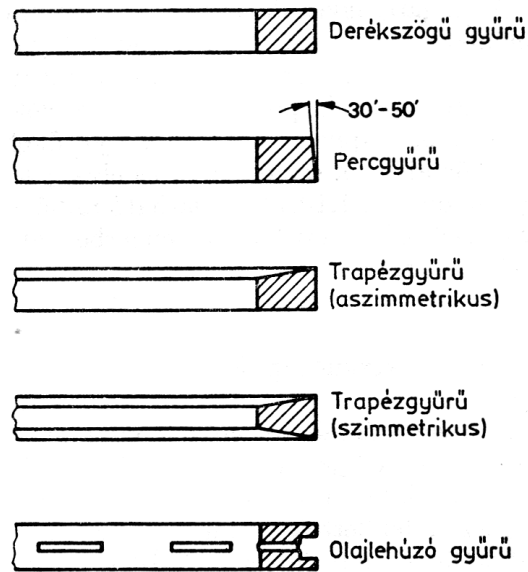
7. táblázat Lineáris hőtágulási együtthatók $\alpha \cdot 10^{-6}, \text{K}^{-1}$

	100 °C	200 °C	300 °C	400 °C
Acél	11,7	12,25	12,8	13,28
Alumínium	24,5	26,8	28,5	30,5
AlSi25	16,49	18,04	19,19	20,54

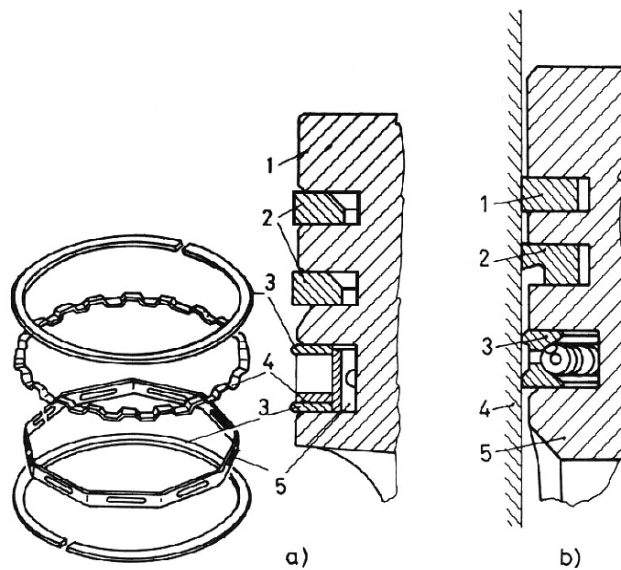
6. Dugattyúgyűrűk

A dugattyúgyűrűket feladatuk szerint osztályozzuk. Eszerint vannak tömítő- és olajlehúzó gyűrűk. A tömítőgyűrűknek elsősorban a hengerteret kell tömíteniük, de ezek befolyásolják a hengerfalra visszamaradó olajmennyiségét is. Az olajlehúzó gyűrűk főfeladata, hogy felesleges olajt a hengerfalról a forgattyúházba húzzák le. A henger és gyűrűk kenéséhez szükséges olaj a hengerfalról a forgattyúcsap-csapágyból fecskendeződik a hengerfalra, vagy nagy motorokban a hengerperselyeken készített különleges furatokon keresztül vezetik az olajt a hengerfalhoz. Azon kívül a gyűrűk vezetik el a hőt a dugattyútól a hengerfalhoz. Ilyenkor a legfelső tömítőgyűrű viszi át a legnagyobb hőmennyiségét. Mivel csak kevés kenőolaj jut el eddig a gyűrűig, azért ez erősebben kopik. A túlzottan nagy mechanikai korróziós kopás ellen keménykrómozzák a gyűrűket.

A gyűrűformák (9. és 10. ábra) sokfélessége felhasználási céljuk következménye. A perccgyűrűk gyorsan illeszkednek a henger alakjához, mert felfekvési felületük először nagyon kicsi. Trapézgyűrűket akkor alkalmaznak, ha a kenőolaj- és tüzelőanyag-maradványok miatt, gyűrűberagadás veszélyével kell számolni. Mivel a gyűrűk hornyokban állandóan vándorolnak, a szennyeződés, különösen a trapézgyűrűk esetében, kifordul.



9. ábra Dugattyúgyűrűk [2]

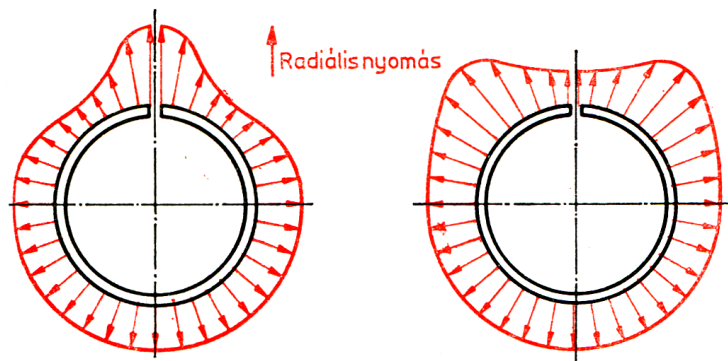


10. ábra Benzinmotorok dugattyúgyűrű-beépítése; a) GAZ-24 (Volga): 1 dugattyú, 2 belül leélezett kompressziógyűrűi, 3 vékony acélgyűrűk, 4 támasztórugó, 5 feszítőrugó olajáteresztő nyílásokkal; b) Lada-motor dugattyúgyűrűi a dugattyú alsó holtponthelyzetében: 1 kompressziógyűrű, 2 orrosgyűrű, 3 rugótámasztású olajterjesztő gyűrű, 4 henger, 5 dugattyú [1]

A dugattyúgyűrűnek rugózva kell követnie a hengerfalat, hogy azt jól tömítse. A 11. ábra a radiális nyomások eloszlását szemlélteti négyütemű és kétütemű motorra, amelyekkel a dugattyúgyűrű rászorítódik a hengerfalra. A gyűrűillesztésén ható fokozott nyomó-előfeszülésnek meg kell

gátolni az oldallengéseket. Kétütemű motorban a gyűrűillesztésére ható nyomás nem lehet olyan nagy, hogy az illesztési végek beakadjanak a résekbe és eltörjenek.

A dugattyúgyűrűk anyaga többnyire különleges öntöttvas. A gyűrűket túlnyomóan egyenkénti öntési eljárással öntik, mert így kopásálló perlit-szorbitos szövetszerkezetet kapnak. Ezután a gyűrűket nem kör lakúra esztergálják és elvágják. Ily módon a 11. ábrán látható radiális nyomáseloszlást éri el a hengerbe való beépítéskor.

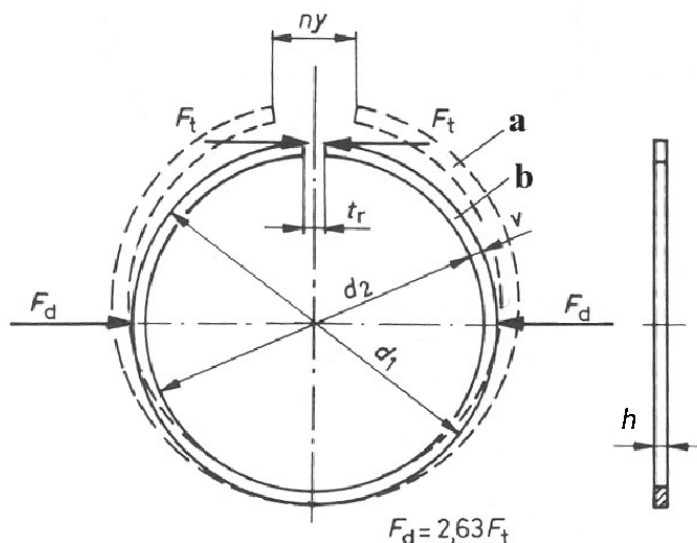


11. ábra Dugattyúgyűrűk radiális nyomáseloszlása; a) gyűrű-előfeszültség négyütemű motorban; b) gyűrű-előfeszültség kétütemű motorban [2]

A kompressziógyűrűk száma Diesel-motorokban

- ✓ $D < 135 \text{ mm}$ 3 db
- ✓ $D = 135 \dots 175 \text{ mm}$ 3...4 db
- ✓ $D > 175 \text{ mm}$ 4...5 db

Otto-motorokhoz kis átmérő esetén 2, általában 3...4 kompressziógyűrűt alkalmaznak. Az olajlehúzó-gyűrűk száma Diesel-motorokban 2, Otto-motorokban 1.



12. ábra. A dugattyúgyűrű méretejelölései **a** szabad; **b** szerelt állapotban: d_1 névleges (hengerfurat-) átmérő, d_2 a beszerelt gyűrű belső átmérője, v a gyűrű sugárirányú vastagsága, h a gyűrű magassága, t_r tágulási rés beszerelt (hideg) állapotban, ny nyitás, a gyűrűvégei közötti rés szabad állapotban, F_t a tágulási résnél ható érintőleges erő, amely a gyűrűt kör alakban t_r résméretre tartja, F_d a gyűrűelmetszés középvonalára merőleges átmérőben mérhető erő a gyűrű t_r résmérete összenyomott állapotban [1]

Üzemi állapotban a gyűrű a dugattyú névleges átmérőjére nyomódik össze. Ekkor pontosan köralakú és a végeknél csak kis rész marad (0,5...0,8 mm) az ütközési játék, amely a hőtágulások kiegyenlítésére szükséges. A hajlító nyomatékból keletkező igénybevétel (hajlítófeszültség)

$$\sigma_h = 3 \cdot p \cdot \frac{D}{v} \cdot \left(\frac{D}{v} - 1 \right), \quad (49)$$

ahol v a gyűrű sugárirányú vastagsága.

A gyűrű radiális v mérete abból a követelményből adódik, hogy a dugattyúba való beszerelésnél (széthúzásnál) ne szenvedjen maradó alakváltozást vagy törést.

A szokásos gyűrűanyagánál [1,2,4,5]

$$\begin{aligned} \sigma_h &= 350 \dots 450 \text{ MPa}, \\ p &= 0,1 \dots 0,15 \text{ MPa (kompressziógyűrűk, Otto-motoroknál),} \\ p &= 0,15 \dots 0,25 \text{ MPa (kompressziógyűrűk Diesel-motoroknál),} \\ p &= 0,15 \dots 0,35 \text{ MPa (olajlehúzó-gyűrűk; a magasabb étéket Diesel-motoroknál alkalmazzák).} \end{aligned} \quad (50)$$

A (49) egyenletet az alábbi alakban (másodrendű algebrai egyenlet) is írhatjuk:

$$3 \cdot p \cdot x^2 - 3 \cdot p \cdot x - \sigma_h = 0, \quad (51)$$

ahol $x = D/v$, és az egyenlet megoldásából a gyűrű sugárirányú vastagságát kapjuk, $v = D/x$. A gyakorlatban használt gyűrűméretek figyelembevételével:

$$D/v = 21,5 \dots 25,4. \quad (52)$$

Gyűrű magassága (h) a következő tapasztalati összefüggésből kiszámítható:

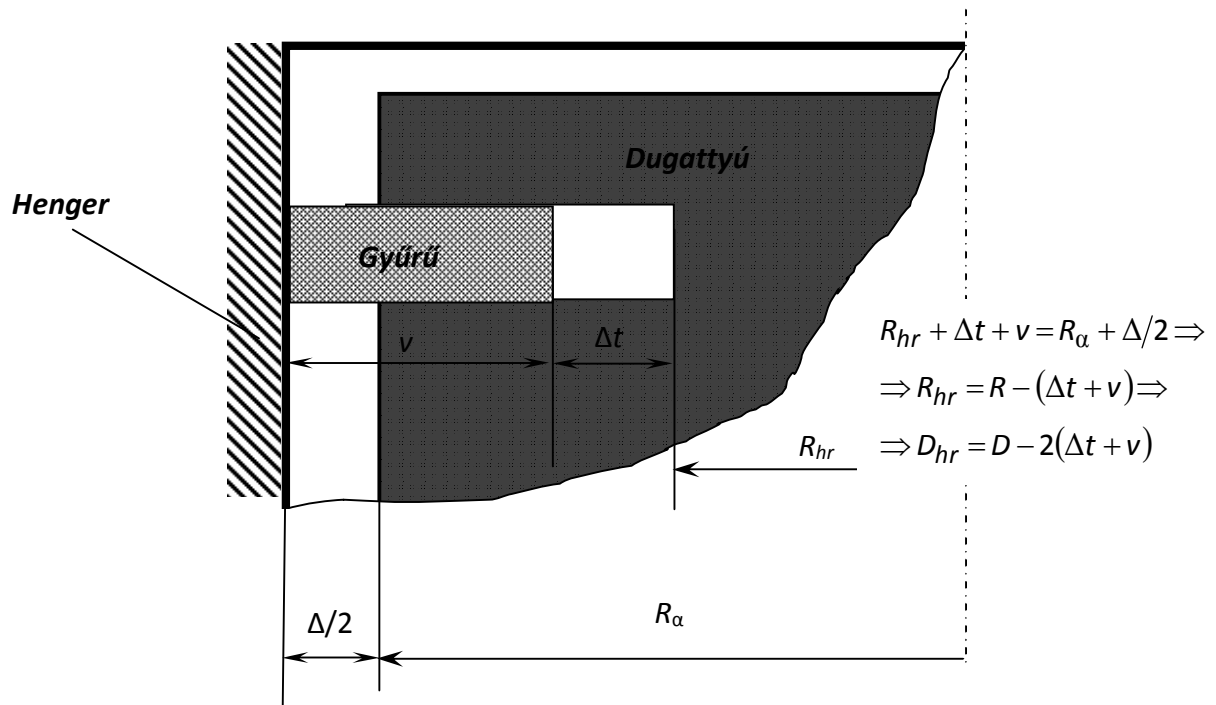
$$\frac{v}{h} = 1,4 \dots 2. \quad (53)$$

A gyűrűk maximális magassága Otto-motorokra $h = 2 \dots 4$ mm, Diesel-motorokra $h = 3 \dots 5$ mm

A dugattyúgyűrű a horonyban tengelyirányban csak 0,02-0,03 mm réssel illeszkedik, hogy ne verődjen ki. A dugattyúban a gyűrűhorony olyan mély legyen, hogyha a gyűrűt a dugattyú átmérőéig összenyomjuk, valami rész még mindig maradjon mögötte. A dugattyúgyűrű és horony közötti radiális rést (Δt) 8. táblázat adja:

8 táblázat Gyűrű és horony közötti radiális rés Δt , mm

	Otto-motor	Diesel-motor
Kompressziógyűrű	0,70...0,95	0,70...0,95
Olajlehúzógyűrű	0,90...1,10	0,90...1,10



13. ábra A gyűrűhorony kiszámítására

A gyűrűhorony átmérője (D_{hr}) a következő képlettel kifejezhető (13. ábra)

$$D_{hr} = D - 2(\Delta t + v). \quad (54)$$

Végzett számítások alapján a dugattyú műhelyrajz elkészíthető (Melléklet 3).

II MINTAPÉLDA

Végezzünk dugattyúméretezést a következő kiindulási adatok alapján:

- 1) Motortípus – négyütemű Diesel
- 2) Dugattyú névleges átmérője $D = 96 \text{ mm}$
- 3) Hengerek száma $z = 6$

A. Elsősorban a forgattyús mechanizmus fő méreteit számítsuk ki.

Szükséges mennyiségek:

Löketviszony $k = 1,3$	(21) képlet
Sűrítési arány $\varepsilon = 20$	(23) képlet
Fordulatszám $n = 3200 \text{ min}^{-1}$	(25) képlet
$n = \frac{3200}{60} = 53,33 \text{ s}^{-1}$	

Az alábbi táblázat a forgattyús mechanizmus fő méreteinek számítását tartalmazza

Löket: $s = kD = 1,3 \cdot 96 = 124,8 \text{ mm}$	
Lökettérfogat: $V_h = \frac{3,14 \cdot 0,096^3}{4} \cdot 1,3 = 0,000902873 \text{ m}^3 = 902,87 \text{ cm}^3$	(20) képlet
Összlökettérfogat: $V_H = 6 \cdot 902,87 = 5417,2 \text{ cm}^3 = 5,4 \text{ l}$	(19) képlet
Kompresszió térfogat: $V_k = \frac{902,87}{20 - 1} = 47,52 \text{ cm}^3$	(22) képlet
Dugattyú és hengerfej közötti távolság: $x = \frac{4 \cdot 47,52}{3,14 \cdot 9,6^2} = 0,657 \text{ cm} = 6,57 \text{ mm}$	(22) képlet

A dugattyú középsebessége: $v_k = 2 \cdot 0,1248 \cdot 53,33 = 13,31 \text{ m/s}$ megfelel a $v_{k_{meg}}$ -nek	(24)-(26) képlet
--	------------------

B. A motor főbb jellemzői és fajlagos mutatói

Szükséges mennyiségek:

Effektív középnyomás $p_e = 750 \text{ kPa}$	2. táblázat
Mechanikai hatásfok $\eta_m = 0,8$	2. táblázat
Indikált hatásfok $\eta_i = 0,45$	3. táblázat
Tüzelőanyag fűtőértéke $H_{gázolaj} = 42,5 \text{ MJ/kg}$	(13) képlet

Az alábbi táblázat a motor főbb jellemzőit és fajlagos mutatóit tartalmazza

Effektív teljesítmény: $P_e = \frac{2 \cdot 53,33}{4} \cdot 750 \cdot 10^3 \cdot 902,873 \cdot 10^{-6} \cdot 6 = 108344,8 \text{ W} = 108,3 \text{ kW}$	(7) képlet
Indikált teljesítmény: $P_i = \frac{108,3}{0,8} = 135,4 \text{ kW}$	(8) képlet
Mechanikai teljesítményvesztés: $P_m = 135,4 - 108,3 = 27,1 \text{ kW}$	(4) képlet
Liter teljesítmény: $P_L = \frac{108,3}{5,4} = 20 \text{ kW/l}$	(11) képlet
Indikált középnyomás: $p_i = \frac{135,4}{\frac{2 \cdot 53,3}{4} \cdot 902,8 \cdot 10^{-6} \cdot 6} = 937,5 \text{ kPa}$ megfelel az 1. táblázat adatainak	(3) képlet
Indikált munka: $W_i = 937500 \cdot 0,000902873 = 846,4 \text{ J}$	(2) képlet
Effektív (hasznos) munka: $W_e = 846,4 \cdot 0,8 = 677,2 \text{ J}$	(10) képlet
Effektív hatásfok:	(15) képlet

$\eta_e = 0,8 \cdot 0,45 = 0,36$ megfelel a 3. táblázatnak	
Effektív fajlagos tüzelőanyag fogyasztás: $b_t = \frac{1}{0,36 \cdot 42,5 \cdot 10^6} = 0,000000065 \text{ kg/J} = 6,5 \cdot 10^{-8} \text{ kg/(W} \cdot \text{s)}$	(14) képlet
Óránkénti effektív fajlagos tüzelőanyag fogyasztás: $b_t^h = b_t \cdot \frac{10^3}{10^{-3} \cdot \frac{1}{3600}} = b_t \cdot 3,6 \cdot 10^9 = 235,3 \frac{\text{g}}{\text{kWh}},$ megfelel a 3. táblázatnak	

C. Dugattyú- és csapszegméretezés

Szükséges adatok:

A dugattyú anyaga: AlSi ötvözet, $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$	
μ -tényező: $\mu = 0,8$	(27) képlet
A motor égési csúcsnyomása: $p_{\max} = 8 \text{ MPa}$	5. táblázat
A megengedhető legnagyobb igénybevétel: $\sigma = 50 \text{ MPa}$	(27) képlet
Csapszeg anyaga: Cementált acél	
Csaphossz: $L/D = 0,85$	6. táblázat
A dugattyúcsapszeg külső átmérője $d_k/D = 0,36$	6. táblázat
A dugattyúcsapszeg belső átmérője $d_b/d_k = 0,5$	6. táblázat
Dugattyú teljes hossza $M/D = 0,9$	4. táblázat

Az alábbi táblázat a dugattyú és a csapszeg főbb méretei találhatóak:

Dugattyú belső átmérője: $D_b = 0,8 \cdot 96 = 76,8 \text{ mm}$	(27) képlet
A dugattyútető vastagsága: $V = \sqrt{\frac{8 \cdot 10^6 \cdot 0,0768^2}{4 \cdot 50 \cdot 10^6}} = 0,01536 \text{ m} = 15,36 \text{ mm}$	(27) képlet
Csaphossz: $L = 0,85 \cdot 96 = 81,6 \text{ mm}$	6. táblázat
Az erők távolsága:	(30) képlet

$L_F = \frac{3}{4} \cdot 81,6 = 61,2 \text{ mm}$	
Dugattyúablak: $b = \frac{1}{2} \cdot 81,6 = 40,8 \text{ mm}$	(30) képlet
Maximális gázerő: $F_{\max} = 8 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,096^2}{4} = 57876 \text{ N} = 57,8 \text{ kN}$	(29) képlet
Hajlító nyomaték: $M_h = \frac{57876}{2} \cdot \left(\frac{0,0612}{2} - \frac{0,0408}{4} \right) = 590,34 \text{ Nm}$	(28) képlet
A dugattyúcsapszeg külső átmérője: $d_k = 0,36 \cdot 96 = 34,56 \text{ mm}$	6. táblázat
A dugattyúcsapszeg belső átmérője: $d_b = 0,5 \cdot 34,56 = 17,28 \text{ mm}$	6. táblázat
Keresztmetszeti tényező: $k = \frac{3,14}{32} \cdot \frac{0,03456^4 - 0,01728^4}{0,03456} = 3,79 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$	(34) képlet
Normális feszültség: $\sigma = \frac{590,34}{3,79 \cdot 10^{-6}} = 155464106 \text{ Pa} = 155,5 \text{ MPa}$ megfelel a (35) képlet értékeinek	(31) képlet
Tangenciális feszültség: $\tau = \frac{2 \cdot 57876}{3,14 \cdot (0,03456^2 - 0,01728^2)} = 41152263,4 \text{ Pa} = 41,15 \text{ MPa}$	(32) képlet
Redukált feszültség: $\sigma_{red} = \sqrt{155,5^2 + 4 \cdot 41,15^2} = 175,9 \text{ MPa}$	(33) képlet
Felületi nyomás: $p = \frac{57876}{0,0408 \cdot 0,03456} = 41045752 \text{ Pa} = 41,0 \text{ MPa}$ megfelel a (37) képlet által megadott felületi nyomás megengedett értékének	(36) képlet
Másodrendű tehetetlenségi nyomaték:	(38) képlet

$I = \frac{3,14}{64} \cdot (0,03456^4 - 0,01728^4) = 6,56 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$	
<p>Terheléseloszlás korrekciós tényezője:</p> $m = 1 - \frac{40,8}{2 \cdot 61,2} = 0,67$	(38) képlet
<p>A dugattyúcsapszeg hajlása:</p> $f = 0,67 \cdot \frac{0,0612^3 \cdot 57876}{48 \cdot 2,12 \cdot 10^{11} \cdot 6,56 \cdot 10^{-8}} = 1,32 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 0,0132 \text{ mm} = 13,2 \mu\text{m}$ <p>kisebb a 6. ábrán levő megengedett értéknél $f_{meg} = 20 \mu\text{m}$</p>	(38) képlet
<p>A hajlításra igénybe vett csőhosszmetszet másodrendű nyomatéka:</p> $I_L = \frac{0,0816 \cdot (0,03456 - 0,01728)^3}{96} = 4,39 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$	(40) képlet
<p>Közepes csapszogsugár:</p> $r = \frac{0,03456 + 0,01728}{4} = 0,01296 \text{ m} = 12,96 \text{ mm}$	(39) képlet
<p>Csapszeg ovalitás:</p> $\Delta d = \frac{1}{12} \frac{57876 \cdot 0,01296^3}{2,12 \cdot 10^{11} \cdot 4,39 \cdot 10^{-9}} = 1,13 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 11,3 \mu\text{m}$ <p>kisebb a 6. ábrán levő megengedett értéknél $\Delta d_{meg} = 22 \mu\text{m}$</p>	(39) képlet
<p>A hosszirányú behajlásból származó hajlítófeszültség:</p> $\sigma_f = 0,67 \cdot \frac{57876 \cdot 0,0612}{\frac{3,14}{8} \cdot \frac{0,03456^4 - 0,01728^4}{0,03456}} = 155464106 \text{ Pa} = 155,4 \text{ MPa}$	(41) képlet
<p>Az ovális deformáció miatt keletkező hajlítófeszültség</p> $\sigma_d = \frac{1}{8} \frac{57876 \cdot 0,01296}{0,0816 \cdot \frac{(0,03456 - 0,01728)^2}{24}} = 92352941 \text{ Pa} = 92,4 \text{ MPa}$	(42) képlet
<p>Egyenértékű feszültség:</p> $\sigma_v = \sqrt{155,4^2 + 92,4^2} - 155,4 \cdot 92,4 = 135,4 \text{ MPa}$	(43) képlet
<p>Dugattyú teljes hossza:</p> $M = 0,9 \cdot 96 = 86,4 \text{ mm}$	4. táblázat
<p>Dugattyú térfogata:</p>	(44) képlet

$V_1 = \frac{3,14 \cdot 0,096^2}{4} \cdot 0,01536 = 1,11 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3,$ $V_2 = \frac{3,14 \cdot 0,096^2}{4} \cdot (0,00864 - 0,01536) -$ $- \frac{3,14 \cdot 0,0768^2}{4} \cdot (0,00864 - 0,01536) = 1,85 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ $V_3 = \frac{3,14 \cdot 0,03456^2}{4} \cdot (0,096 - 0,0768) = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$ $V_D = V_1 + V_2 - 2 \cdot V_3 = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$	
Dugattyútömeg: $m_D = 2700 \cdot 2,6 \cdot 10^{-4} = 0,702 \text{ kg}$	(45) képlet

C. Dugattyú hőtágulása és illesztése

A számítások három szinten (I, II, III: 7. ábra) végezendők: dugattyú fenéken, első kompressziógyűrűn és a palást alsó részén. 7. ábráról olvassuk le a hőmérsékletértéket az I-, II-, III-szinten:

$$t_I = 220^\circ \text{ C}, \quad t_{II} = 190^\circ \text{ C}, \quad t_{III} = 100^\circ \text{ C}.$$

A $t_I = 220^\circ \text{ C}$ és $t_{II} = 190^\circ \text{ C}$ hőmérsékletnek megfelelő hőtágulási együtthatók (lásd 7. táblázat; $\alpha_{100} = 16,49 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$) lineáris interpolációval kiszámíthatók:

$$\alpha_{220} = \left[(19,19 - 18,04) \frac{220 - 200}{300 - 200} + 18,04 \right] \cdot 10^{-6} = 18,27 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1},$$

$$\alpha_{190} = \left[(18,04 - 16,49) \frac{200 - 190}{200 - 100} + 16,49 \right] \cdot 10^{-6} = 17,89 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}.$$

A henger hőmérséklete 100° C és 7. táblázat szerint acélra $\alpha_{100} = 11,7 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$.

8. ábra a következő dugattyújátékot adja:

$$\Delta_I = 0,47 \text{ mm}, \quad \Delta_{II} = 0,21 \text{ mm}, \quad \Delta_{III} = 0,1 \text{ mm}$$

A dugattyú szerelési méretei (46) képlet alapján

$$D_{\alpha I} = 96 - 0,47 = 95,53 \text{ mm}, \quad D_{\alpha II} = 96 - 0,21 = 95,79 \text{ mm}, \quad D_{\alpha III} = 96 - 0,1 = 95,9 \text{ mm}.$$

Dugattyú-hőtágulás:

$$\Delta D_{dI} = 95,53 \cdot 18,27 \cdot 10^{-6} \cdot (220 - 20) = 0,349 \text{ mm}$$

$$\Delta D_{dII} = 95,79 \cdot 17,89 \cdot 10^{-6} \cdot (190 - 20) = 0,291 \text{ mm}$$

$$\Delta D_{dIII} = 95,90 \cdot 16,49 \cdot 10^{-6} \cdot (100 - 20) = 0,127 \text{ mm}$$

Henger-hőtágulás:

$$\Delta D_h = 96,0 \cdot 11,7 \cdot 10^{-6} \cdot (100 - 20) = 0,09 \text{ mm}$$

Henger-dugattyú közötti hézag (48) képlet szerint:

$$\Delta'_{I} = 96,0 \cdot \left[1 + 11,7 \cdot 10^{-6} \cdot (100 - 20) \right] - 95,53 \cdot \left[1 + 18,27 \cdot 10^{-6} (220 - 20) \right] = 0,211 \text{ mm} > 0 \text{ megfelel}$$

$$\Delta'_{II} = 96,0 \cdot \left[1 + 11,7 \cdot 10^{-6} \cdot (100 - 20) \right] - 95,79 \cdot \left[1 + 17,89 \cdot 10^{-6} (190 - 20) \right] = 0,009 \text{ mm} > 0 \text{ megfelel}$$

$$\Delta'_{III} = 96,0 \cdot \left[1 + 11,7 \cdot 10^{-6} \cdot (100 - 20) \right] - 95,90 \cdot \left[1 + 16,49 \cdot 10^{-6} (100 - 20) \right] = 0,063 \text{ mm} > 0 \text{ megfelel}$$

D. Gyűrűk méretezése

Szükséges adatok:

Hajlítófeszültség: $\sigma = 450 \text{ MPa}$	(50) képlet
Radiális nyomás kompressziógyűrűnél: $p = 0,25 \text{ MPa}$	(50) képlet
Radiális nyomás olajlehúzó-gyűrűnél: $p = 0,35 \text{ MPa}$	(50) képlet
$v/h = 1,4$	(53) képlet
$\Delta t = 0,95 \text{ mm}$ kompressziógyűrűnél	8. táblázat
$\Delta t = 0,9 \text{ mm}$ olajlehúzó-gyűrűnél	8. táblázat

Kompressziógyűrűre felvett mennyiségeivel az (49) egyenlet a következő alakot nyeri

$$450 = 3 \cdot 0,25 \cdot x \cdot (x - 1), \quad x = D/v$$

A fenti egyenletnek a megoldása $x = 25$, amely megfelel gyűrű szokásos méretének (lásd (52) képlet). A gyűrű sugárirányú vastagsága

$$v = 96/25 = 3,84 \text{ mm} .$$

A gyűrű magassága (lásd (53) képlet):

$$h = 3,84/1,4 = 2,74 \text{ mm} .$$

Olajlehúzógyűrű esetén

$$450 = 3 \cdot 0,35 \cdot x \cdot (x - 1) \Rightarrow x = 21,2 \text{ megfelel (52)-nek;}$$

$$v = 96/21,2 = 4,53 \text{ mm} ,$$

$$h = 4,53/1,4 = 3,23 \text{ mm} .$$

Számítsuk ki a gyűrűhorony átmérőjét (lásd (54) képlet):

$$\text{Kompressziógyűrű: } D_{hr} = 96 - 2 \cdot (0,95 + 3,84) = 86,42 \text{ mm}$$

$$\text{Olajlehúzógyűrű: } D_{hr} = 96 - 2 \cdot (0,9 + 4,53) = 85,14 \text{ mm}$$

Irodalom

1. Dezsényi Gy., Emőd I., Finichiu L. Belsőégésű motorok, Nemzetközi Tankönyvkiadó, Budapest, 1999.
2. H. Grohe. Otto- és Diesel-motorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1980.
3. Fülöp Z. Belsőégésű motorok, Tankönyvkiadó, Budapest, 1990.
4. Ternai Z. Gépjárműmotorok méretezése, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1967.
5. Jurek Á. Belsőégésű motorok, Tankönyvkiadó, Budapest, 1957.
6. Schlaefke Zur Berechnung von Kolbenbolzen, MTZ 2, S. 117, 1940.

ÓBUDAI EGYETEM
BÁNKI DONÁT GÉPÉSZ ÉS BIZTONSÁGTECHNIKAI MÉRNÖKI KAR
MECHATRONIKAI ÉS AUTÓTECHNIKAI INTÉZET

DUGATTYÚ TERVEZÉSI FELADAT
BELSŐÉGÉSŰ MOTOROK I TANTÁRGYBÓL
..... évf.

Név: Neptun kód:.....

Kiindulási adatok:

$D = \varnothing$ mm – dugattyú átmérő

$z =$ – hengerszám

Motortípus: *Otto – Diesel*

A feladat részletezése:

1. Végezze el a megadott adatok alapján a dugattyú méretezését. Válassza ki a dugattyú anyagát, határozza meg és vegye fel a számításokhoz szükséges további adatokat.
2. Határozza meg a dugattyúhoz tartozó megadott rendszerű (Otto – Diesel) motor szükséges adatait. Elemezze a dugattyúra ható erőket, tervezze meg és számítsa ki a csapszeg átmérőt, valamint határozza meg a dugattyú hőtágulását, a gyűrűhornyok és a dugattyú fő méreteinek értékét. Számításait ellenőrizze.
3. Készítse el a dugattyú műhelyrajzát az A3 méretű rajzlapon, a géprajz szabályainak megfelelően 3 nézetben és a szükséges metszetben (méretezés, tőrések, stb.).

A feladat megoldásának formai követelményei:

- 1.A feladathoz előlapot kell készíteni a számításokat Word szövegszerkesztővel, nyomtatott formában kel beadni. Az előlapon név és a Neptun kód feltétlenül szerepeljen.
- 2.A rajzokat a géprajz követelményeinek figyelembevételével kell készíteni. A rajzon az egységes jelenleg érvényben lévő szövegmezőt használja.
- 3.Az műhely rajz beadható A3 méretű pauszon tussal, csomagoló papíron, vagy dipán ceruzával kihúzva, illetve AutoCad szoftverrel, de csak kinyomtatott formában fogatható el.

A feladat beadásának határideje:

Budapest,

.....
tantárgyvezető



Óbudai Egyetem
Bánki Donát Gépészmérnöki Kar
Mechatronikai és Autótechnikai Intézet

Belsőégésű motorok I
BGRBM14NLC/B

Házi feladat

Hallgató neve: _____

Neptun-kód: _____

BUDAPEST-20.....

