



BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM
VEGYÉSZMÉRNÖKI ÉS BIOMÉRNÖKI KAR

Szerkesztette: Verba Attila

VEGYIPARI GÉPTAN I.



Műegyetemi Kiadó, 2007

SI mértékegységrendszerre átdolgozott, rövidített kiadás

<i>Lektorálta:</i>	Dr. Halász Aurél egyetemi tanár Dr. Fodor Lajos egyetemi docens Dr. Manczinger József egyetemi docens
<i>A munkaközösség tagjai:</i>	Fodor Imre tanszéki mérnök 6. fejezet Lukenics Jánosné tanársegéd 7. fejezet Mihályi János adjunktus 4. fejezet Szabady Edit okl. vegyészmérnök függelék Dr. Verba Attila docens 1., és 8. fejezet
<i>Az átdolgozást végezték:</i>	Angyal István ts. Bognár Géza ts. Katona Béla ts. Dr. Kósa Levente adj. Lukenics Jánosné ts. Mihályi János adj. Morvay Ferenc tansz. mérnök Szabó Mihály ts. Dr. Verba Attila doc.
<i>Szerkesztette:</i>	Dr. Verba Attila egyetemi docens
<i>Rövidítette:</i>	Dr. Kósa Levente

(Tizedik utánnomás)

egyetemi jegyzet
oktatási célra

Azonosító: **60732a**



**A Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Vegyészmérnöki és Biomérnöki Karának**

megrendelése alapján kiadja a

Műegyetemi Kiadó
www.kiado.bme.hu

Felelős vezető: Wintermantel Zsolt

Terjedelem: 25,9 (A/5) ív

Nyomdai munkák:

Műegyetemi Nyomda

Munkaszám: 6301/07

ELŐSZÓ

A második világháború óta rohamléptekben fejlődő vegyipar sok és sokfajta gépet használ és ezekkel szemben újszerű és nehéz követelményeket támaszt. A vegyi üzemben dolgozó mérnököknek nap mint nap tennivalója van ezekkel a gépekkel. A jegyzet összefoglalja a legfontosabb gépek működési elvét, szerkezetét, műszaki jellemzőit, kiválasztásuk és gazdaságos üzemeltetésük szempontjait. A terjedelem szabta szűk korlátok között a vegyipari alkalmazásokat is igyekszik bemutatni.

A jegyzet készítésében a felsorolt szerzők mellett a tanszék csaknem minden dolgozója részt vett. Eredményes munkájukért fogadják köszönetemet. Az előkészítő munkák még a Vegyipari Géptan Tanszék korábbi vezetőjének, dr. Pápai László egyetemi tanárnak az irányításával indultak meg. Az 1.0 fejezet részben az ő eredeti kézírata alapján készült. E helyen szeretnék köszönetet mondani a jegyzet lektorainak - dr. Halász Aurél egyetemi tanárnak, dr. Fodor Lajos egyetemi docensnek és dr. Manczinger József egyetemi docensnek - és nem utolsó sorban a Tankönyvkiadó Vállalat e jegyzet kiadásán fáradozó dolgozóinak.

Budapest, 1974. november

Dr. Verba Attila

ELŐSZÓ a rövidített kiadáshoz

A Vegyészmérnöki Kar tantervében bekövetkezett változások, az óraszámok újraosztása szükségessé tette a Vegyipari Géptan c. tárgy anyagának félévek közötti átcsoportosítását. A heti három órás Vegyipari Géptan-II c. tárgy. anyaga kibővült, és hozzá új jegyzetet is írtunk. Ez a jegyzet olyan anyagrészeket is tartalmaz, amelyek az 1974-ben írt Vegyipari Géptan c. jegyzetben is szerepelnek. A most végrehajtott rövidítéssel ezeket az átfedéseket szüntettük meg, de takarékosági okokból - új tartalomjegyzék készítése mellett - a fejezetek és oldalak számozása a régi maradt. Ezért a heti két órás tárgy anyagát tartalmazó így közreadott Vegyipari Géptan-I. jegyzet olvasóinak - egy teljesen új jegyzet megjelenéséig - szíves elnézését kérjük.

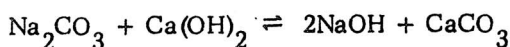
Budapest, 1999. október

Dr. Kósa Levente

1.0 AGÉPTAN ALAPFOGALMAI

1.1 A VEGYIPAR

Menjünk be a laboratóriumba, öntsünk a kémcsőbe szódaoldatot, adjunk hozzá mésztejet. Rázással keverjük össze a kémcső tartalmát és Bunsen-láng fölött melegítsük a keveréket. A keletkező kalciumkarbonát csapadékot szűrjük ki és eredményül tiszta nátriumhidroxid oldatot nyerünk az alábbi egyenlet szerint:



A nátriumhidroxid a szerves és a szervetlen vegyipar egyik sokat használt alapanyaga. Nagy mennyiség a fenti laboratóriumi módszerrel nem állítható elő.

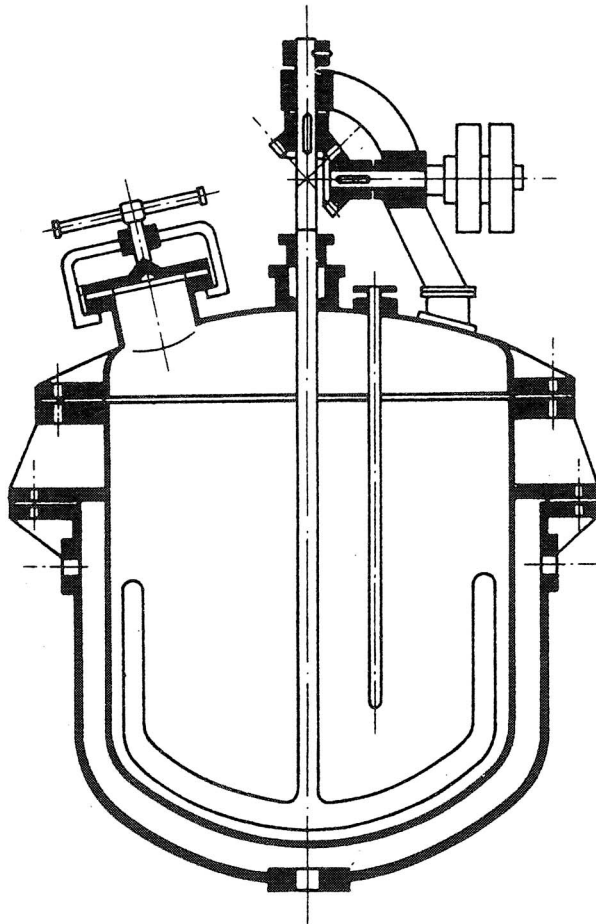
Nézzük meg, milyen ujszerű feladatokkal találkozunk, amikor a laboratóriumban kirpóbált és bevált eljárást ipari méreteken akarjuk megvalósítani.

A laboratórium polcain kilós nagyságrendben tároljuk a vegyszereket. A vegyipari üzemben több száz vagy több ezer tonnát kell tárolni az anyagnak megfelelően raktárépületben, bunkerben, silóban, zárt vagy nyitott tartályban. A tárolt mennyiséget a napi fogyasztás többszörösében szoktuk megadni: pl. 6 napi mennyiség. Ha az anyagbeszerzés bizonytalan, nagyobb tartalékot kell tartani, ez nagyobb tárolót és nagyobb beruházási költséget jelent. Ezzel a többletköltséggel az esetleges anyaghiány miatti termelésekiesés vesztesége áll szemben. Egyes anyagok minősége a hosszú tárolási idő alatt romlik.

A laboratóriumban a szódaoldatot egyszerűen a kémcsőbe öntöttük. Ipari méreteken az oldatot villamos motorral hajtott szivattyu szállítja a tároló tartályból csővezetéken át a felhasználás helyére. Az anyagmozgatás a gyártás egyik fontos tevékenysége. A vegyüzem az anyagok fizikai és kémiai tulajdonságait megváltoztató készülékek és berendezések sorozata. Minden készülékben valamilyen vegyipari művelet megy végbe. A művelethez szükséges anyagokat anyagmozgató gépek (szivattyu, kompresszor, szállítószalag, daru, stb.) szállítják a készülékhez. Ugyan ilyen gépek továbbítják a művelet eredményeképpen kapott terméket és

mellékterméket a következő művelethez és távolítják el a keletkező hulladékot.

A laboratóriumban két műveletet végeztünk. Rázással összekevertük a szodaoldatot és a mésztejet (kavarás) majd Bunsen-lángon melegítettük a keveréket (hőközlés). A vegyi üzemben a kémcső helyett több köbméter térfogatú edényben (1.01 ábra) hajtjuk végre a két műveletet. A függőleges tengelyű horgony kavarót kupkerékajtáson keresztül vízszintes tengelyű villamos motor forgatja. Az összekeverendő komponen-



1.01 ábra
Horgony kavaró

sekete a beöntő nyíláson keresztül öntik be a készülékbe. Az edény közepén és alul kettősfalu, un. fűtőköpenyes. A keverék melegítéséhez a két fal kö-

zé forró gőzt vezetünk. Többnyire a vegyi üzem közös kazántelege által termelt vizgőzt használjuk, de előfordul, hogy egy másik művelet során keletkező és más célra már nem hasznosítható ún. hulladék-gőzzel fűtjük a keverős készüléket. Az utóbbi esetben a központi telepnek kevesebb gőzt kell termelni, tehát gazdaságosabb lesz a gyártás.

A laboratóriumban a kalciumkarbonát csapadékot közönséges szűrővel választottuk le. Napi több tonna anyag csak gépi mozgatású berendezésekkel választható le. A szétválasztás műveleteit és berendezéseit a vegyipari műveletek című tárgy egyik fejezete tárgyalja.

A kémcsőben a folyamat a szemünk előtt megy végbe, látjuk, meddig kell rázni és mikor hagyhatjuk abba a melegítést. A vegyi üzem készülékei fémből, acélból és rozsdamentes acélból készülnek. A folyamat közvetlen megfigyelésére nincs mód. A folyamat menetét mérésekkel ellenőrizzük. A leggyakrabban mért mennyiségek: a térfogatáram, a nyomás, a hőmérséklet, a pH érték, stb. Ha a mért értékek az előírt értéktől való eltérésre utalnak, beavatkozunk a folyamatba. Például az 1.01 ábrán látható keverőkészülék folyadékterébe benyúló hőmérővel mérjük a keverék hőmérsékletét. Ha a hőmérséklet kisebb az előírtnál, a gőzvezeték szabályozószelvények nyitásával több gőzt engedünk a fűtőköpenybe. A gyártási folyamat elemi műveletekből tevődik össze és ezek kölcsönösen összefüggnek. Az ilyen összetett rendszer kézi szabályozással nem tartható kézben, ezért a korszerű vegyi üzemekben automatikus szabályozó rendszereket alkalmaznak.

A laboratóriumban a fölöslegessé vált anyagokat a hulladéktárolóba dobjuk. Arra kell csak ügyelnünk, hogy a mérgező és a tűzveszélyes anyagokat külön gyűjtjük, mert ezekre külön tárolási és megsemmisítési szabályok vonatkoznak. A vegyi üzemben, amennyire csak lehet a folyamat összes termékét hasznosítani igyekeznek. Az üzemi kutatórészleg egyik feladata a hulladékok gazdaságos hasznosítására módszert találni. Ez részben gazdasági, részben környezetvédelmi probléma, mert a szabadba engedett mérgező gázok, a cementgyárakból felszálló por, a folyóba visszaengedett fenoltartalmu hűtővíz, stb. szennyezik a környezetet. Hazánkban az emberi környezet védelmét törvény védi.

Az ipari termelést gépek segítik. A vegyiparban részben különleges vegyipari gépeket és berendezéseket, részben általános felhasználású gépeket használnak. A gépelemek-géptan tárgy az utóbbiakat tárgyalja. A különleges vegyipari gépekkel és berendezésekkel a vegyipari műveletek című és a technológiai tárgyakban fognak a hallgatók megismerkedni.

A vegyész-mérnök feladatai:

1. A laboratóriumban kipróbált reakcióból megtervezi az ipari hasznosításra alkalmas technológiai folyamatot. Ugyanaz a termék többféle módon állítható elő. Ezek közül kiválasztja az adott körülmények között leg gazdaságosabbnak látszó megoldásokat.

2. A kiválasztott technológiai folyamatokat előzetes laboratóriumi vizsgálatokkal ellenőrzi. Az első kísérleteket laboratóriumi vegyszerekkel végzik, majd áttérnek a felhasználandó nyersanyagokkal való mérésekre. Ha az eredmények továbbra is kedvezőek, a kísérleteket az elképzelt berendezés kisléptékű laboratóriumi üvegmodelljében folytatják. E kísérletek során számos megoldandó feladat derül ki. Például lehet, hogy a felhasználandó nyersanyag szennyezőinek hatására a katalizátor elveszti aktivitását vagy romlik a végtermék minősége. Meg kell tehát oldani a nyersanyag tisztítását és ez újabb vizsgálatokat igényel.

3. A következő lépés az un. félüzemi kísérlet. Ez a tervezett vegyi üzem kicsinyített, üzemképes modellje. Üvegedények helyett a végleges kivitelnek megfelelő kivitelű és anyagu tartályokból, csövekből és készülékekből állítják össze a nagyjából egy gépcsarnokot elfoglaló berendezést. A tervezett technológia kipróbálásához a félüzemi berendezésen folyamatosan termelnek. Közben az optimális üzemmód kiválasztásához a szabadon választható paramétereket az előre elkészített kísérleti terv szerint változtatják.

Az 1-3. pontok egy új technológia kifejlesztéséhez szükséges munkát sorolják fel. Sokszor olcsóbb és gyorsabb megvásárolni a már kifejlesztett technológia alkalmazásának jogát, az un. licencet. A megvásárolt technológiának a helyi viszonyokra való alkalmazása is sok tudást és kutatómunkát igénylő szép mérnöki feladat.

4. A kifejlesztett technológia vagy a megvásárolt licenc alapján megtervezi a vegyiüzemet. A tervezés kollektív munka. A vegyész mérnökök munkáját más szakemberek, köztük gépészmérnökök is segítik.

5. A vegyi üzemet építő és gépész szakemberek építik és szerezlik. A vegyész mérnöknek itt ellenőrző szerep jut.

6. Az átvétel és az üzembehelyezés sok tapasztalatot és szaktudást igénylő feladat. Átvételi mérésekkel ellenőrizni kell, hogy a gyártó cégek által leszállított berendezések teljesítik-e a szerződésben rögzített üzemi és egyéb műszaki jellemzőket. Az egyes berendezéseket első alkalommal fokozatosan nagy körültekintéssel helyezik üzembe, nehogy az esetleges gyártási vagy szerelési hibák miatt az egész drága berendezés tönkremenjen vagy baleset keletkezzék.

7. A Magyarországon végzett vegyész mérnökök legnagyobb része vegyi üzemben dolgozik. Irányítja és vezeti egy-egy üzembrész esetleg az egész üzem munkáját. Eközben számos szaktudást és tapasztalatot igénylő váratlan feladatot kell megoldania. Például a beérkező nyersanyagok minőségének változása miatt módosítja az állandó értéken tartandó paramétereket. Az üzemzavart megfelelő intézkedésekkel megszünteti, és megakadályozza, hogy az üzemzavar balesethez vezessen. Az üzemben dolgozó vegyész mérnöknek fejlesztési feladatai is vannak. Állandóan vizsgálja az önköltségcsökkentés és megtakarítás lehetőségét, s hulladékokat hasznosítani törekszik. Minden üzemet, a vegyi üzemet is úgy

telepitik, hogy esetleges későbbi bővítésére mód legyen. A bővitéssel kapcsolatos fejlesztési feladatokat részben vagy egészben az üzem mérnökei végzik.

8. A vegyész-mérnöknek egy kis része más iparágak üzemeiben, kutatóintézetekben, oktató intézetekben, közhivatalokban (Országos Közegészségügyi Intézet, Minőségellenőrző Intézet) stb, tevékenykedik.

A felsorolt tevékenységek közül az 1. és 2.-ben a vegyész jelleg, a 3-7.-ben a mérnöki jelleg dominál. A Gépelemek-Géptan tárgy feladata a mérnöki ismeretek egy részének oktatása.

1.2 MÉRTÉKRENDSZEREK

A jelenségek mérhető ismertető jegeit mennyiségnek nevezzük. Például ha a repülőgép repül, meg tudjuk mérni, hogy a repülés sebessége 900 kilométer óránként. A mért mennyiség a sebesség.

A mennyiséget úgy mérjük meg, hogy meghatározzuk, hány-szorosa az alapul vett ugyanolyan mennyiségnek, a mértékegységnek. A mennyiség szorzatának fogható fel:

$$\text{mennyiség} = \text{mérőszám} \times \text{mértékegység}$$

A mérőszám megadja, hogy a mért érték hány-szorosa a mértékegységnek. Példánkban a mértékegység 1 kilométer óránként, amit km/h jellel rövidítünk. A mérőszám 900. A számításokban hosszadalmas lenne a mennyiség nevét mindig leírni, ezért a nevet, és ezzel magát a szóbanforgó mennyiséget egy betűjellel helyettesítjük. Jelöljük a repülőgép sebességét v -vel és ezzel a példánkban szereplő mennyiséget röviden így írhatjuk:

$$v = 900 \text{ km/h}$$

A mértékegységet a mennyiség jelének szögletes, a mérőszámot kapcsos zárójelbe írásával jelöljük:

$$[v] = \text{km/h}; \quad \{v\} = 900$$

A mérőszám nagysága a választott mértékegységtől függ. Ha példánkban mértékegységül a m/s-ot választjuk

$$v = 250 \text{ m/s}$$

Példánkban a vizsgált mennyiség egy meghatározott repülőgépnek egy adott időpontban mért sebessége. Lehet, hogy egy másik időpontban más lesz a sebesség. Ez már egy másik mennyiség. De beszélhetünk egy hajó, egy autó, egy tömegpont, stb. sebességéről. Mindegyik egy-egy mennyiség. Közös vonásuk, hogy mindegyik sebesség. Matematikai nyelven a sebességjellegű mennyiségek összessége az összes mennyiségek

halmazának egy részhalmaza. A sebességjellegű mennyiségeknek a többitől való megkülönböztetésére azt mondjuk, hogy sebesség dimenziójuk van.

A dimenzió a mennyiségnek a fogalmi felépítésére, definíciójára utal, a mérőszámtól független. Beszélhetünk hosszúság, idő, sebesség, erő, energia, stb. dimenziójú mennyiségekről. A dimenziókat nagybetűvel jelöljük.

Az egységes használat végett célszerűnek mutatkozott mértékrendszerek felépítése. Ezekben néhány mennyiség dimenzióját alapul választják (alapidimenziók), a többi mennyiség dimenzióját ezekből származtatják. A szokásos alapidimenziók:

hossz	tömeg	erő
L	M	F
	idő	hőmérséklet
	T	Θ

Például a sebesség dimenziója LT^{-1} . A hőmérséklet dimenziójának jele a Θ görög nagy théta betű. A görög betűk a Függelék F 1.01 táblázatában találhatók.

A mechanikai mennyiségek leírásához három, a villamosságtan, a hőtan és a fénytán mennyiségeihez még egy-egy további alapidimenzió szükséges.

A mechanikában két mértékrendszer terjedt el:

1. Az MLT mértékrendszer alapidimenziói: a tömeg (M), a hosszúság (L) és az idő (T).

2. Az FLT mértékrendszer alapidimenziói: az erő (F), a hosszúság (L) és az idő (T).

A mértékrendszerből mértékegység-rendszert kapunk, ha az alapidimenziókhoz alapidimenziókat rendelünk.

Mindkét mértékrendszeren belül az alapidimenziók választásától függően több mértékegységrendszer alakult ki. Az Európában leginkább használt három mértékegységrendszer alapidimenzióit és néhány ebben a fejezetben használt mennyiség mértékegységét az 1.01 táblázat tartalmazza.

Ebben a jegyzetben az SI (Systeme International Unites) Nemzetközi mértékegységrendszert használjuk (a Függelék 1.02-1.06 táblázatai az MSZ 4900 alapján). Alapidimenziói a kilogramm (kg), a méter (m), és a secundum (s), az amper (A), a kelvin (K), a kandela (cd) és a mol (mol).

A fizikában és a kémiában korábban a CGS mértékegységrendszert használták. Mértékegységei: a gramm (g), a centiméter (cm), secundum (s).

1.01 táblázat

Mérték- egység rendszer	Mérték- rendszere (alapidim.)	Alap- egységek	Több származtatott egység
S.I.	M (tömeg) L (hossz) T (idő)	kilogramm kg méter: m sekundum: s (másod- perc)	terület: m^2 térfogat: m^3 sebesség: ms^{-1} gyorsulás: ms^{-2} erő: $mkg\ s^{-2} = \text{newton} = N$ munka: $m^2kg\ s^{-2} = \text{joule} = J$ teljesítmény: $m^2kg\ s^{-3} = \text{watt} = W$
C.G.S.	M (tömeg) L (hossz) T (idő)	gramm: g centiméter: cm sekundum: s	terület: cm^2 térfogat: cm^3 sebesség: $cm\ s^{-1}$ gyorsulás: $cm\ s^{-2}$ erő: $g\ cm\ s^{-2} = \text{dyn} (1\ \text{dyn} = 10^{-5} N)$ munka: $cm^2g\ s^{-2} = \text{erg} (1\ \text{erg} = 10^{-7} J)$ teljesítmény: $cm^2g\ s^{-3} = \text{erg}\ s^{-1}$
Műszaki	F (erő) L (hossz) T (idő)	kilopond: kp méter: m sekundum: s	terület: m^2 térfogat: m^3 sebesség: ms^{-1} gyorsulás: ms^{-2} tömeg: $kps^2m^{-1} (1\ kps^2m^{-1} = 9,81\ kg)$ munka: kpm (1 kpm = 9,81 J) teljesítmény: $kpms^{-1} (1\ kpms^{-1} = 9,81\ W)$

A műszaki mértékegységrendszer alapegységei: a kilopond (kp), a méter (m) és a secundum (s). Az üzemekben még ma is a műszaki mértékrendszer szokásos, mert a mérőműszerek nagy része ebben mutatja a leolvasott értéket.

Elterjedt néhány olyan mértékegység is, amelyik egyik rendszerhez sem tartozik: a fizikai és a technikai atmoszféra, a lóerő, a kalória, stb.

Fejben tartani a tizedtől az ezres nagyságrendig terjedő számokat könnyű, ezért a mértékegységek többszörösét ill. tört részeit szoktuk használni. Célszerűen a mértékegységeket 10 pozitív és negatív egész kitevőjű hatványaival, az un. hatványszorzókkal szorozzuk. A hatvány-

szorzók elnevezése és jelölése a Függelék 1.07 táblázatában található. Például Budapest Moszkvától kb. $l = 2.000.000$ m-re van helyett $l = 2000$ km-t írunk. Az idő másodperc (s) alapegységével kapcsolatban a 60-as szorzó terjedt el. Például 1 óra = 60 perc = 3600 másodperc. Rövidítve $1\text{ h} = 60\text{ min} = 3600\text{ s}$.

A Gépelemek-Géptan tárgy példáinak kiindulási adatait mindig a szokásos mértékegységben adjuk meg. A hallgatók ezeket az SI rendszerbe átszámolják és az SI rendszerben végzik el a szükséges számításokat. A végeredményt ismét a szokásos mértékegységbe számolják át. Az átszámítást a Függelék táblázatai segítik. (F 1.08-1.18) A különféle mértékegység-rendszerekből az F.1.19 ad áttekintést.

1.01 példa: A repülőgépnak az 1.01 pontban szereplő $v = 900$ km/h sebessége átszámítandó m/s-ba. Tudjuk, hogy $1\text{ km} = 10^3\text{ m}$ és $1\text{ h} = 3,6 \cdot 10^3\text{ s}$.

$$v = 900 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 900 \frac{10^3\text{ m}}{3,6 \cdot 10^3\text{ s}} = 250 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

A fizikai törvényeket leíró egyenletek és belőlük levezetett képleteink lehetnek mértékfüggetlen és mértékfüggő összefüggések.

A mértékfüggő egyenletbe számoláskor minden mennyiséget meghatározott mértékegységben kell helyettesíteni.

1.02 példa: Milyen teljesítményt fejt ki a repülőgép légcavarja, ha tolóereje $F = 750$ kp és a gép $v = 250$ m/s sebességgel repül? Egy kézikönyvben a következő összefüggést találjuk:

$$P = \frac{Fv}{75}\text{ LE}$$

Megjegyzésként oda van írva, hogy az erőt kilopondban a sebességet m/s-ban kell helyettesíteni és a teljesítményt lóerőben kapjuk. A mértékfüggő egyenletbe mindig az előírt mértékegységhez tartozó mérőszámot helyettesítjük:

$$P = \frac{750 \cdot 250}{75} = 2500\text{ LE}$$

Ha a teljesítményt kW-ban akarjuk kapni, akkor a

$$P = \frac{Fv}{102}\text{ kW}$$

képletet kell használni. Látható, hogy a képletben szereplő állandó a mértékegységek választásától függ.

A mértékfüggetlen egyenlet mindegyik mértékegységrendszerben azonos. Számolásakor a mennyiség betűjelének helyébe a mérőszámot és a mértékegységet is beírjuk. A kijelölt műveleteket elvégezve a mérőszámokból az eredmény mérőszáma, a mértékegységekből pedig az eredmény mértékegysége adódik. Fontos, hogy minden mennyiséget ugyanabban a mértékegységrendszerben helyettesítsünk. Ha valamelyik kiindulási adatunk nem a választott mértékegységrendszerben van adva, akkor azt átszámítjuk.

1.03 Példa: Határozzuk meg az 1.02 példa légcsvarjának leadott teljesítményét a mértékfüggetlen

$$P = Fv$$

összefüggéssel. Válasszuk először az SI mértékegységrendszert. A sebességgel nincs gondunk, az SI egységben van. A tolóerőt át kell számolni newtonba (N). Később látni fogjuk, hogy $1 \text{ kp} \approx 9,81 \text{ N}$, tehát

$$F = 750 \text{ kp} = 750 \cdot 9,81 \text{ N} = 7360 \text{ N}$$

$$P = 7360 \text{ N} \cdot 250 \text{ m/s} = 1,84 \cdot 10^6 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = 1,84 \cdot 10^6 \text{ W} = 1840 \text{ kW}.$$

Ellenőrzésképpen számoljuk át az eredményt LE-be és nézzük meg, hogy egyezik-e az 1.02 példában kiszámolt eredménnyel. Az F 1.14 táblázatból $1 \text{ kW} = 1,36 \text{ LE}$. $P = 1840 \text{ kW} = 1840 \cdot 1,36 \text{ LE} = 2500 \text{ LE}$.

A műszaki mértékegységrendszerben:

$$P = Fv = 750 \text{ kp} \cdot 250 \text{ m/s} = 1,875 \cdot 10^5 \text{ kpm/s}$$

A CGS rendszerben: $1 \text{ m} = 100 \text{ cm}$ és $1 \text{ kp} = 9,81 \cdot 10^5 \text{ dyn}$

$$F = 750 \text{ kp} = 750 \cdot 9,81 \cdot 10^5 \text{ dyn} = 7,36 \cdot 10^8 \text{ dyn}$$

$$v = 250 \frac{\text{m}}{\text{s}} = \frac{250 \cdot 10^2 \text{ cm}}{\text{s}} = 2,50 \cdot 10^4 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

$$P = Fv = 7,36 \cdot 10^8 \text{ dyn} \cdot 2,50 \cdot 10^4 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 1,84 \cdot 10^{13} \frac{\text{dyn cm}}{\text{s}}$$

Az oktatásban a mértékfüggetlen egyenletek alkalmazása a célszerűbb. Egyrészt világosabban kiolvasható belőle a fizikai tartalom, másrészt kevesebbet kell memorizálni, mert elmarad az előírt mértékegységek megtanulása.

A mértékfüggő egyenleteket főleg a gyakorlati életben használják, amikor ugyanaz a számítás gyakran ismétlődik.

Ebben a jegyzetben mértékfüggetlen egyenleteket használunk és csak néhány, széles körben elterjedt mértékfüggő egyenletet ismertetünk.

1.3 MECHANIKAI ALAPFOGALMAK

Az anyag tudatunktól független objektív valóság. Az anyagnak fontos sajátossága, hogy tömege és energiája van. Einstein óta tudjuk, hogy a test tömege és energiája nem független egymástól. Ha egy test energiát ad át egy másik testnek, akkor átadja a vele egyenértékű tömeget is [3]. Ez az egyenértékű tömeg a fényhez közeli sebességű test esetében számottevő, az ipari gyakorlatban előforduló sebességeknél a legpontosabb műszereinkkel sem tudjuk kimutatni. Ezért a Gépelemek-Géptan tárgyban a tömeget és energiát az anyag egymástól független sajátosságának tekintjük, és a klasszikus mechanikából nem lépünk ki.

A klasszikus mechanika többek között a következő három alapelvre ill. tételre támaszkodik:

anyagmegmaradás elve

energiamegmaradás elve

Newton második axiómája.

A tömeg mértékegysége az SI rendszerben a kg (definiója az F 1.02 táblázatban), a CGS-ben a gramm, a műszaki mértékegységrendszerben a $\text{kp} \cdot \text{s}^2/\text{m}$.

Az erő mértékegysége az SI rendszerben a newton. 1 N erő az 1 kg tömegű testet 1 m/s^2 gyorsulásra készíti, $1 \text{ N} = 1 \text{ kgm/s}^2$. A CGS rendszerben az erő mértékegysége a dyn. $1 \text{ dyn} = 1 \text{ gcm/s}^2$. A műszaki mértékegységrendszerben az erő egysége a kp. 1 kp az az erő, amely az 1 kg tömegű testet a nehézségi gyorsulás normális értékével, $g_n = 9,80665 \text{ m/s}^2$ -el gyorsítja [4].

A kp és a newton közötti átszámító összefüggés levezetéséhez írjuk fel Newton második axiómáját a definíció adataival:

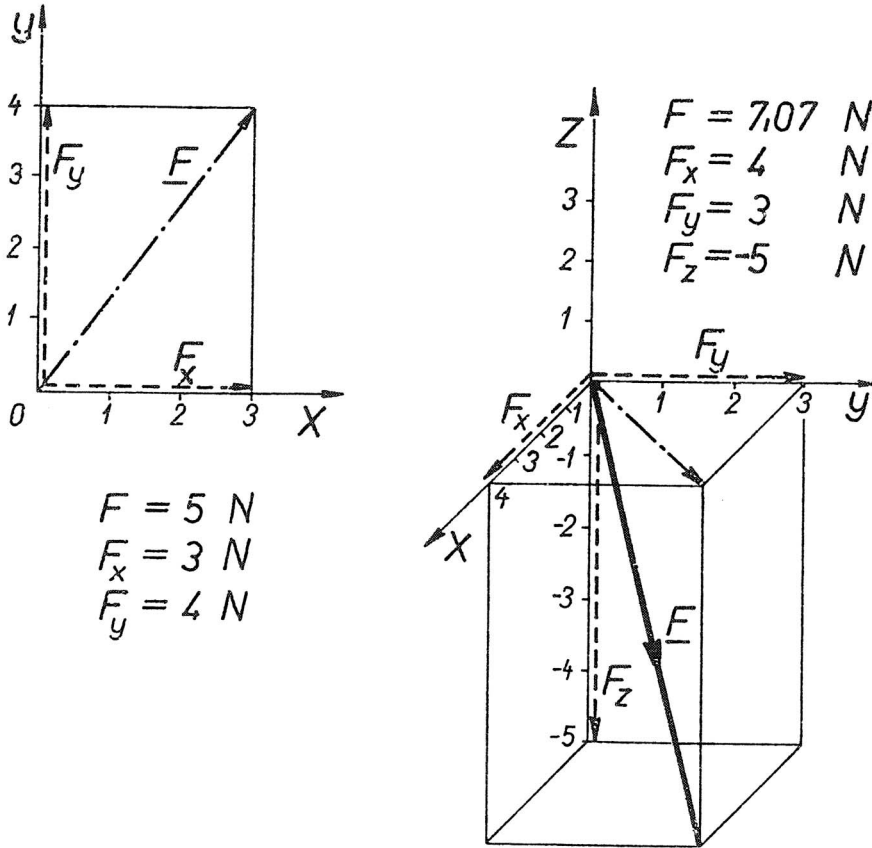
$$1 \text{ kp} = 1 \text{ kg} \cdot 9,80665 \text{ m/s}^2 = 9,80665 \text{ kgm/s}^2 = 9,80665 \text{ N}$$

A mérnöki gyakorlatban többnyire megelégszünk három értékes számjeggyel:

$$1 \text{ kp} \approx 9,81 \text{ N}$$

Az erő vektormennyiség, tehát külön meg kell adnunk nagyságát és irányát. A vektor nagyságát a matematikában a vektor abszolút értékének nevezik. A vektor jellegű fizikai mennyiségben a mérőszámot és a mértékegységet az abszolút érték hordozza. A vektorokat a jegyzetben a mennyiség jelének aláhúzásával jelöljük, pl. \underline{F} . A vektor abszolút értékét ugyanaz a betű jelöli aláhúzás nélkül, pl. F .

A vektor adott irányu összetevőkre (komponensekre) bontható. A térbeli vektort három, a síkbelit két adott irányu komponense egyértelműen meghatározza (1.02 ábra).



1.02 ábra

Ha egy testre erő hat és a test közben úgy mozog, hogy van az erő irányába eső elmozdulása, akkor az erő a testen munkát végez.

Az F erő mechanikai munkája: az elmozdulás (s) és az elmozdulás irányába mutató erő-komponens (F_s) szorzata. Skaláris mennyiség. Előjele pozitív, ha az erő és az elmozdulás iránya megegyezik, ellenkező esetben negatív.

$$W = F_s s$$

A fenti összefüggés a munka definíciójának egyszerűsített kifejezése és csak akkor igaz, ha a munkavégzés alatt F_s értéke állandó.

A változó erők munkájának számításához az s utat olyan elemi ds szakaszokra osztjuk, amelyek mentén az F_s erőkomponens változása elhanyagolható. A ds utelem mentén végzett elemi munka $dW = F_s ds$. Az egész s ut mentén végzett munka az elemi munkák összegezésével adódik. A tényleges felbontás és összegezés helyett a műveletet a matematikai módszerrel, saklár szorzással és integrálással végezzük. A szabatos definíció:

$$W = \int_s \underline{F} \underline{ds} ,$$

szavakban: az erővektor és az elemi elmozdulásvektor (ds) skaláris szorzatának integrálja az s ut mentén. A definícióban szereplő matematikai fogalmakat a hallgatók a matematika tárgyban fogják elsajátítani.

A munka mértékegysége az SI rendszerben a joule, $1 J = 1 Nm = m^2kg/s^2$; a műszaki mértékegységrendszerben kpm, a CGS-ben az erg, $1 erg = 1 dyn cm$.

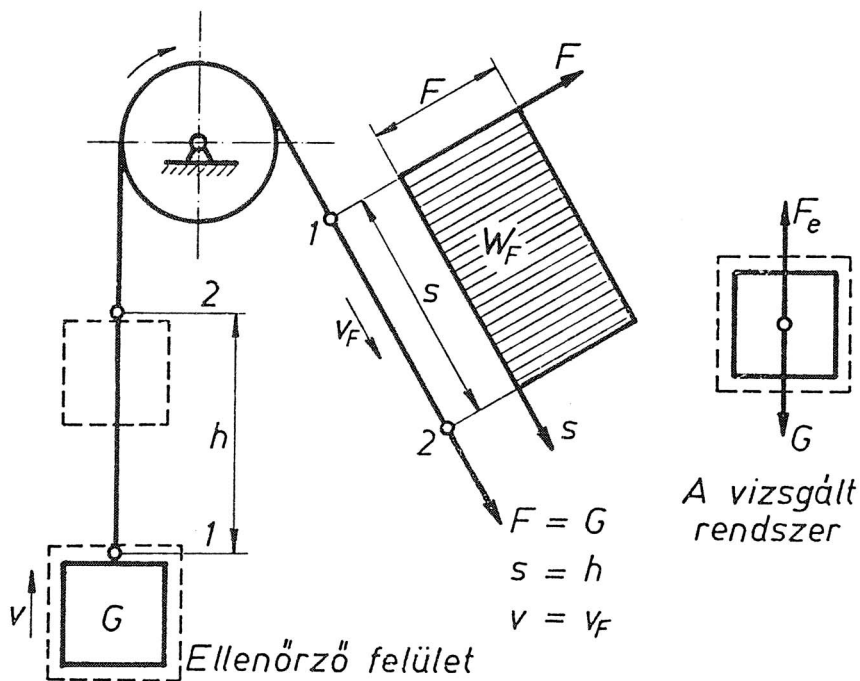
Az erőnek a testen végzett mechanikai munkája sok esetben növeli a test energiáját. A test energiáját más módon is növelhetjük, pl. hőközléssel. A közölt hő munka jellegű és dimenzióju mennyiség és a megfelelő mértékegységrendszer munka mértékegységében adjuk meg. Széles körben elterjedt a hőmennyiségnek kalóriában való megadása. Ezért célszerű a joule és kalória közötti átszámító összefüggést megtanulni:

$$1 kcal = 4187 J$$

A teheremeléskor végzett munkát szemlélteti az 1.03 ábra. A G súlyu testet az állócsigán átvetett kötéll közvetítésével h magasságra emeljük állandó v sebességgel.

Valamely jelenség vizsgálatakor a következőképpen járunk el. A vizsgálni kívánt részt egy gondolatbeli zárt felülettel, az ellenőrző felülettel vesszük körül. Az ellenőrző felületen kívüli dolgokat az un. környezetet gondolatban eltávolítjuk. A környezetnek a vizsgált jelenségre számottevő befolyást kifejtő hatásait megfelelő idealizált fizikai mennyiségekkel pótoljuk.

Az 1.03 ábrán az emelendő G súlyu testet vettük körül a szagatva rajzolt ellenőrző felülettel. Az eltávolított környezet két hatását vettük figyelembe. Az emelő kötelet az F_e emelőerővel, az eltávolítva gondolt Föld hatását a G súlyerővel pótoltuk. Az ellenőrző felület a G súlyu testtel együtt v sebességgel emelkedik.



1.03 ábra

A G súlyu és $m = G/g$ tömegű testre ható erők eredője az egy egyenesbe eső, de ellentétes értelmű emelő és sulyerők $R = F_e - G$ különbsége. Irjuk fel Newton második törvényét a vizsgált rendszerre:

$$R = m a .$$

Itt az "a" betű a test gyorsulását jelenti. Kikötésünk értelmében a test állandó sebességgel emelkedik, nem gyorsul $a = 0$. Newton törvénye értelmében az eredő erő is zérus, $R = F_e - G = 0$, amiből $F_e = G$ következik, vagyis az emelő erő és sulyerő egyenlő nagy, de ellentétes irányú. Azt mondjuk, hogy a testre ható erők egyensúlyban vannak. Ha a testet gyorsítani akarjuk, akkor a G sulyerőnél nagyobb erővel kell emelni. Megfordítva, ha egy testet nem egyensúlyi erőrendszer terhel, akkor az gyorsulva mozog.

Tekintsünk el az állócsiga surlódásától, és akkor az emelő erő egyenlő a kötéll végére kifejtett húzóerővel: $F_e = F = G$.

Az 1.03 ábrán az F erő munkáját: területtel (munkaterülettel) ábráztuk. A kötéll párhuzamosan az ut (s) tengelyt, rá merőlegesen az erő (F) tengelyt vittük fel. Mivel az F erő az s ut mentén állandó a $W = F s$ munkát a bevonalkázott derékszögű négyszög terület ábrázolja. Ez a munkaterület arányos az F erő munkájával. Az arányos-

sági tényező meghatározását és a mechanikai munkának a munkaterület nagyságából való kiszámítását a következő példán mutatjuk be.

1.04 példa: Az 1.03 ábrán látható berendezés $G = 100 \text{ N}$ terhet emel $h = 3 \text{ m}$ magasra. Az állócsiga surlódását elhanyagoljuk, s így $F = G$. A teheremelés munkája

$$W_F = Fh = 100 \text{ N} \cdot 3 \text{ m} = 300 \text{ Nm} = 300 \text{ J}.$$

A munkaterület felrajzolásához először az ábrázolás méretarányait döntjük el. Erőléptéket és utléptéket választunk.

Valamely mennyiség léptéke a koordinátatengely 1 cm szakaszának megfelelő mennyiséget adja meg.

$$\text{Legyen az utlépték} \quad \lambda_s = 1 \text{ m/cm},$$

$$\text{az erőlépték} \quad \lambda_F = 50 \text{ N/cm},$$

vagyis az uttengely 1 cm -e 1 m elmozdulásnak, az erőtengely 1 cm -e 50 N erőnek felel meg.

A választott léptékekből következik, hogy a munkaterület 1 cm^2 -e 50 J munkának felel meg. A munkalépték:

$$\lambda_W = \lambda_s \lambda_F = 1 \text{ m/cm} \cdot 50 \text{ N/cm} = 50 \text{ J/cm}^2$$

Álló csigáról lévén szó a teher $h = 3 \text{ m}$ emeléséhez a kötelet is $s = 3 \text{ m}$ -rel kell meghuznunk. A 3 m -nyi elmozdulásnak az s tengelyen 3 cm felel meg. $F = 100 \text{ N}$ erőnek az F tengelyen 2 cm a megfelelője. A munkaterület tehát $A = 6 \text{ cm}^2$ felületű.

A végzett munkát a munkaterületnek és a munkaléptéknek szorzataként kapjuk:

$$W = A \lambda_W = 6 \text{ cm}^2 \cdot 50 \text{ J/cm}^2 = 300 \text{ J}$$

(Vége az 1.04 példának)

A hegemászáskor végzett munkánkat testsúlyunk és a megtett magasságkülönbség szorzatából számoljuk. Nem közömbös azonban, hogy milyen gyorsan jutunk fel a hegyre. A munka intenzitását a teljesítmény mutatja.

A teljesítmény az időegység alatt végzett munka vagy az időegység alatt átadott energia.

Ha a munkavégzés sebessége állandó, akkor a teljesítmény:

$$P = \frac{W}{t}$$

Változó sebességű munkavégzés esetén a teljesítmény a végzett munkának idő szerinti differenciálhányadosa:

$$P = \frac{dW}{dt}$$

A differenciálhányadost a matematikában fogják a hallgatók megtanulni.

A teljesítmény mértékegysége az SI-ben a watt, $1 \text{ W} = 1 \text{ m}^2 \text{ kg/s}^3$; a műszaki mértékegységrendszerben a mkp/s, a CGS-ben erg/s.

Nagy gépek teljesítményét még néhány éve is LE-ben adták meg. Ujabban már a gépkocsiknál is áttérnek a kW használatára.

Ha az F erő egy v sebességgel mozgó testre hat, akkor a testen végzett teljesítményt a sebesség irányába eső F_s erő komponensnek és a v sebességnek a szorzata határozza meg:

$$P = F_s v$$

Pozitív, ha az erőkomponens a sebesség irányába mutat. Ha a sebességgel szembe mutat, negatív.

Időben állandó erő és sebesség esetén a fenti összefüggés könnyen belátható:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{F_s s}{t} = F_s v$$

Az összefüggés az időben változó viszonyokra is érvényes, de ennek igazolásához szükséges matematikai ismeretek még nem állnak a hallgatók rendelkezésére.

Bár az energiamegmaradás elve természettudományaink egyik alappillére, az energia fogalmának egyértelmű minden esetre érvényes, általános definícióját nem ismerjük. A széles körben elterjedt definíció szerint az energia munkavégző képességet jelző állapot. Egy másik definíció szerint a mozgás különböző formáinak egységes mértéke.

Az energia és a munka dimenziója és mértékegységei ugyanazok. A közöttük lévő fogalmi különbség: az energia állapot, amely tartósan változatlan maradhat, a munka folyamat, melynek során az állapotjelzők egy része változik.

A mozgások különféle formáinak mennyiségi jellemzésére különböző energiafajtákat vezettek be.

A kinetikus (mozgási) energia a test mechanikai mozgásának mértéke. A haladó mozgást végző test mozgási energiája:

$$E_k = m \frac{v^2}{2}$$

A forgó mozgást végző test kinetikus energiáját a következő pontban tárgyaljuk.

A potenciális (helyzeti) energia azzal a képzeletbeli munkával egyenlő, amelyet a konzervatív erőter végezne a testen, ha azt egy tetszőlegesen választott nulla helyzeti energiájú helyre vinnénk.

Az m tömegű test potenciális energiája a nehézségi erőterben:

$$E_p = m g h$$

Itt h a választott, nulla helyzeti energiájú vízszintes felülettől mért magasság.

A belső energia a test vagy a rendszer energiájának az a része, amely csak a rendszer termodinamikai állapotától függ. A molekulák és a molekuláknál kisebb részecskék mozgási energiájának és a részecskék közötti kötési energiának az összege. A belső energia szoros kapcsolatban van a hőmérséklettel. Az ideális gáz belső energiája csak a T abszolút hőmérséklettől függ:

$$E_b = m \left[\int_0^T c_v dT + u_0 \right] = m u$$

Itt c_v a gáznak állandó térfogatu állapotváltozáshoz tartozó fajhője, u_0 a v gáz tömegegységének belső energiája 0 K fokon, u a fajlagos belső energia (a tömegegység belső energiája).

A többi tárgyban szó lesz még a kémiai-, az elektromágneses-, mag-, stb. energiákról.

Az impulzus (mozgásmennyiség) haladó mozgás esetén a test tömegének és sebességének szorzata. Vektormennyiség.

$$\underline{I} = m \underline{v}$$

Mértékegysége: kgm/s

Newton 2. axiomáját eredetileg a mozgásmennyiséggel írta fel:

$$\underline{F} = \frac{d}{dt} (m \underline{v})$$

Ha $m = \text{áll}$, a tömeg a differenciálás jele elé kiemelhető és így

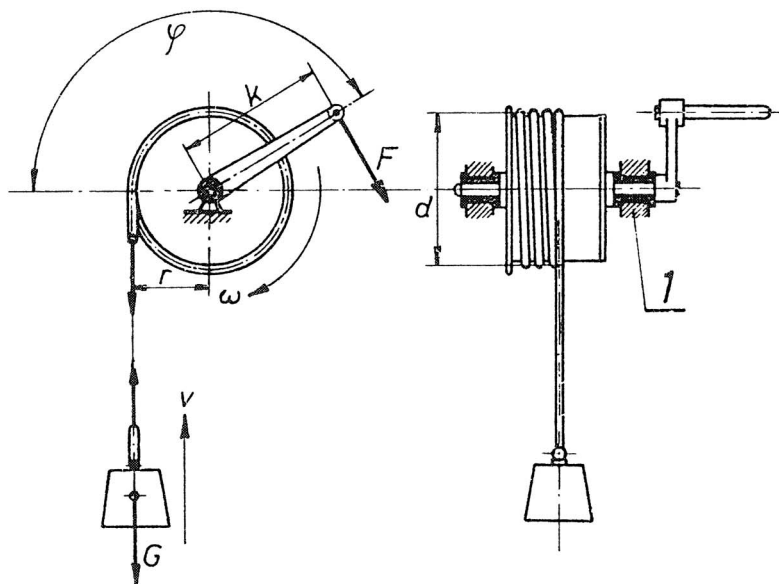
$$\underline{F} = m \frac{d\underline{v}}{dt} = m \underline{a} ,$$

vagy a jól ismert skalár alakban: $F = m a$.

1.4 A FORGÓ MOZGÁS JELLEMZŐI

Gépeink nagy része forgó mozgással dolgozik. Ezért a forgómozgású munka- és teljesítményátvitelnek a műszaki gyakorlatban fontos szerepe van.

Az 1.04 ábrán a terhet kötéllel emeljük. A dobot a tengelyre ékelt kar közvetítésével forgatjuk.



1.04 ábra

A tengely elfordulását a φ szöggel adjuk meg. A síkszög SI mértékegysége a radián. A radián a kör sugarával egyenlő hosszúságu körívhez tartozó központi szög (F 1.18).

A forgás gyorsaságát az ω szögsebesség adja meg. A szögsebesség az időegységre eső szögelfordulás:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$$

Egyenletes sebességű forgásnál

$$\omega = \frac{\varphi}{t}$$

A szögsebesség mértékegysége mindhárom mértékegységrendszerben rad/s. A szöglet dimenzió nélküli mennyiségnek tekintjük és ezért a radiánt a többi mértékegység mellett sokszor nem tüntetjük fel. Így a szögsebesség mértékegységét is gyakran 1/s-nak írjuk.

A műszaki gyakorlatban a forgó gépelem forgási sebességét az időegységben megtett körülfordulások számával, a fordulatszámmal adjuk meg. A fordulatszám mértékegysége mindhárom mértékegységrendszerben 1/s.

Egy fordulat 2π radián elfordulást jelent, ezért a szögsebesség:

$$\omega = 2\pi n$$

A haladó mozgás gyorsulásának a forgó mozgásban az időegységre eső szögsebességnövekedés, a szöggyorsulás felel meg:

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt}$$

Mértékegysége rad/s² ill. 1/s².

A gép forgórésze a tengely geometriai középvonala körül forog. A forgórészre ható erő forgató hatását a forgatónyomatékkal adjuk meg. Ha az erő a tengelyre merőleges síkban hat, akkor a forgatónyomaték az erő (F) és az erő karjának (k) szorzata (1.04 ábra).

$$M = kF$$

A forgatónyomatéket skaláris mennyiségnek tekintjük. Mértékegysége Nm = kg m²/s². Előjelének meghatározásához felvesszünk egy pozitív forgásirányt. A pozitív forgatónyomaték ebbe az irányba fejt ki forgatóhatását. Az 1.04 ábrán a teher pozitív forgatónyomatéket fejt ki, mivel az 1 jelli csapágy felől nézve az óramutatóval ellentétes irányt vettük pozitív forgásiránynak.

Ha egy testre egy erő forgatónyomatéket fejt ki és a test forgását semmi sem akadályozza, akkor a test egyre gyorsabban forog, szöggyorsulása van. Forgómozgásnál a nyomaték hasonló szerepet tölt be, mint a haladó mozgásnál az erő, vagyis a testet gyorsítani akarja. Hasonlóképpen bizonyos analógia van az elmozdulás és az elfordulás, a sebesség és a szögsebesség, a gyorsulás és a szöggyorsulás között. A haladó és a forgómozgásban egymásnak megfelelő mennyiségeket az 1.02 táblázat mutatja.

A forgó mozgásban a tömeg szerepet a tehetetlenségi nyomaték veszi át. A test adott tengelyre vett tehetetlenségi nyomatékát a test egész tömegére kiterjesztett alábbi integrál szolgáltatja:

$$J = \int r^2 dm$$

Itt r a dm tömegelemnek a tengelytől mért távolsága. A tehetetlenségi nyomaték mértékegysége: kg m².

A hallgatók a térfogati integrált csak később fogják tanulni, ezért

Haladó mozgás			Forgó mozgás		
név	jel és de- finíció	mérték- egység	név	jel és de- finíció	mérték- egység
elmozdulás	s	m	elfordulás	φ	rad
sebesség	$v = \frac{ds}{dt}$	m/s	szögsebesség	$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$	rad/s
gyorsulás	$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2}$	m/s ²	szöggyorsulás	$\alpha = \frac{d\omega}{dt}$	rad/s ²
erő	F	$\frac{kg \cdot m}{s^2}$	nyomaték	$\underline{M} = \underline{r} \times \underline{F}$	$\frac{kgm^2}{s^2}$
tömeg	m	kg	tchetetlenségi nyomaték	$J = \oint \underline{r}^2 dm$	kg m ²
kin. energia	$E_k = m \frac{v^2}{2}$	kgm ² /s ²	kin. energia	$E_k = J \frac{\omega^2}{2}$	$\frac{kgm^2}{s^2}$
impulzus	I = mv	kgm/s	perdtület	$\underline{L} = \int (\underline{r} \times \underline{v}) dm$	kgm ² /s
Newton II.	F = ma	kgm/s ²	Newton II.	M = J α	kgm ² /s ²
munka	W = Fs	$\frac{kgm^2}{s^2}$	munka	W = M φ	$\frac{kgm^2}{s^2}$
teljesítmény	P = Fv	$\frac{kgm^2}{s^3}$	teljesítmény	P = M ω	$\frac{kgm^2}{s^3}$
			ker. seb.	v = r ω	m/s

ezt a fontos fogalmat teljes mélységében csak akkor fogják megérteni. Ez azonban nem fog nehézséget okozni, mert a tehetetlenségi nyomatékot, mint rendelkezésünkre álló adatot fogjuk kezelni.

Newton második törvényének forgó mozgásbeli megfelelője:

$$M = J \alpha$$

Szavakban: a testre ható nyomatékok eredője a J tehetetlenségi nyomatéku testet α szöggyorsulásra készíti.

A forgó testre ható M nyomaték a φ szögelfordulással arányos

$$W = M \varphi$$

munkát végez. Teljesítménye a szögsebességgel arányos:

$$P = M \omega$$

A munka mértékegysége a Joule = $\text{kg m}^2/\text{s}^2$, a teljesítményé watt = $\text{kg m}^2/\text{s}^3$.

A forgó testnek a forgásból származó kinetikus energiája:

$$E_k = J \frac{\omega^2}{2}$$

Mértékegysége Joule.

Ha egy testre különböző pontokban hatnak erők, a test haladó gyorsulásra és szöggyorsulásra is szert tesz. Bizonyítható, hogy mindig található a testnek egy olyan pontja, amelynek haladó mozgása ugyanolyan, mintha valamennyi erőt és a test egész tömegét ebben a pontban egyesítenénk [5]. A test nyilvánvalóan ezen a ponton átmenő tengely körül forog. Ezt a kitüntetett pontot tömegközéppontnak nevezzük. Szimmetrikus testek tömegközéppontja egybe esik a szimmetriaközépponttal. A forgó gépelemek többnyire tengelyszimmetrikus testek és tömegközéppontjuk gyakorlatilag a geometriai tengelyen van.

Ha a testre ható erők és nyomatékok eredője külön-külön zérus, akkor a test megtartja eredeti mozgásállapotát, vagyis tömegközéppontja, az eredeti és állandó v sebességgel halad, és a test a tömegközépponton átmenő tengely körül az eredeti és állandó ω szögsebességgel forog.

A forgómozgást végző testnek a forgástengelytől r sugárra lévő pontjai

$$v = r \omega$$

un. kerületi sebességgel haladnak. A műszaki gyakorlatban az r sugár

helyett annak kétszeresét a $d = 2r$ átmérőt és a szögsebesség helyett a fordulatszámot használják. Ezekkel a kerületi sebesség:

$$v = d\pi n$$

1.05 példa. Az 1.04 ábrán látható kézi emelővel a munkás $G = 25,0$ kp súlyu terhet emel állandó sebességgel. A kötéldob átmérője $d = 20$ cm, a kar hossza $k = 25$ cm. A forgórész tehetetlenségi nyomatéka $J = 0,200$ kgm².

Első lépésként az adatokat SI mértékegységrendszerbe számoljuk át:

$$G = 25,0 \text{ kp} = 25 \cdot 9,81 \text{ N} = 245 \text{ N}$$

$$d = 20 \text{ cm} = 0,20 \text{ m}$$

$$k = 35 \text{ cm} = 0,35 \text{ m}$$

A munkás F erővel forgatja a kézforgattyút. Az egyenletes emelés feltétele, hogy a tehernek és a forgatóerőnek a nyomatéka egyenlő nagy, de ellentétes előjelű legyen (a nyomatékok eredője zérus).

$$G \frac{d}{2} - Fk = 0$$

Az F forgatóerő:

$$F = \frac{Gd}{2k} = \frac{245 \text{ N} \cdot 0,20 \text{ m}}{2 \cdot 0,35 \text{ m}} = 70,0 \text{ N}$$

A munkás $v_F = 1,00$ m/s kerületi sebességgel hajtja a kézforgattyút. A szögsebesség és a fordulatszám:

$$\omega = \frac{v_F}{k} = \frac{1 \text{ m/s}}{0,35 \text{ m}} = 2,86 \text{ s}^{-1}$$

$$n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{2,86 \text{ s}^{-1}}{2\pi} = 0,455 \text{ s}^{-1}$$

A munkás által kifejtett nyomaték és teljesítmény (itt felesleges a negatív előjelet kiírni):

$$M = Fk = 70,0 \text{ N} \cdot 0,35 \text{ m} = 24,5 \text{ Nm}$$

$$P = M\omega = 24,5 \text{ Nm} \cdot 2,86 \text{ s}^{-1} = 70,0 \text{ W} = 0,070 \text{ kW}$$

Egy ember huzamosan $P = 0,07 \dots 0,08$ kW teljesítményt tud kifejteni.

A dob kúrtletti sebessége, amely egyben a teheremelés sebességével egyenlő:

$$v_d = \frac{d}{2} \omega = \frac{0,2 \text{ m} \cdot 2,86 \text{ s}^{-1}}{2} = 0,286 \text{ m/s}$$

A teheremelés teljesítményigénye:

$$P_G = G v_d = 245 \text{ N} \cdot 0,286 \text{ m/s} = 70,0 \text{ W}$$

ami egyenlő a munkás teljesítményével, mert a veszteségektől (csapágy-surlódás) eltekintettünk. A valóságban a munkásnak néhány százalékkal nagyobb teljesítményt kell kifejtenie, mint a teheremelés teljesítményigénye.

Ha a munkás a teheremelés közben a kart véletlenül elengedi, az egyensúly megbomlik. A súlyerő a terhet lefelé gyorsítja, a fölfelé irányuló mozgás sebessége csökken, végül a teher lefelé kezd mozogni egyre nagyobb sebességgel. A súlyerő nyomatéka a forgórészt a teheremeléssel ellentétes irányú szöggyorsulásra készíti. Ennek érték az itt nem részletezett számítás szerint $\alpha = 54,7 \text{ 1/s}^2$.

Az 1.04 ábra szerint a munkás negatív forgásirányba, a súlyerő nyomatéka pozitív irányba forog. Amikor a munkás a kart elengedi, a forgórésznek a negatív forgásirányba mutató $\omega = 2,86 \text{ s}^{-1}$ szögsebessége van. A súlyerő nyomatéka ezt a szögsebességet lefékezi, majd a forgórészt a pozitív forgásirányba kezdi gyorsítani. A szöggyorsulás definíciójából következik, hogy a forgórész másodpercenként $\Delta \omega = 54,7 \text{ s}^{-1}$ szögsebességgel forog gyorsabban, ami másodpercenként

$$\Delta n = \frac{\Delta \omega}{2\pi} = \frac{54,7 \text{ s}^{-1}}{2\pi} = 9,56 \text{ s}^{-1}$$

fordulatszám növekedésnek felel meg.

A hirtelen visszafelé forgó kar és a nagy sebességgel visszazuhanó teher súlyos balesethez vezethet, ezért a kézi emelőberendezést mindig ellátják egy olyan szerkezettel, amely a teheremeléssel ellentétes irányú forgást megakadályozza. Az emelő kötél üresen való visszaengedésének idejére ez a szerkezet kikapcsolható. Teherstüllyesztéshez az emelőt fékberendezéssel is ellátják.

4. SZILÁRDSÁGTAN

4.1 BEVEZETÉS

Megvalósított gépek, berendezések - bármilyen fontos cél érdekében is készültek - csak akkor alkalmasak a gyakorlatban, ha feladatukat üzembiztosan végzik és sok egyéb követelmény mellett kellő élettartammal is rendelkeznek. Ezért részeit úgy kell kialakítani, méreteiket, anyagukat, felhasználásukat úgy kell megválasztani, hogy - az adott üzemi viszonyok között (hőfok, nyomás, vegyi hatás stb.) - törés, visszamaradó alakváltozás, gyors kopás vagy egyéb meghibásodás nélkül viseljék el a rájuk ható terheléseket. A kellően szilárd kialakítás feltételei, valamint a már meglévő szerkezetek megfelelő szilárdságának az ellenőrzése a műszaki mechanika, ezen belül is elsősorban a szilárdságtan tárgykörébe tartozik.

A vegyészmérnök számára e kérdések tárgyalását nem is elsősorban a szerkezetek pontos méreteinek meghatározása, hanem két egyéb ok indokolja. Az egyik ok általános. Nevezetesen az, hogy bármilyen jellegű műszaki berendezésről is legyen szó, a fenti kérdések többkevesebb súllyal mindig előkerülnek. Ezért a szakterülettől függetlenül vett általános "mérnöki szemléletmódhoz" szorosan hozzátartozik bizonyos mélységű műszaki mechanikai ismeretanyag. A téma tárgyalásának másik oka szakmai jellegű. Minden vegyészmérnöki tevékenységnek - ha áttételesen is - de végső célja az üzemi szintű gyártás megvalósítása. Ennek kereteit igen sokszor nem is a vegyi folyamat mennyiségi sokszorozásából önmagában adódó problémák szabják meg, hanem az ehhez szükséges, műszakilag egyáltalán vagy elfogadható áron megvalósítható berendezések korlátozzák.

Ennek előzetes számbavételéhez az anyag, gyártás, és gyártmányismeret mellett szilárdságtani jártasságra is szükség van. Ha ehhez hozzávesszük azt, hogy a szükséges műveleteket végző berendezéseknél igen gyakran magas a hőmérséklet, nagy a nyomás, erős a korróziós veszély stb., valamint, hogy ezek meghibásodása katasztrófális lehet (robbanás, mérgezés stb.) belátható, hogy e berendezések kialakítása sokszor követel fokozottabb és biztonságosabb szilárdsági méretezést mint egyéb iparágak igényei. A vegyipari készülékeket tervező gépészmérnökök és a vegyészmérnökök közötti tárgyalóképes kapcsolathoz is elengedhetetlenek a szilárdságtani alapismeretek.

4.2 MEREV TESTEK STATIKÁJA

A gépeket, berendezéseket valamint alkatrészeit (a testeket) erők és azok nyomatékai terhelik. Az erőkkel és a mozgásokkal a mechanika foglalkozik. A merev testek statikája a testek egyensúlyának feltételeit vizsgálja.

Mint általában a természettudományokban mindenütt, így a statikában is a problémák csak a gyakorlati tapasztalatokkal jó egyezést mutató egyszerűsítő feltevésekkel oldhatók meg.

A merev testek statikájában a testet teljesen merevnek tekintik, mely egyáltalán nem deformálódik.

Ugyancsak kikötés, hogy a testre ható erők az időben nem változnak.

A továbbiakban a test mozgását olyan koordináta-rendszerben vizsgáljuk, melyre nézve érvényesek Newton törvényei. A földhöz viszonyított koordináta-rendszerrel a gyakorlatban ilyennek tekinthetjük.

Egy test e koordináta-rendszerben (ahhoz viszonyítva) akkor van egyensúlyban, ha mozgásállapota az idővel nem változik. Ez Newton II. törvénye szerint csak akkor lehetséges, ha a testre ható erőknek az eredője zérus, vagyis a testre ható erők egyensúlyban vannak. Mivel egy test foroghat is, nemcsak az erőknek, hanem azok nyomatékainak is egyensúlyban kell lenniük.

Egy test egyensúlyi állapotát tehát a sebesség és szögsebesség állandósága jellemzi, amelynek a koordináta-rendszerhez viszonyított nyugalom ($v = 0$ ill. $\omega = 0$) csak egyik (bár leggyakoribb) esete.

Egy testre ható erőket és nyomatékokat külön kezelve, n db erő és m számú nyomaték esetén a testnek az egyensúlyát a

$$\sum_{i=1}^n F_i = 0 \quad \text{és} \quad \sum_{i=1}^m M_i = 0 \quad \text{egyenletek, illetve ezeknek az } x, y$$

és z -vel jelölt koordinátairányokba eső komponensei adják (6 egyenlet).

Feladatainkban - egyszerűsítés érdekében - egy síkban fekvő erőket (síkbeli erőrendszer) választunk.

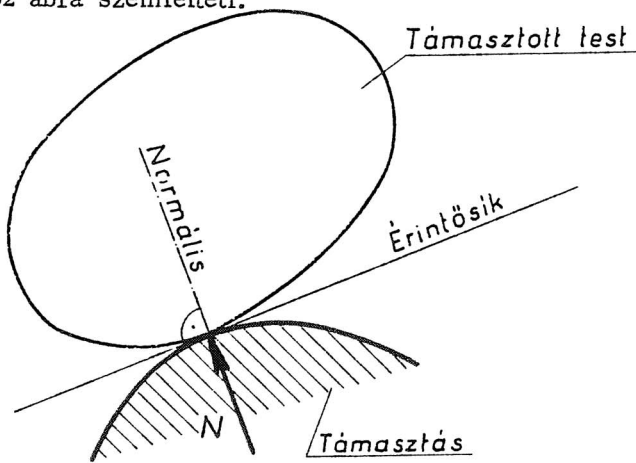
Az erők melyek mindig két test kölcsönhatásából származnak vagy közvetlen érintkezéssel a testek felületén hatnak, vagy közvetve, eloszolva a test tömegére. A közvetlenül ható erők lehetnek egy pontban támaszó koncentrált erők és lehetnek a felületre vagy felületrészre eloszlók. Feladatainkban csak koncentrált erőket használunk.

A statikai számításoknál a testre ható erők rendszerének néhány tagját előre ismerjük. Ezeket aktív erőknek szokás nevezni. Az aktív erők önmagukban általában nem tartanak egyensúlyt. A test egyensúlyát úgy biztosítjuk, hogy egy vagy több további testtel hozzuk kapcsolatba, melyek korlátozzák a mozgását.

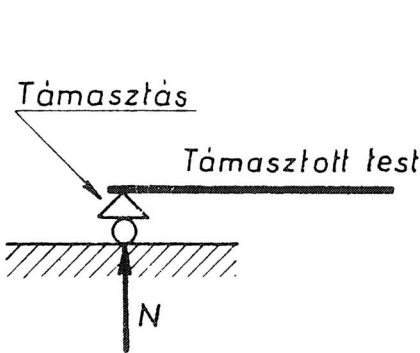
Mindazt ami a test szabad mozgását akadályozza, kényszernek nevez-
 zük. A kényszernél adódó erőt megkülönböztetésül reakcióerőnek mond-
 juk. A reakcióerők a statikai feladatok ismeretlenjei. Ezeket - a kény-
 szer fajtáját figyelembe véve - a statikai egyensúly feltételeiből tudjuk
 meghatározni.

Δ gyakorlatban előforduló kényszerek az alábbiak lehetnek:

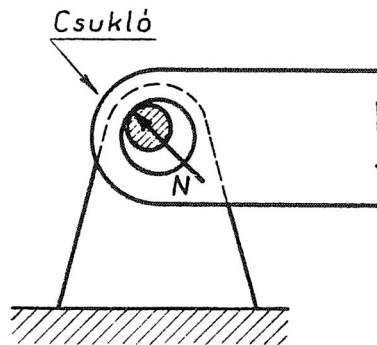
a) támasztásnál a támasztott test felületének meghatározott pontja
 állandóan egy másik, helyben álló szilárd test felszínével érintkezik.
 Súrlódásmentes támasztásnál fellépő reakcióerő (N) mindig átmegy a két
 test érintkezési pontján, iránya a két test érintkezési pontjához tartozó
 érintősíkra merőleges, és a támasztott test felé mutat (4.01 ábra). A
 támasztás jelképét (pl. egy rúd alakú test végének a feltámasztása kap-
 csán) a 4.02 ábra szemlélteti.



4.01 ábra
 Sima támasztás

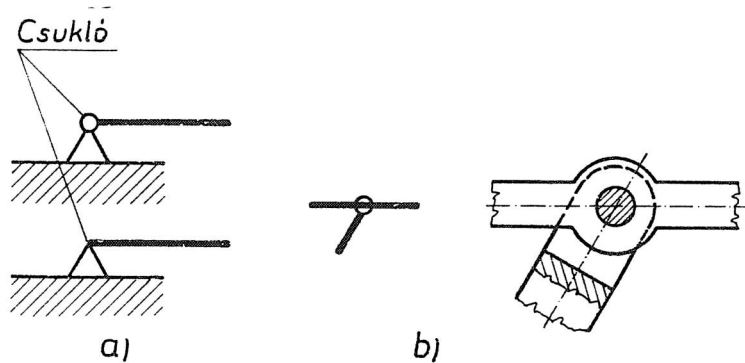


4.02 ábra
 Támasztás jelképe



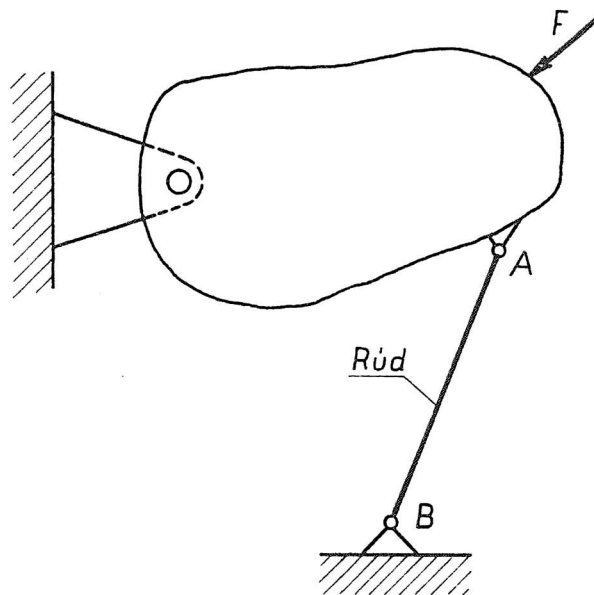
4.03 ábra
 Csukló

b) Csuklónál a kényszert hengeres csap jelenti, mely a test hengeres fúratába illik (4.03 ábra). Sima csuklón fellépő reakcióerő keresztülmegy a csap középpontján, az iránya pedig a testre ható egyéb erők-től függ. A rajzolt csuklót egyszerűsítve jelölik a 4.04 ábra szerint.



4.04 ábra
Csukló jelképe
a) rúd szélén, b) belső szakaszán

c) Rúd. Mint kényszer a végein csuklóval csatlakozik a testhez és a talajhoz (4.05 ábra). Az általa képviselt reakcióerő - mint minden egyéb kényszernél is - azonos nagyságú, de ellentétes irányú, mint



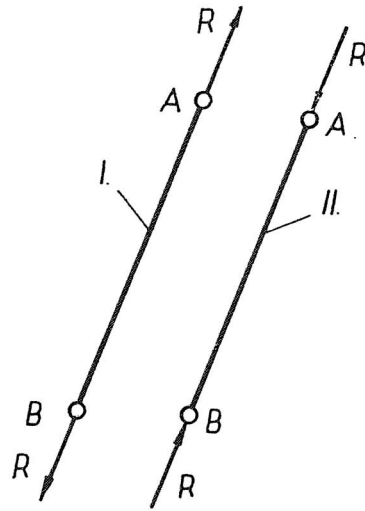
4.05 ábra
Rúd mint kényszer

amekkora erővel a test terheli a rudat. A rúd maga is egyensúlyban van, mert a rá ható erők eredője zérus. Ez a végein fellépő két erőt (R) figyelembe véve csak úgy lehetséges, hogy azok egyenlő nagyok és egymással ellentétes irányba mutatnak (4.06 ábra). A rudat tehát rúdirányú erők terhelik. Így a rúd képviselte reakcióerő is csak rúdirányú lehet (húzó vagy nyomó).

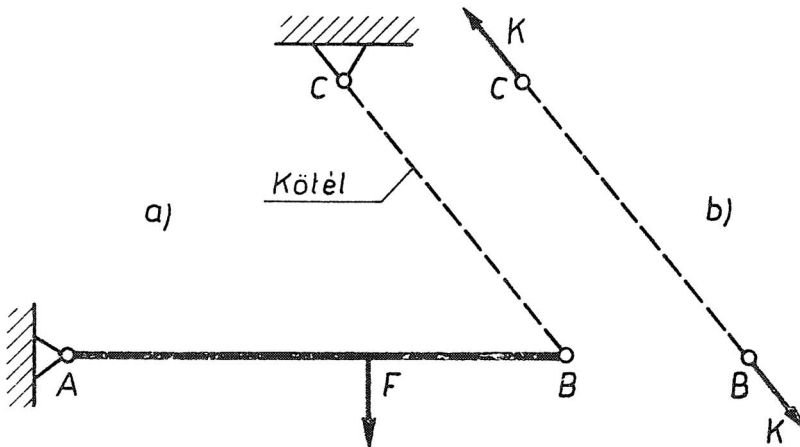
d) A kötélmint kényszer csak kötéldirányú húzó reakcióerőt fejthet ki (4.07 ábra).

e) Külön kényszerfajtának szokás tekinteni a befogást is. Rendszerint rúd alakú szerkezeteknél alkalmazzák (4.08 ábra). A befogás helyén a reakcióerő (R) mellett reakciónyomaték (M_R)

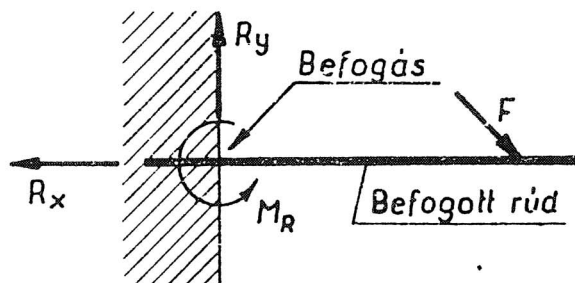
is ébred. A reakcióerő és a reakciónyomaték irányát, az utóbbi forgásértelmét a testre ható erőkől kell kikövetkeztetni.



4.06 ábra
Végein terhelt rúd egyensúlya
I. rúd húzott, II. rúd nyomott



4.07 ábra
a) kötélmint az AB rúd kényszere, b) kötélmint az AB rúd egyensúlyi erőrendszere



4.08 ábra
Befogás mint kényszer

Tartó, csuklós szerkezet

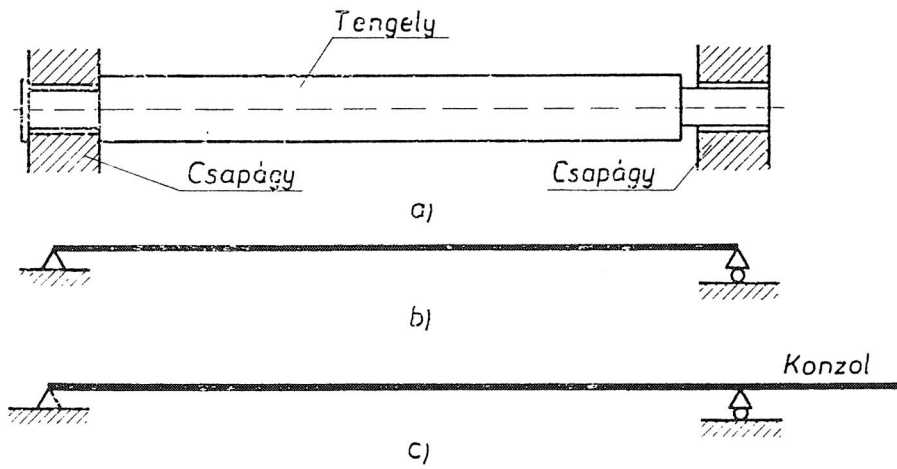
A testek hordására szolgáló szerkezeteket általában tartóknak nevezünk. Terheléstiket közvetlenül vagy közvetve végeredményben a teherbíró talajnak adják át. A tartó lehet tömör, vagy rácsos. Tömör tartó pl. egy, a keresztmetszethez képest viszonylag hosszú, erővel és nyomatékokkal terhelt, két végén csapágyazott tengely. A tényleges mechanikai viszonyokat elfogadhatóan megtartó, egyszerűsítő feltevésekkel a szerkezetek geometriája tekintetében is élünk. Így egy tengelyt a statikában egyetlen, keresztmetszetében közömbös méretű, egyenes rúddal helyettesítjük. Ha a tengely két csapágya a végénél van, kéttámaszú tartó a neve. A két megtámasztás távolsága a támaszköz. Ha a támaszközön túlnyúló része is van, ennek konzol a neve. A fentieket a 4.09 ábra mutatja, ahol feltüntettük a csapágyakat helyettesítő kényszereket is. Ezek egyike csukló, a másik támasz.

Rácsos tartók alatt rácsos hidat, rácsos tető vagy tartószerkezetet, oszlopot stb. értünk. Ezek rendszerint hengerelt idomacél rudakból vannak felépítve, melyeket az egymáshoz csatlakozásuk helyeinél (az ún. csomópontokban) hegesztéssel vagy szegecseléssel kötnek össze (4.10 ábra). Az így felépülő egyszerű rácsos tartókat egymáshoz csuklósan kapcsolódó egyenes rudakból álló szerkezet helyettesíti. A rudak hálózatának mindenütt háromszögeket kell formálni, mert így nem tudnak összezsugorogni.

A rácsos tartók terheléseiket a csukló (csomó) pontokban kapják.

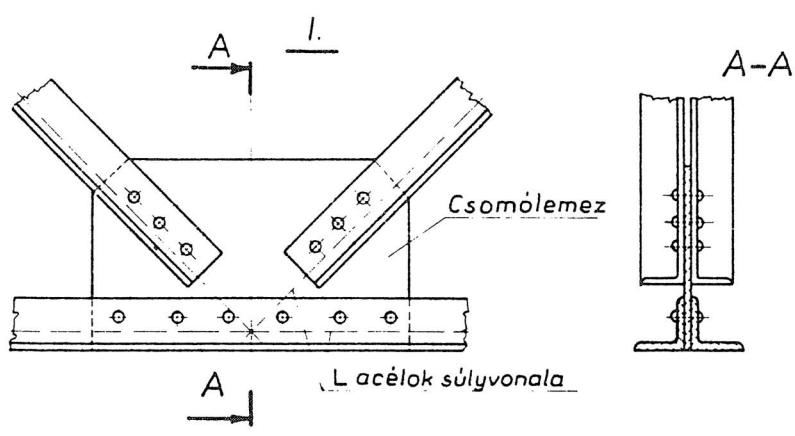
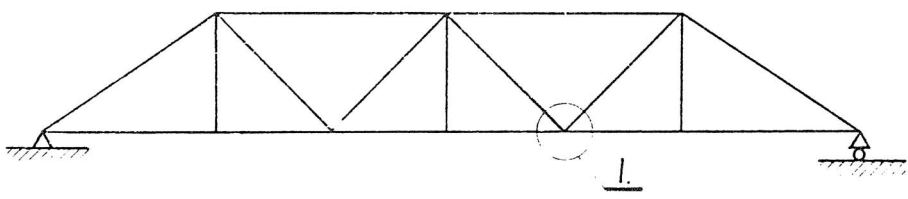
Síkbeli csuklós szerkezeteket az erők nemcsak a csuklóknak, hanem bárhol terhelhetik, továbbá a rudakat összekapcsoló csuklóknak sem kell feltétlenül a rudak végénél lenniük.

A 4.11 ábrán látott síkbeli csuklós szerkezetet az $F = 1200 \text{ N}$ aktív erő terheli. Az A és B csuklónál helyben álló testhez csatla-



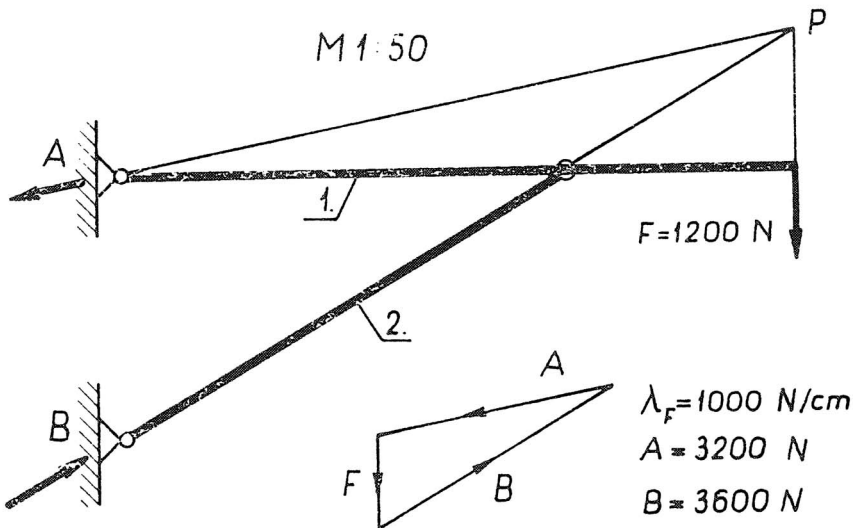
4.09 ábra

a) csapágyazott tengely, b) tengelyt helyettesítő rúd, c) konzolos rúd



4.10 ábra

Rácsos tartó és csomópontja



4.11 ábra
Csuklós szerkezet reakcióerői

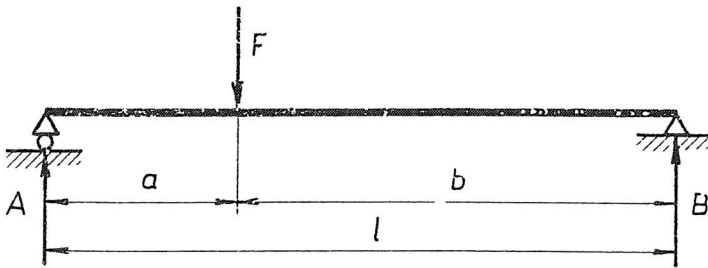
kozik. Az itt ébredő erők tartják a szerkezetet egyensúlyban. Határozzuk meg az A és B helyen ébredő reakcióerőket!

A feladat számítással és szerkesztéssel is megoldható. Mi az utóbbit választjuk.

Legyen az erőlépték $\lambda_F = 1000 \text{ N/cm}$.

A szerkezetet az F , A és B három erő terheli. E három erő csak akkor lehet egyensúlyban, ha a) egy ponton mennek át ($\sum M = 0$ feltétel), és b) a vektorháromszögük záródik és nyílfolyama folytonos ($\sum F = 0$). A B reakcióerő rúdírányú. Így az F és B erők hatásvonalát már ismerjük. Mivel merev testeknél az erő hatásvonalán bárhová eltolható, az előbb említett közös pont (P) kijelölhető. Az egyensúlyozásban résztvevő A erőnek is ezen kell keresztülmennie. Itt a kényszer csukló, és az A hatásvonala az AP egyenes. Az A és B hatásvonala irányának ismeretében (vékonyan jelölve) megrajzolható a három erőből álló erőrendszer vektorháromszöge. Ezt az F és a végein át az A és B erő hatásvonalával párhuzamosan húzott egyenesek alkotta háromszög adja. A háromszög kapott két oldala az A és a B reakcióerők. A háromszög az erők nyilain körbejárható (záródik). Az A és B reakcióerő nagysága a szerkesztésből lemérhető. Az A hosszára 32 mm-t a B -re 36 mm-t kapunk, így: $A = 3200 \text{ N}$ és $B = 3600 \text{ N}$ nagyságúak.

A 4.12 ábrán két végén támasztott rudat látunk, rá merőleges koncentrált erővel (F) terhelve. Határozzuk meg az A és a B reakcióerőket! Az A reakcióerő függőleges, mert itt a kényszer támasztás.



4.12 ábra
Kéttámaszú tartó egyensúlya

Az F és az A függőleges irányából következik, hogy a csuklós B pontban ébredő reakcióerőnek nem lehet vízszintes komponense. A reakcióerők nagyságát a síkba eső $\sum M = 0$ egyensúlyi egyenletből tudjuk meghatározni. A B pontra felírt egyensúlyi egyenlet: $A \cdot l - Fb = 0$. Innen:

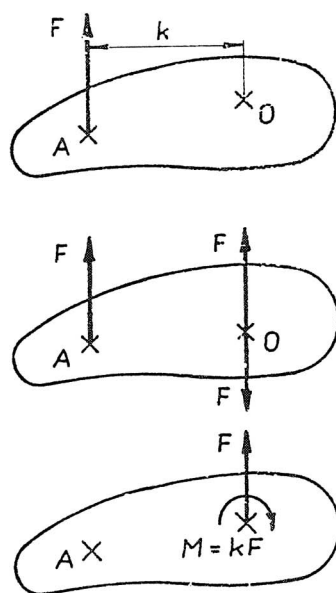
$$A = \frac{F \cdot b}{l} .$$

Hasonlóan

$$B = \frac{F \cdot a}{l} ,$$

csak ehhez az A pontra írjuk fel a nyomaték egyensúlyt. Amennyiben negatív eredmény adódna, a reakcióerő a megválasztottal ellentétes irányú. Itt térünk ki a rudakhoz szorosan hozzátartozó ún. igénybevételeli ábrák ismertetésére. Előtte azonban a merev testek statikájának egy további tételére kell rámutatnunk. Eszerint: Egy merev testet támadó erőrendszer hatása nem változik, ha az adott erőrendszerhez egy másik, önmagában egyensúlyban levő erőrendszert adunk vagy elveszünk. E tételből következik az, hogy a merev test egy pontjára ható erő önmagával párhuzamosan áthelyezhető a test egy másik pontjára. Az áthelyezéssel egy nyomaték is fellép, mely az erő és az erő hatásvonalára merőlegesen vett áthelyezési távolság szorzatával egyenlő. Ezt a 4.13 ábra rajzsorozatán keresztül érzékeltetjük.

Nézzük meg a 4.14 ábrán látott kéttámaszú tartó egyes keresztmetszeteit érő terheléseket. Bármelyik keresztmetszeténél az egyik oldalra eső rúdrész terheléseinek a keresztmetszetre vonatkoztatott hatása egyensúlyt tart a másik oldali rúdrészre ható külső erőktől származó hatással. A két hatás együttesen zérust eredményez. A tekintett keresztmetszet terhelése ezzel nyilván nem zérus. Ezt az egyik oldalára eső terhelések hatásának figyelembevételével kapjuk. Bal oldalról tekintve a rúd $0 \leq x \leq a$ szakaszán az $A = \frac{F \cdot b}{l}$ erő hat. Ennek az erőnek a



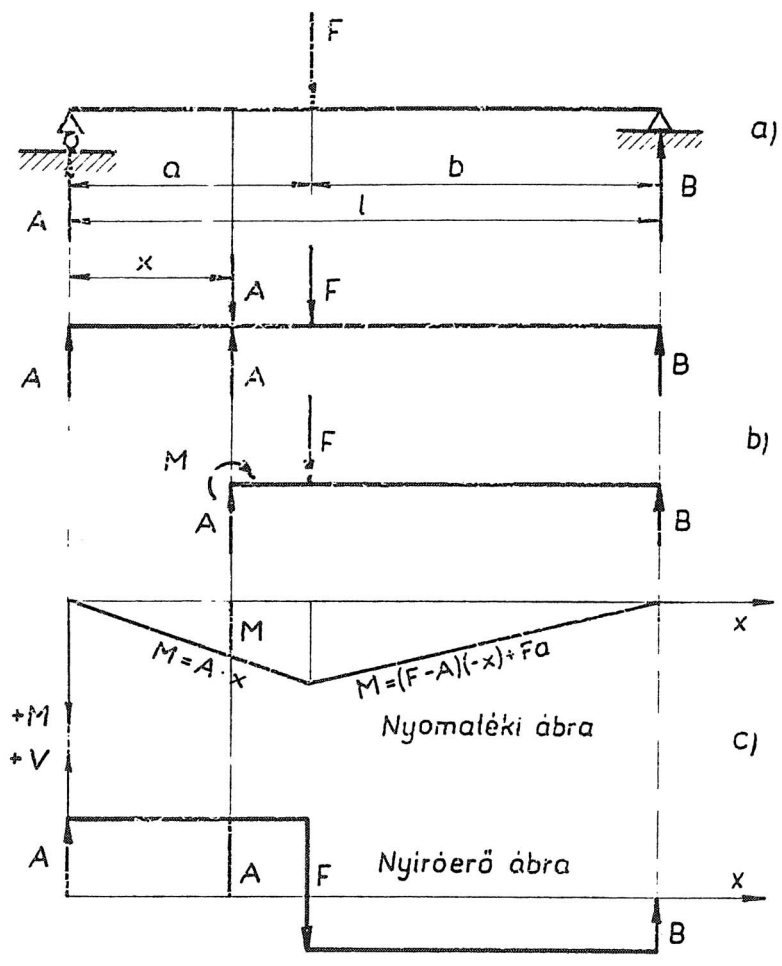
4.13 ábra
Erő áthelyezése

a) szakasz keresztmetszeteibe való áthelyezésével adódik az ott érvényesülő hatás. E lépést a b) ábrarészen külön feltűntettük. Így a keresztmetszetekben $V = A$ keresztmetszet irányú erő és $M = Ax$ nyomaték ébred. A tekintett szakaszon tehát a V erő állandó értékű, a nyomaték pedig a keresztmetszet x távolságával lineárisan növekszik.

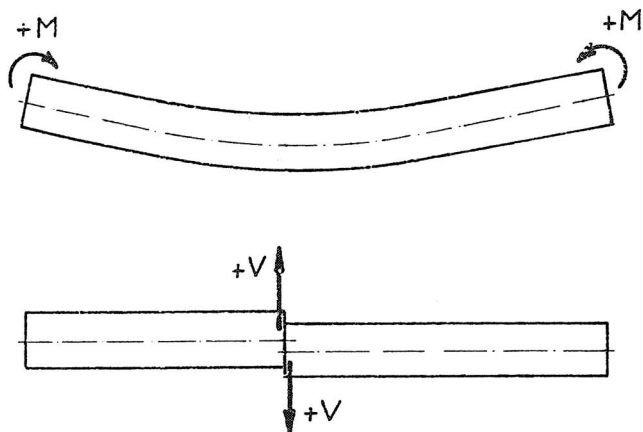
b) Az $a \leq x \leq l$ szakaszon a tekintett (bal) oldalról már az F erő hatása is jelentkezik. Így e keresztmetszetekben $V = A - F$ erő és $M = Ax - F(x-a)$ nyomaték hat. Utóbbi $M = (F-A)(-x) + Fa$ átrendezésével jól látható az x távolsággal lineárisan csökkenő jellege. A c) ábrarészen ezeket az egyes keresztmetszetekben a külső terhelésekből származó V erőket és M nyomatékokat ábrázoltuk a rúd teljes hosszában. A rajzolt függvényeket igénybevételi ábráknak (hatásábráknak, külső erők ábráinak) nevez-

zük. Az $M = f(x)$ ábra a nyomatéki ábra, mely a fentiek szerint minden keresztmetszetben megadja az attól balra lévő erőknek a nyomatékát. (A nyomaték + tengelyét lefelé irányítják). E nyomatékok hajlítják a rudat, ezért hajlítónyomatéknak nevezjük. A $V = f(x)$ ábra a baloldali erők ábrája. Ezt minden keresztmetszetben a tőle balra lévő, a rúdra merőleges erők eredőjeként kapjuk, melyek "el akarják nyírni" a keresztmetszeteket, ezért nyíróerő ábrának is nevezjük. Az igénybevételi ábrákat pontosan ugyanígy megkapnánk, ha jobbról vennénk figyelembe a hatásokat. Bármelyik oldalról nézve a + nyomaték és nyíróerő értelmezését a 4.15 ábra mutatja.

A rácsos tartók reakcióerőit az előbbi példákhoz hasonlóan kell meghatározni. Az egyes rudak viselte terheléseket pl. az "átmetsző módszerrel" lehet megállapítani. Erre utal a 4.16 ábra. Az a) rajz szimmetrikus elrendezésű rácsos tartót mutat, melyet két F erő terhel. A vizsgálni kívánt (pl. az 1. jelű) rúdban ható erőt úgy határozzuk meg, hogy gondolatban a rudat és ezzel együtt az egész tartót két részre vágjuk. Hogy a feladat így megoldható legyen, a tartót max. 3 rúd átmetszésével kell tudni két részre bontani. Esetünkben a szaggatott vonallal jelölt átmetszés csak két rudat vág át. Az elhagyott rész hatását az átvágott rudakban ébredő S_1, S_2 erők helyettesítik. A vizsgált részen ezek mellett csak az A erő maradt. S_1 és S_2 -t e részre felírt egyensúlyi vektorháromszögből meg tudjuk határozni.

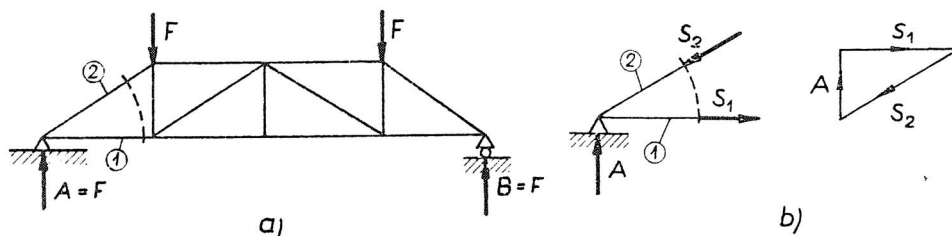


4.14 ábra
Kéttámaszú tartó igénybevételi ábrái



4.15 ábra

Pozitív hajlítónyomaték és nyírőerő értelmezése



4.16 ábra

Rácsos tartó rúderői meghatározása átmetszéssel

4.3 RUGALMAS TESTEK STATIKÁJA

A szerkezeteink tökéletesen merevnek tekintett idealizálása a gyakorlatban nem helytálló. A tényleges szerkezeti anyagaink ugyanis a terhelések hatására alakváltozást szenvednek, deformálódnak. A testre ható külső erők a belső pontokban belső erőket hoznak létre és alakváltozást okoznak.

A valóságos viszonyokat jobban megközelítő, de még mindig egyszerűsítő föltevés az, hogy a szerkezeteinket tökéletesen rugalmasnak tekintjük. Az ilyen testek statikáját szilárdságtannak nevezzük. A szilárdságtan adja meg a szerkezetek tényleges méretei meghatározásához szükséges összefüggéseket. A szilárdságtan is egyensúlyban lévő erőrendszerrel terhelt testeket vizsgál, amelyhez felhasználja a merev tes-

tek statikájának az eredményeit. Ez azért lehetséges, mert bár a rugalmas testek az erők hatására megváltoztatják az alakjukat, ez az alakváltozás azonban mérsékelt, és a terhelő erőknek a szerkezetre megfelelő módon történt átadása után a test nyugalomba kerül.

Tökéletesen rugalmasnak akkor tekinthető egy anyag, ha a terhelése és a hozzá tartozó alakváltozás között egyértelmű és megfordítható az összefüggés. Ilyen test a terhelése megszűntével visszanyeri eredeti terheletlen alakját. A valóságos szerkezeti anyagaink kisebb terheléseknél jól megközelítik a tökéletesen rugalmas idealizálást. Legtöbbször kijelölhető a terhelés egy olyan kis tartománya is, ahol az alakváltozás a terheléssel lineáris is. Leggyakoribb szerkezeti anyagainknál - elsősorban a szívsós acéloknál - e tartomány a szerkezetekre megengedett terhelések nagyságának területére esik. Szerkezeti anyagaink rugalmas alakváltozását a maradó alakváltozás szakasza követi. Ezt létrehozó terhelést megszüntetve a szerkezet alakja deformált marad. Ha e szakasz vízszintes, képlékeny az alakváltozás. A fentebb mondottakat a 4.17 ábra a, b, és c diagramjai szemléltetik.

Terheljük egyensúlyban lévő erőrendszerrel egy, a fentiek szerint idealizált testet (4.18 ábra). Ha gondolatban egy tetszőleges, A jelű felülettel ezt átvágjuk, a két résznek önmagában is egyensúlyban kell lennie. Mivel a fél részekre ható külső erők általában nem adnak egyensúlyi erőrendszert, ezek egyensúlyban csak úgy lehetnek, hogyha az A felületen is működnek - a részek egyensúlyát külön-külön helyreállító - belső erők. A belső erőkre a fajlagos, a felületegységre vonatkoztatott értékük jellemző.

A fajlagos belső erő neve: feszültség.

Értelmezése:

$$\underline{f} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta \underline{F}}{\Delta A} = \frac{d \underline{F}}{d A}$$

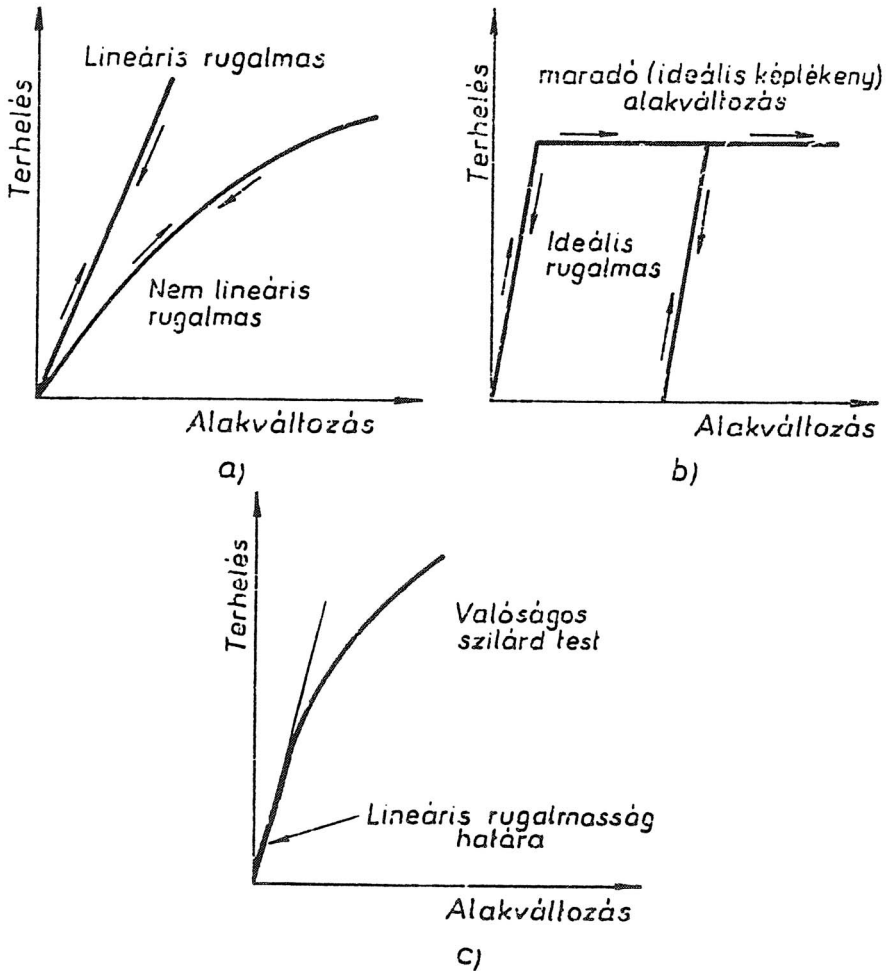
A feszültség mértékegysége $\text{Pa} = \text{N/m}^2$.

Általában két komponensre bontható, egy a felületre merőleges (n vektor irányába eső) $\underline{\sigma}$ -val (szigma) jelölt normális irányú feszültségre és egy erre merőleges, érintősíkba eső $\underline{\tau}$ -val (tau) jelzett un. csúsztató feszültségre (lásd a 4.18 ábra b) részét). Így $\underline{f} = \underline{\sigma} + \underline{\tau}$. Ezek vektorjelzését a gyakorlatban el szokták hagyni.

Valamely pontban, minden rajta átmenő síkban ébredő feszültségek összességét a pont feszültségi állapotának nevezzük.

A szilárdságtan feladata az egyensúlyban lévő külső terhelések és a test pontjainak a feszültségi állapota között megkeresni a kapcsolatot.

A vonatkozó - általunk nem tárgyalt - matematikai szabályok szerint egy pont teljes feszültségi állapota ismert, ha ismerjük rajta átme-

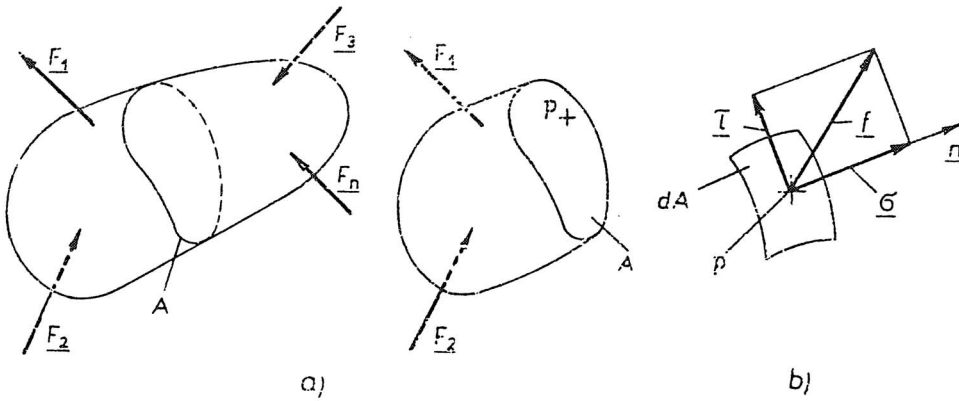


4.17 ábra

Anyagmodell jelleggörbék

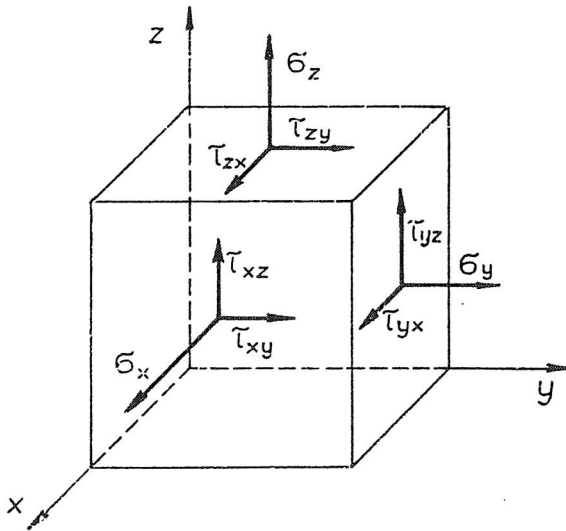
a) rugalmas anyagok jelleggörbéi, b) ideálisan rugalmas-képlékeny anyagok jelleggörbéje, c) valóságos anyagok jelleggörbéje

nő 3 egymásra merőleges síkban ébredő feszültségeket, mert ebből matematikai módszerekkel bármelyik további síkban adódó feszültség már kiszámítható. A szóbanforgó, tetszőleges helyzetű, egymásra merőleges síkhármas szemléletesen ábrázolhatjuk egy, a vizsgált pontot tartalmazó igen kicsi kockának egy csúcsba futó oldalával (4.19 ábra). A három egymásra merőleges felületen ébredő f_x , f_y , f_z feszültségeket



4.18 ábra

a) egyensúlyi erőrendszerrel terhelt test, b) P pontjában ébredő feszültség és komponensei



4.19 ábra

Általános feszültségi állapot

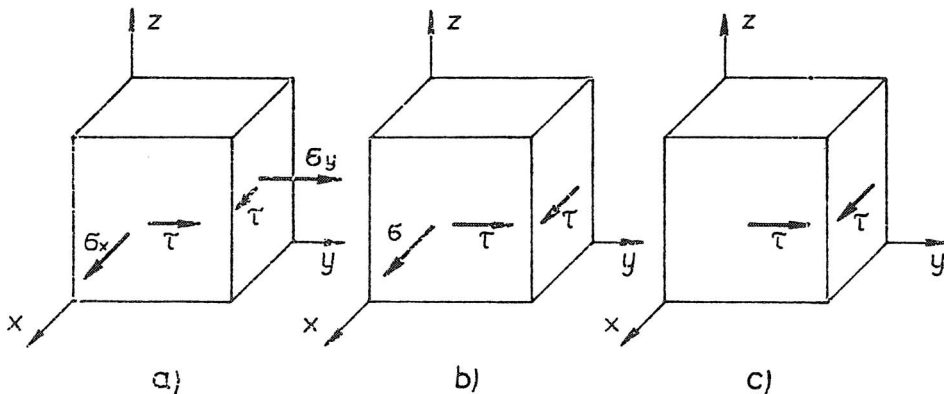
a síkokra merőleges σ és a síkokban ébredő τ feszültségkomponensekkel ábrázoltuk. Itt emeljük ki, hogy az egymásra merőleges síkokban egyező nagyságú csúsztató feszültségek ébrednek, melyek iránya vagy a közös él felé, vagy ellenirányba mutat.

Matematikailag igazolható, hogy a fenti 9 (ill. csak 6) feszültségből kiszámítva minden más állású síkban adódó feszültségeket, ezek közül 3 db egymásra merőleges sík adódik, amelyekben csak σ feszültség

ébred. Ezeket a síkokat fősíkoknak, az ezekben ébredő σ_1 , σ_2 , és σ_3 -al jelölt feszültségeket főfeszültségeknél, irányukat pedig főirányok-
nak nevezzük.

A σ_1 a pont feszültségi állapotának legnagyobb σ_3 pedig a legkisebb feszültsége.

Ha a három főfeszültség közül egy zérus, akkor síkbeli feszültségi állapotról, ha csak egy van, akkor egyirányú feszültségi állapotról beszélünk. Rendszerint legfeljebb síkbeli feszültségi állapottal találkozunk, amikor is a 4.20 ábra a, b, c esetei vagy rögtön a két főfeszültség adódnak.



4.20 ábra

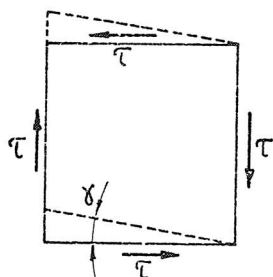
Síkbeli feszültségi állapotok

A szilárdságtanban - mint azt fentebb említettük - a tökéletesen rugalmas anyagmodell mellett azt is kikötik, hogy a feszültségek csak olyan nagyságúak lehetnek, hogy a szerkezetek alakváltozása lineárisan rugalmas legyen. A σ feszültség a testet abban a pontban ahol hat megnyújtani vagy összenyomni igyekeznek. Ezt az alakváltozást is fajlagos értékkel, az egységnyi hosszra eső megnyúlással jellemezzük, melynek fajlagos nyúlás a neve. Jele ϵ .

A σ és az ϵ lineáris kapcsolatát a $\sigma = E \epsilon$ Hooke törvény fejezi ki. Az E arányossági tényező neve rugalmassági tényező, mely szerkezeti anyagaink fontos jellemzője. Acélnál $E = 210$ GPa.

A τ feszültség a szögelfordulással van lineáris kapcsolatban. Ha például a síkbeli feszültségi állapotnak a 4.20 ábra c) szerinti esetét felülről lerajzoljuk, a 4.21 ábrát kapjuk. A τ feszültségek a lap-szögek megváltozását hozzák létre (szaggatottan ábrázolva). A szögváltozást γ -val jelölve, közöttük $\tau = G \cdot \gamma$ lineáris kapcsolat van. A G neve csúsztató rugalmassági tényező. Acélra $G = 80$ GPa.

Egy test minden pontjának a feszültségi állapotát felesleges kiszámítani. Ezt a szerkezeteknek csak azon pontjaiban kell elvégezni, ahol a feszültségek nagyobbak mint az összes többi helyen. E pontokat az egyszerűbb szerkezetek és terhelések esetén előre ki lehet jelölni. Így csak ezek feszültségi állapotát kell tisztázni. Amennyiben e helyeknek ill. ezek közül a legveszélyesebbnek a terhelése kellő biztonsággal rugalmas alakváltozást eredményez, a szerkezet a terhelések hordására egészében megfelelő.



4.21 ábra
τ feszültséggel együttjáró alakváltozás

A síkbeli feszültségi állapotot még mindig több feszültség jellemzi. Márpedig - mint azt a 4.5 fejezetben látni fogjuk - a szerkezeti anyagaink kellő biztonsággal rugalmas alakváltozását egyetlen, az anyagra megengedhető feszültséggel tudjuk jellemezni (jelölés σ_{meg}).

Ezért összehasonlítási lehetőséget kell teremteni a test veszélyes pontjainak feszültségi állapota és a σ_{meg} között. Erre nézve a gyakorlatban többféle többé-kevésbé bevált elmélet is keletkezett. Mi ezek közül Mohr eljárását emeljük ki. Szerinte a test pontjainak tetszőleges feszültségi állapotára jellemző egyetlen feszültséget minden pontban az ott ébredő legnagyobb és a legkisebb főfeszültség különbségként nyerjük.

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 .$$

Méretezésnél $\sigma_{red} \leq \sigma_{meg}$ feltételnek kell teljesülnie a szerkezet legjobban igénybevett pontjaiban.

A σ_{red} értékét a 4.20 ábrán részletezett (és a gyakorlatban legtöbbször előforduló) síkbeli terhelési állapot a, b és c eseteiben a főfeszültségek számításának lépése kihagyásával közvetlenül is meg lehet kapni. A legáltalánosabb síkbeli feszültségi állapot esetében

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}$$

a b) esetben

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

a c) esetben

$$\sigma_{red} = 2\tau$$

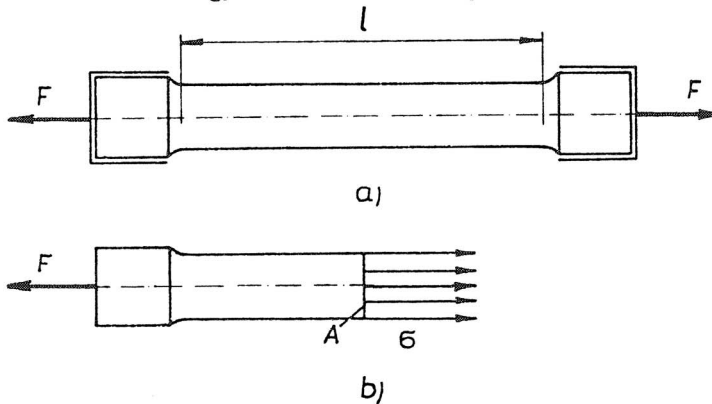
Rideg szerkezeti anyagoknál (pl. öntöttvasnál) ezek az összefüggések nem érvényesek.

4.4 EGYSZERŰ ÉS ÖSSZETETT IGÉNYBEVÉTELEK

Egyenes rudak egyszerű igénybevételei

Hétköznapi szóhasználattal azt mondjuk, a rúd húzva, nyomva, nyírva, hajlítva, vagy csavarva van. Ezek a rúd egyszerű igénybevételei. Az alábbiakban a legegyszerűbb esettel, az állandó keresztmetszetű egyenes rúd igénybevételeivel foglalkozunk.

a) A húzott rúdban ébredő feszültségeket a szakítódiaagram felvételéhez használt hengeres próbapálcá példáján mutatjuk be (4.22 ábra). A próbapálcá két megvastagított végét húzó gépbe fogják, mely a két véget pontosan mérhető F erővel húzza. A húzás hatására az egymás melletti keresztmetszetek egymástól távolodni igyekeznek. A b) ábrán a



4.22 ábra

a) próbapálcá mint húzott rúd, b) fél rúdrész egyensúlya

próbapálcát gondolatban a szimmetriatengelyre merőleges síkkal kettévágtuk, a jobboldali részt eltávolítottuk, és hatását feszültségeloszlással helyettesítettük. A σ egyenletes eloszlása kísérleti tapasztalat. A baloldali rész egyensúlyából

$$F = \sigma \cdot A$$

Itt A a próbapálcá keresztmetszete. Tehát az állandó keresztmetszetű húzott rúdban ébredő feszültség

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

nagyságú, párhuzamos a húzott rúd tengelyével és a keresztmetszet minden pontjában ugyanakkora.

A rúd minden pontjában a tengelyre merőleges felület fősi és az ebben ébredő σ feszültség a σ_1 főfeszültség. A másik két fősi-
 σ nem ébred ($\sigma_2 = \sigma_3 = 0$), mert a külső erőknél nincsen e fősi-
 kokra merőleges komponense. Így a redukált feszültség:

$$\sigma_{\text{red}} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma$$

A húzott rudat a $\sigma_{\text{red}} = \sigma \leq \sigma_{\text{meg}}$ feltétel alapján méretezik.

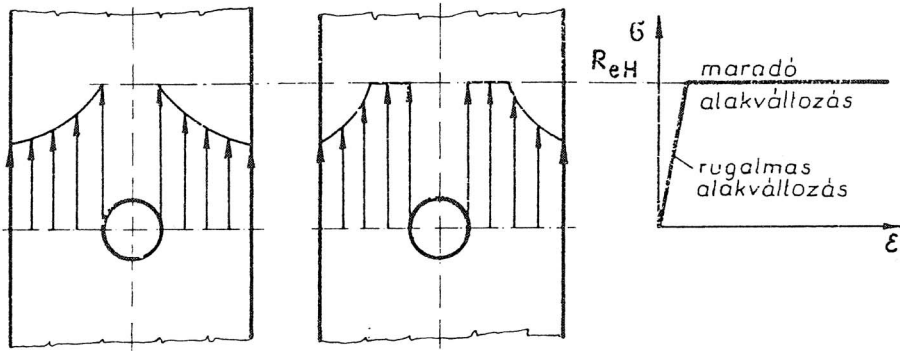
A σ feszültség hatására a rúd egységnyi hosszú darabjának megnyúlása:

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{F}{AE} .$$

Az l hosszúságú rúd teljes nyúlása:

$$\lambda = \epsilon \cdot l = \frac{F l}{AE} .$$

A változó keresztmetszetű húzott rúdban a feszültségeloszlás nem homogén. A hirtelen keresztmetszetváltozás feszültségcsúcsot okoz (4.23 ábra). Az ábrán a feszültségcsúcs éppen eléri a maradó alakváltozáshoz tartozó feszültséget, az R_{eH} folyáshatárt. Az R_{eH} feszültség részletes értelmezésére a 4.5 pontban térünk ki. Szívós anyagban a terhelést tovább növelve az R_{eH} feszültséggel igénybevett felület megnő, de a legnagyobb feszültség nem. A feszültség csak akkor nő tovább, ha már az egész keresztmetszetben elérte a folyáshatárt. Rideg anyagban az alakváltozás feszültségki egyenlítő hatása nem működik. Megmarad a feszültségeloszlás csúcsos jellege és ha ezt az anyag nem tudja elviselni, innen kiindulva az egész keresztmetszet eltörik.



4.23 ábra
Feszültségeloszlás változó keresztmetszetű rúdban

b) A rudat nyomottnak nevezzük, ha a terhelő erők a rúd két végét nem széthúzni, hanem összenyomni akarják. A húzott rúddal hasonlóan egyenes, állandó keresztmetszetű rudat vizsgálunk, amelyet a szimmetriatengelyben ható nyomóerők terhelnek. A feszültségeloszlás itt is homogén, $\sigma = F/A$ nagyságú, iránya párhuzamos a szimmetriatengellyel, de a 4.22 b) ábrán vázoltéhoz képest ellentétes értelmű.

A szívós anyagok húzásra és nyomásra egyformán viselkednek, a megengedhető feszültség mindkét terhelésre azonos. A rideg anyagok (öntöttvas, üveg, beton) a húzást kevésbé bírják, mint a nyomást.

A hosszú karcsú rúd a két végén ható nyomóerők hatására nem marad egyenes, hanem egy kritikus határterhelésnél oldalra kihajlik. A kihajlás hatására a rúdban a fentieknél veszélyesebb feszültségek lépnek fel.

c) A 4.24 ábra nyírásra igénybevett rudat ábrázol. A két egymással szemben ható és egyenlő nagy V nyíróerő az I. és II. jeli rúdrészeket az "A" keresztmetszet mentén el akarja csúsztatni. Az "A" síkon τ feszültségek keletkeznek. A méretezés alapjául szolgáló átlagos értékük

$$\tau = \frac{V}{A} .$$

A keresztmetszet pontjainak a feszültségállapota a 4.20 c) ábrának felel meg, így a redukált feszültség $\sigma_{red} = 2 \tau$.

A fenti összefüggések figyelembevételével a nyírt rudat szilárdságtanilag a

$$\sigma_{red} = 2 \tau = 2 \frac{V}{A} \leq \sigma_{meg}$$

szerint méretezik.

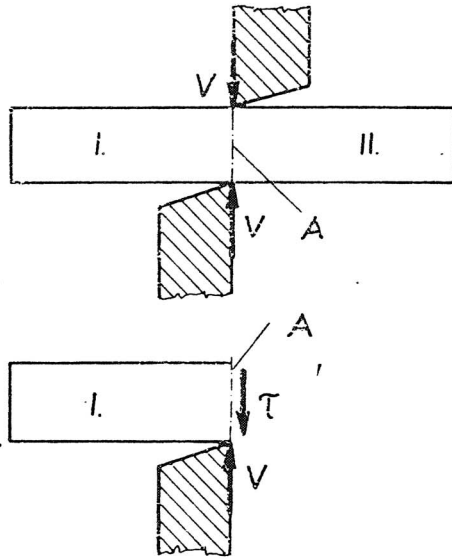
Szokásos az alábbi átrendezés

$$\tau = \frac{V}{A} \leq \frac{\sigma_{\text{meg}}}{2} = \tau_{\text{meg}}$$

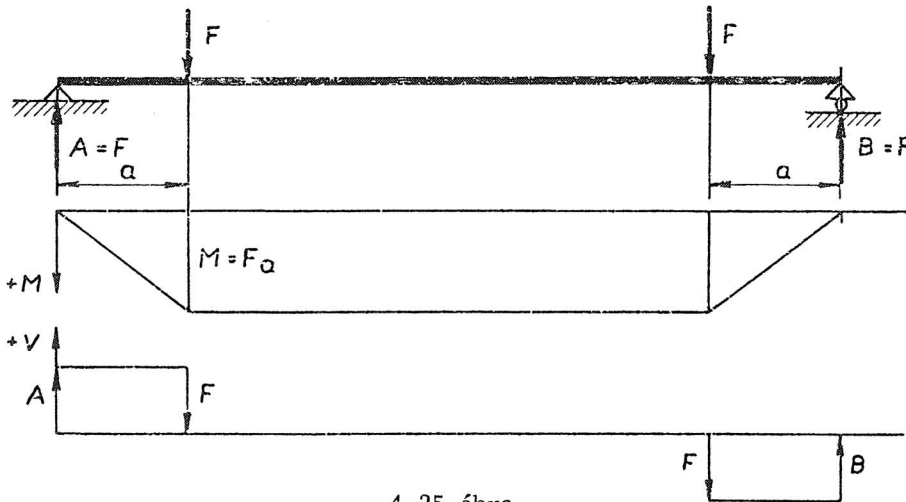
Eszerint a csúsztató feszültség a szigmafeszültség fele lehet.

d) A hajlított rúd törvényszerűségeit az állandó keresztmetszetű, szimmetrikusan terhelt tartó példáján vizsgáljuk (4.25 ábra). A továbbiakban a legegyszerűbb esetet, a vízszintes és függőleges szimmetriasíkkal rendelkező tartót tárgyaljuk. Feltételezzük, hogy az erők a rudat a függőleges szimmetriasíkban támadják. A rudat hosszirányú szálakból állónak képzeljük.

A szimmetrikus terhelés kö-



4.24 ábra
Nyírás



4.25 ábra
Rúd csak hajlítással terhelt szakasszal

vetkeztében a reakcióerők egyenlő nagyok: $A = B = F$. A keresztmetszetek terheléseit a tartó alá rajzolt nyomatéki és nyíróerő ábrák mutatják. A két aktív erő közötti szakaszon a rúd igénybevétele tiszta hajlítás mert a nyíróerő zérus.

A tapasztalat szerint a nyomaték hatására a rúd meghajlik (4.15 ábra). Az eredetileg vízszintes szimmetriasíkot alkotó ún. semleges szálak hossza változatlan marad. Az alsó szálak megnyúlnak, a felsők rövidülnek.

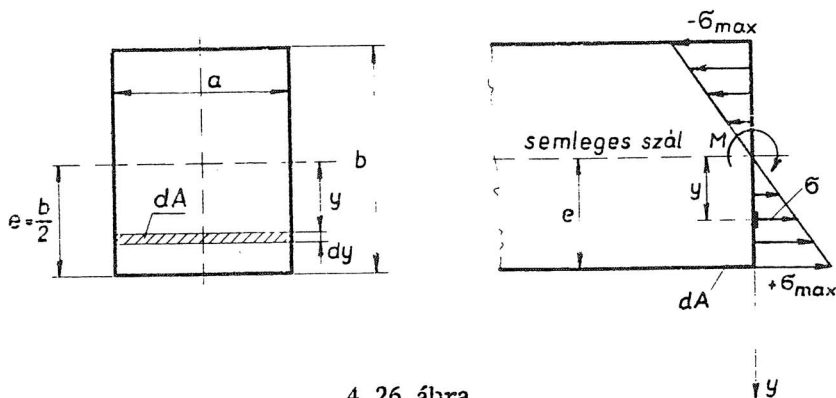
A 4.26 ábra szerint a rudat gondolatban a semleges szálra merőleges síkkal kettévágtuk, a jobboldali részt eltávolítottuk és hatását \mathcal{E} feszültségeloszlással helyettesítettük. A tapasztalat szerint a feszültségeloszlás lineáris. A semleges szálakban nem ébred feszültség. A feszültségeloszlást a

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_{\max} \frac{y}{e}$$

összefüggés írja le.

A keresztmetszetet terhelő M nyomatékkal a feszültségeknek a keresztmetszet semleges vonalára vett nyomatéka tart egyensúlyt. A semleges vonaltól y távolságra levő dA felületelemre $dF = \mathcal{E} \cdot dA$ erő hat. A semleges vonalra vett nyomatéka $dM = y \cdot \mathcal{E} \cdot dA$. Az egyensúlyt kifejező összefüggés a lineáris feszültségeloszlást figyelembe véve:

$$M = \int_A y \cdot \mathcal{E} \cdot dA = \frac{\mathcal{E}_{\max}}{e} \int_A y^2 dA.$$



4.26 ábra
Elemi rúdhossz egyensúlya hajlításnál

A jobboldali integrál értéke csak a keresztmetszet geometriai adataitól függ, melyet a keresztmetszet másodrendű nyomatékának nevezünk és I -vel jelöljük:

$$I = \int_A y^2 dA.$$

A hajlított rúd szilárdsági ellenőrzésekor a legnagyobb feszültség a vizsgált keresztmetszetben:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{I} \cdot e = \frac{M}{\frac{I}{e}} = \frac{M}{K}$$

Itt K a keresztmetszeti tényező ami szintén csak a geometriai adatoktól függ.

A 4.26 ábrán a tartó keresztmetszete a szélességű és b hosszúságú téglalap. A felületelem $dA=ady$, a másodrendű nyomaték:

$$I = \int_{-\frac{b}{2}}^{+\frac{b}{2}} a y^2 dy = \frac{a b^3}{12} .$$

A keresztmetszeti tényező:

$$K = \frac{I}{e} = \frac{2 I}{b} = \frac{a b^2}{6} .$$

Látható, hogy a másodrendű nyomaték és a keresztmetszeti tényező értéke a keresztmetszet elhelyezésétől is függ. Ha a 4.26 ábrán a téglalapot 90° -kal elfordítanánk, a keresztmetszeti tényező jelentősen csökkenne, mert $a < b$. A keresztmetszeti tényező akkor a legnagyobb és a σ_{\max} akkor a legkisebb, ha a nagyobbik oldal merőleges a semleges szálak síkjára.

A különböző keresztmetszetek másodrendű nyomatékát és keresztmetszeti tényezőjét meghatározó képletek kézikönyvekből vehetők ki és az F 4.09 is felsorol néhányat.

Tiszta hajlításkor a semleges szálra merőleges síkban ébredő feszültség egyben az első főfeszültség: $\sigma = \sigma_1$. A többi feszültség zé-

rus: $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. Az állandó keresztmetszetű hajlított rúd szilárd-sági ellenőrzését a legnagyobb nyomatékkal terhelt keresztmetszet szélső szálában végezzük, mert itt ébred a legnagyobb feszültség. A redukált feszültség maximuma:

$$\sigma_{\text{red max}} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_{\text{max}}$$

A 4.25 ábrán a rúd két szélső szakasza keresztmetszeteit a nyomatékon kívül nyíróerő is terheli. A tapasztalat azt mutatja, hogy a tiszta hajlításra levezetett összefüggések itt is használhatók és elegendő külön ellenőrizni, hogy a csúsztató feszültségek várható legnagyobb értéke (τ_{max}) - mely a semleges szálak pontjaiban ébred - kisebb-e τ_{meg} -nél. A legnagyobb csúsztató feszültség négyeszet keresztmetszetre:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{3}{2} \frac{V}{A}$$

körre:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{4}{3} \frac{V}{A}$$

e) A 4.27 ábra terheletlen körkeresztmetszetű rudat ábrázol. A b) ábrán ugyanezt a rudat a két végén ható ellentétes irányú M nyomaték csavarásra veszi igénybe. A rudat a hossz tengelye körül elforgatni akaró nyomatékokat csavaró nyomatéknak nevezzük.

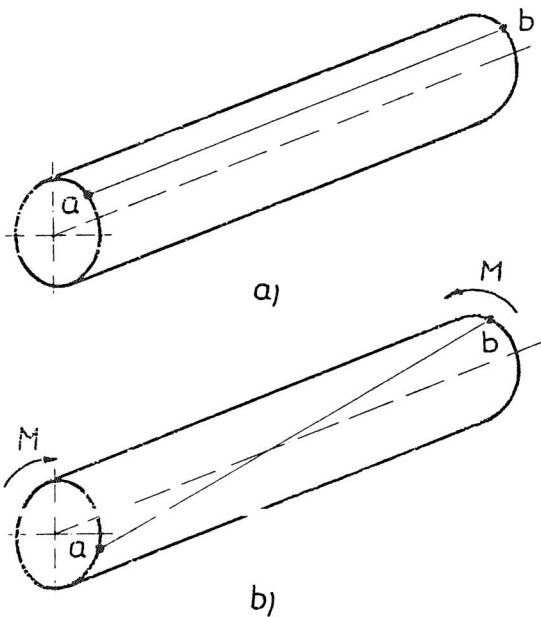
A csavaró nyomaték hatására a rúd keresztmetszetei a hossz tengely körül elfordulnak. Ennek következtében a terheletlen állapotban egyenes ab alkotó csavarvonal alakot vesz fel. A szomszédos keresztmetszetek egymáshoz képesti elcsúszását τ feszültségek gátolják (4.28 ábra). A lineáris feszültségeloszlást a

$$\tau = \tau_{\text{max}} \frac{2r}{d}$$

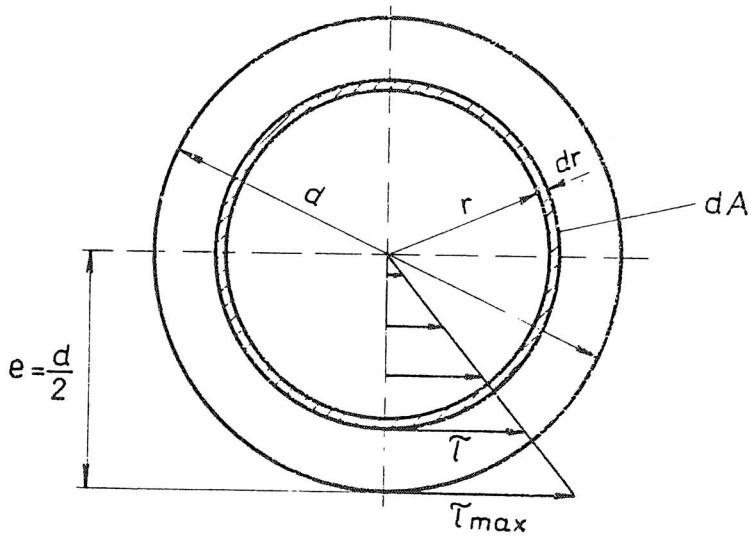
képlet írja le.

Az M csavaró nyomatékkal a csúsztatófeszültségeknek a rúd hossz tengelyére vett nyomatéka tart egyensúlyt. A $dA = 2r \tau dr$ elemi felületen ható csúsztató feszültségek elemi nyomatéka $dM = \tau r dA$. Ezt az egész felületre integrálva és a feszültségeloszlás képletét behelyettesítve, az egyensúlyi egyenlet:

$$M = \tau_{\text{max}} \frac{2}{d} \int_A r^2 dA$$



a) csavart rúd, b) deformáció csavarásnál



4.28 ábra
 τ eloszlása csavarásnál

A jobboldali integrál a keresztmetszet poláris másodrendű nyomatéka:

$$I_p = \int_A r^2 dA.$$

A poláris másodrendű nyomatékot a szélső pontoknak a tengelytől mért $e = \frac{d}{2}$ távolságával osztva a poláris keresztmetszeti tényezőt kapjuk:

$$K_p = \frac{I_p}{e} = \frac{I_p \cdot 2}{d}$$

A legnagyobb feszültség a szélső pontokban ébred. Nagysága az egyensúlyi egyenlethez

$$\tau_{\max} = \frac{M}{I_p} \frac{d}{2} = \frac{M}{K_p}$$

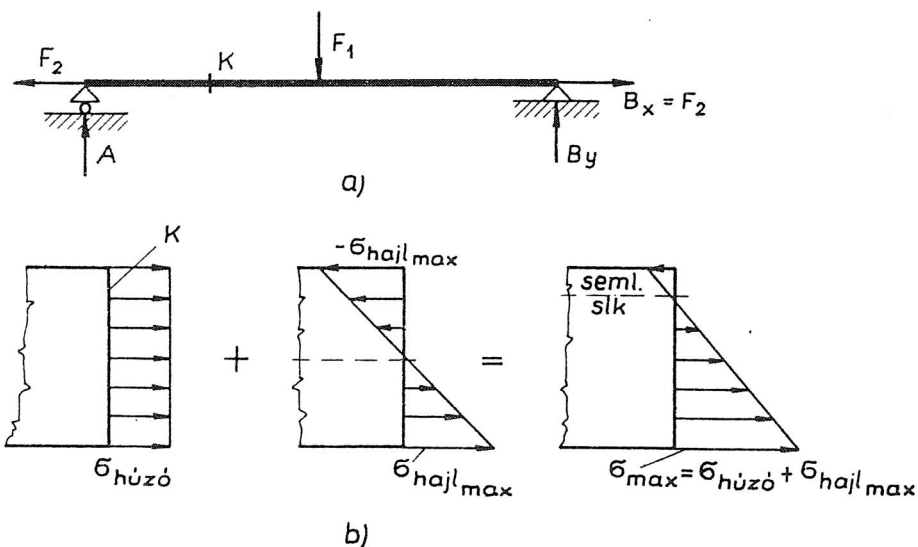
A csavart rúd szilárdsági ellenőrzését a $\tau_{\max} \leq \tau_{\text{meg}}$ feltétel alapján végezzük.

A kör és körgyűrű keresztmetszet poláris másodrendű nyomatéka és poláris keresztmetszeti tényezője az F 4.09 függelékben található.

Egyenes rudak összetett igénybevételei

Ha az elemi igénybevételek közül többhat egyszerre, a rudat összetett igénybevétel terheli. Amennyiben ezekből a keresztmetszetekben azonos jellegű feszültségek ébrednek, algebrailag összegezhetők. Egyirányú összetett igénybevétel lép fel pl. a 4.29 ábrán feltüntetett rúdnál, amely egyidejűleg húzásra és hajlításra is van terhelve. Egy keresztmetszetében a feszültségeloszlást a b) ábrarészen külön kirajzoltuk, feltüntetve a részfeszültségeket is.

Bonyolultabb a helyzet, ha a keresztmetszetben ébredő feszültségek különeműek (σ és τ is ébred). Ez fordul elő pl. akkor, ha a rúd egyidejűleg hajlítva és csavarva is van. Ekkor minden keresztmetszet minden pontjában a 4.20 b) ábrarész szerinti feszültségi állapot adódik, amelyre $\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$.



4.29 ábra
Rúd egyirányú összetett igénybevétele

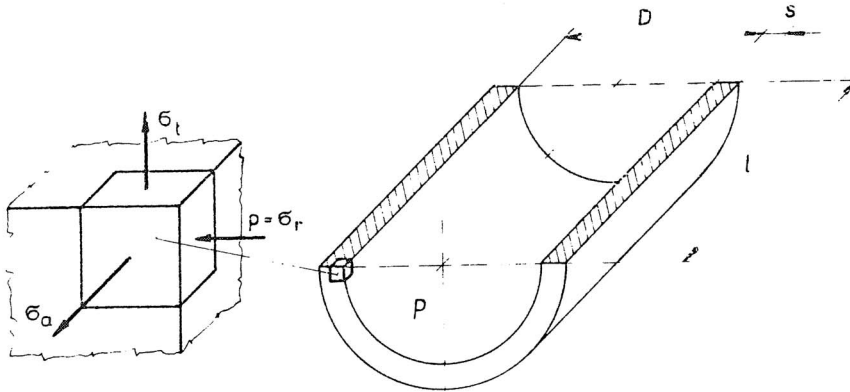
Belső túlnyomással terhelt vékonyfalú hengerpalást méretezése

A műszaki gyakorlatban nemcsak rúd alakú, hanem igen gyakran vékony lemezfalakból készült szerkezetekkel találkozunk. A vegyiparban a csövek, edények ilyen felépítésűek. A speciális problémákra ki nem térve, a belső túlnyomással terhelt vékonyfalú hengeres köpenyek méretezésére az alábbiakban utalunk.

A belső túlnyomás (p) következtében minden meridiánmetszetben (így a vízszintesben is) σ_t tangenciális feszültség ébred, mert a nyomás a köpenyfeleket el akarja egymástól távolítani (4.30 ábra.) A rajzban elhagyott fél rész hatását éppen ezek a σ_t feszültségek képviselik, amelyeket a vékony falban egyenletesen eloszlónak tekintünk. A függőlegesen ható erők egyensúlyát a felfelé ható $F = 2 \cdot s \cdot l \cdot \sigma_t$ és a lefelé mutató $F' = p \cdot D \cdot l$ erő egyenlősége adja. Ez utóbbi közvetlenül adódik abból, hogy a nyomás minden irányban, így függőlegesen is egyenletesen hat, az erre merőleges testfelület pedig $D \cdot l$ nagyságú.

A $2s \cdot l \cdot \sigma_t = p \cdot D \cdot l$ -ből

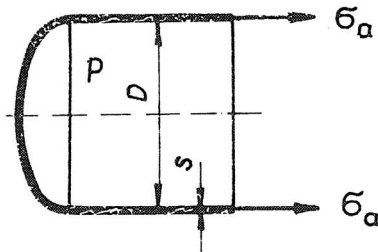
$$\sigma_t = \frac{p \cdot D}{2s} \quad \text{adódik.}$$



4.30 ábra
Hengerpalást fél részének egyensúlya

A belső túlyomáshoz a köpeny végei is le vannak zárva. E lezárásra ható nyomásból a köpenyfalban hosszirányú (axiális) feszültségek ébrednek. A test keresztirányban elvágott fél részének az egyensúlyából (4.31 ábra):

$$p \cdot \frac{D^2 \mathfrak{F}}{4} = s \cdot D \cdot \mathfrak{F} \cdot \sigma_a,$$



4.31 ábra
Egyensúly hosszirányban

mivel a vékony falban a σ_a is egyenletes eloszlású. Ezzel $\sigma_a = \frac{Dp}{4s}$. Sugárirányban $\sigma_r = -p$ feszültség ébred, de ez a másik két feszültség mellett a gyakorlatban elhanyagolható.

A 3 feszültség irányából ill. a kapott értékekből

$$\sigma_1 = \sigma_t, \quad \sigma_2 = \sigma_a \quad \text{ill.} \quad \sigma_3 = \sigma_r \approx 0.$$

Ezzel a körhengerhöz minden pontjára:

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_t = \frac{pD}{2s} \leq \sigma_{meg}$$

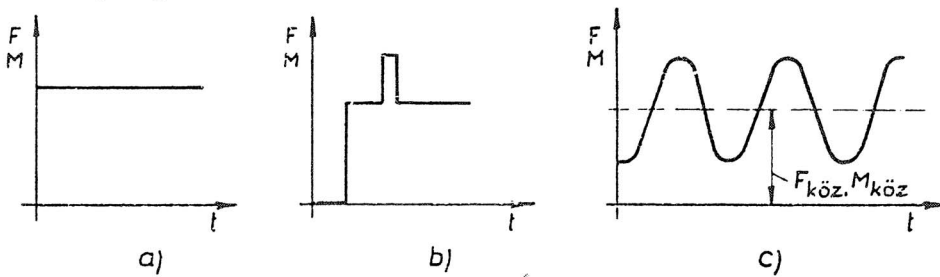
összefüggés érvényes. Ezt

$$s \geq \frac{pD}{2\sigma_{meg}}$$

alakban is írhatjuk, mely így a vékony körhengerpalást falvastagságának számítását mutatja. A képlet elterjedt neve: kazánformula. A különböző vékony forgásfelület falak méretezésére szolgáló - szabványokban rögzített - számítások e képletre épülnek, hozzá igazítva az általunk mellőzött egyéb szempontokhoz.

4.5 MEGENGEDHETŐ FESZÜLTSEGEK MEGVÁLASZTÁSA

A megengedhető feszültségekre elsősorban a mechanikai anyagvizsgálati adatokból következtetünk. Ezeket a szerkezeti anyagokból készített szabványos alakú próbapálcák előírt körülmények között végzett húzó, nyomó, nyíró, hajlító vagy csavaró vizsgálataiból nyerjük. Az igénybevételek időbeli lefolyása jelentősen befolyásolja a szerkezeti anyagok viselkedését. Ezek időben állandók, lökésszerűen fellépők, vagy váltakozók lehetnek (4.32 ábra). Így az anyagvizsgálatok is ennek megfelelő jellegűek.

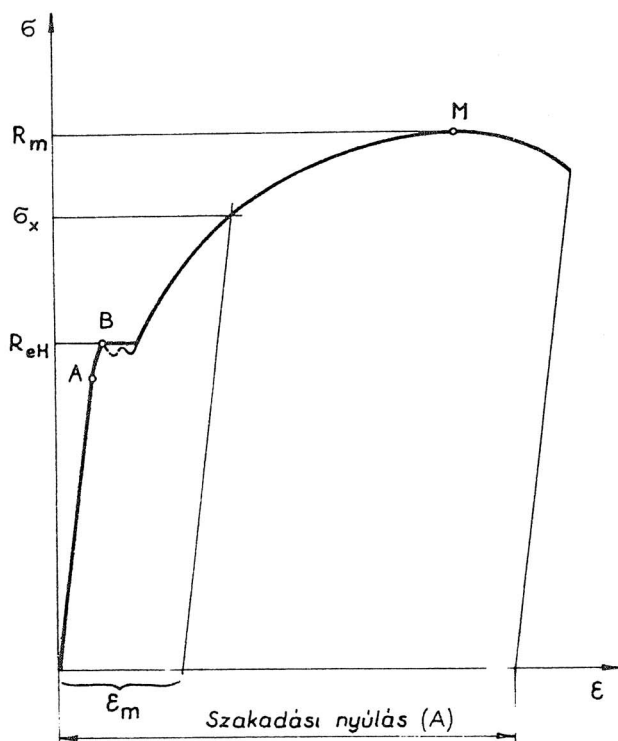


4.32 ábra

a) állandó, b) lökésszerű, c) váltakozó igénybevétel

Az anyagok statikus terhelés alatt mutatott viselkedését a szakítódiagramja jellemzi. Ehhez a 4.22 ábra szerinti kísérlettel jutunk úgy, hogy a próbapálcát terhelését egészen az elszakadásig folytatjuk. A szakítódiagram a keresztmetszetben ébredő feszültségek és a hozzá tartozó

megnyúlások összefüggését mutatja. A vízszintes tengelyre a nyúlás fajlagos értékét visszük fel (neve: teljes nyúlás) és az eredeti hossz %-ában adjuk meg. A leggyakoribb szerkezeti anyag a lágyacél szakítódiagramjának jellegét a 4.33 ábra mutatja. A feszültség kezdetben lineárisan emelkedik, majd a B-vel jelölt pontnál nagymértékű alakváltozás kezdődik. Ezt nevezzük folyáshatárnak. Lágyacél szakítódiagramja a B ponton túl sokszor nem vízszintes, hanem pl. a diagramon szaggatottan bejelölt vonalként adódik. Más fémeknél nem is jelentkezik a folyáshatárt megadó törés, mert e részen a szakítódiagramjuk folyamatosan emelkedő jellegű. Ekkor az előre megállapított nagyságú (pl. 0,2%) alakváltozást adó feszültséget tekintik folyáshatárnak (jele:



4.33 ábra
Lágyacél szakítódiagramja

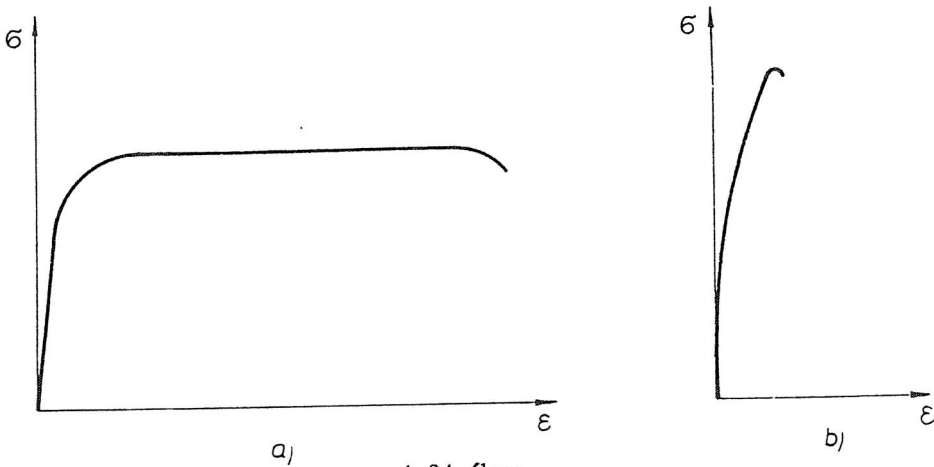
$R_{0,2}$). A pontos mérések azt mutatják, hogy az acél rugalmas viselkedése már a B pont előtt, a rugalmassági határnál (A) befejeződik. Eddig terhelt pálcza az igénybevétel után visszanyeri eredeti hosszát. Gyakorlatilag a B ponton túl - mivel a rugalmas szakasszal párhuz-

zamosan esik vissza a megnyúlás - a test az eredeti alakjánál megnyúltabb marad. (A diagramban feltüntetett σ_x igénybevétel megszűntével ϵ_m alakváltozás marad a próbapálcánál).

Lágyacéloknál a folyáshatár után a feszültség kissé stagnál, majd enyhébben emelkedik, miközben a pálcá teljes hosszában erőteljesen megnyúlik. Az M pont elérése után a próbatest egy vagy több keresztmetszete helyileg elvékonyodik, un. kontrakció kezdődik, majd a pálcá e keresztmetszetben elszakad. Az M ponthoz tartozó feszültséget szakítószilárdságnak nevezzük és R_m -mel jelöljük. A szerkezeti anyagok legfontosabb szilárdsági jellemzői az R_{eH} folyáshatár és az R_m szakítószilárdság. Az elsőnél kezdődik számottevően a maradó alakváltozás, a másodikat elérve pedig elszakad az anyag.

Ugyancsak fontos anyagjellemző az elszakadás pontjához tartozó szakadási nyúlás is. Az anyagjellemzők táblázataiban általában ezt is közlik. Jelölése pl. A_5 (az index a pálcá hossz és az átmérő aránya).

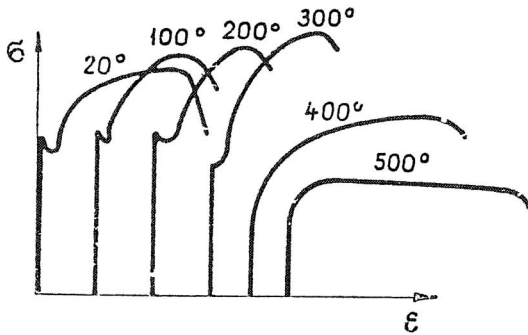
A bemutatott szakítódiagramon az M pont után képlékeny az alakváltozás mert az erőt csökkentve is folytatódott a megnyúlás. Vannak olyan anyagok (pl. edzett acél) amelyek tisztán szívós jellegűek, vagyis a maximális erő elérésekor elszakadnak. A képlékeny anyagok (pl. műanyag, ólom) valamint a rideg anyagok (pl. öntöttvas, üveg) szakítódiagramjának jellegét a 4.34 ábra mutatja. A tényleges szakítódiagramokat összehasonlítva az anyagnak a 4.17 ábra szerinti idealizált visel-



4.34 ábra

a) képlékeny, b) rideg anyag szakítódiagramja

kedésével, a diagramok kezdeti szakaszánál elfogadható egyezést találunk. Ez elsősorban az acélra, mint a leggyakoribb szerkezeti anyagra mondható el.



4.35 ábra
Szakítási diagram változása a
hőfok függvényében

Az anyagok mechanikai tulajdonságait a magasabb hőmérséklet jelentősen lerontja. A lágyacél folyáshatára kb. 200 °C-tól a hőfok függvényében erősen csökken, majd nem is jelentkezik, így értékét a $R_{0,2}$ adja, mint a folyáshatárral nem rendelkező fémeknél (lásd a 4.35 ábrát).

400 °C fölött már ez sem megfelelő anyagjellemző, mert a lágyacélnál kezd fellépni a kúszás (vagy tartós folyás) jelensége, vagyis az, hogy egyre képlékenyebb tulajdonságait a terhelés időtartama is befolyásolja. Ez az állandó terhelés mellett is folytatódó, vagyis képlékeny alakváltozás a különböző fémeknél eltérő hőfoknál jelentkezik. Így pl. a lágy alumíniumhuzal szobahőfokon elszakad bizonyos idő után akkor is, ha R_m -nél kisebb a benne ébredő feszültség.

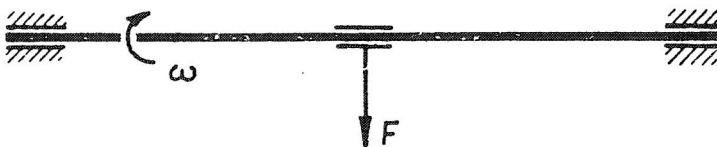
400 °C fölött már ez sem megfelelő anyagjellemző, mert a lágyacélnál kezd fellépni a kúszás (vagy tartós folyás) jelensége, vagyis az, hogy egy-

Mivel a szerkezetek élettartama nem végtelen, főleg magas hőfoknál megengedhető bizonyos mérvű kúszás. Pl. erőművek gőzvezetékénél megengedett az, ha 10⁵ óra után 1%-nál kisebb a maradó alakváltozás. Ehhez a határhoz tartozó feszültség jele $R_{1/10^5}$, neve kúszáshatár (indexe a tekintett időre és a bekövetkező alakváltozásra utal). Esetenként a $R_{1/10^4}$ vagy a $R_{1/1000}$ kúszáshatárt adják meg.

Néhány fontosabb szerkezeti anyag szilárdsági jellemzőit a függelék 4.01-4.06 táblázatai mutatják.

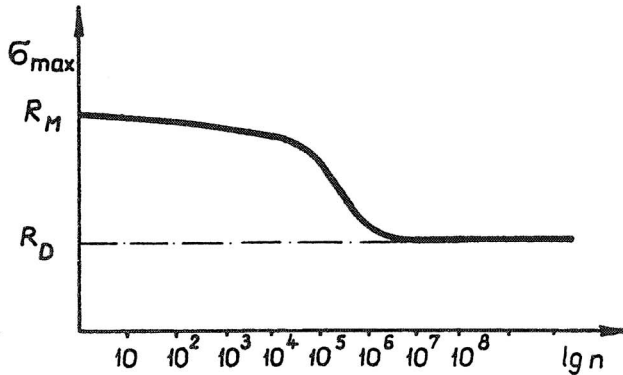
A géptörések nagy részét az anyag kifáradása okozza. Időben változó terhelések hatására az anyag "elfárad" és eltörhet már olyan nagyságú feszültségnél is, melyet kibírna, ha az állandó nagyságú volna.

A kifáradási viszonyokra a statikus terheléssel kapott szakítási diagram adatai már nem jellemzők. Ennek szerepét a kifáradási diagram (Wöhler diagram) veszi át. Időben változó terhelést kap pl. az a próbapálcá, melyet hajlításra veszünk igénybe, de közben forgatjuk is ω szögsebességgel (4.36 ábra). Az ébredő σ feszültségek így szinusz



4.36 ábra
Fárasztó kísérlet

függvény szerint változnak. Wöhler ábrázolta először diagramban a váltakozó terhelések hatásának így kitett azonos próbapálcák szakadását előidéző csúcstesztszűtségeknél és az addigi ismétlődéseknek a számát (4.37 ábra). A terhelések ismétlődési számának logaritmusát jelölve a kis és



4.37 ábra
Kifáradási diagram

a nagy igénybevételi számok is jól kezelhető hosszon ábrázolhatók. A diagram minden pontját egy-egy próbapálcák elszakadása adja. Acélok-nál kb. 10^7 igénybevételi szám fölött már nem csökken a szakadáshoz tartozó feszültség. Ha tehát ez alatt marad az igénybevétel, a pálcák nem fog elszakadni a terhelés akárhány ismétlődésére sem. E határ-feszültség neve kifáradási határ (R_D), amely tehát a váltakozó feszültségek amplitudójának törésre már éppen nem vezető maximális értéke.

Mind a statikus, mind a fárasztóvizsgálatok mind az öt igénybevételi módra elvégezhetők. Mi a statikus vizsgálatok közül csak a húzóvizsgálatot, a változó terheléseknél pedig a hajlítva fárasztó vizsgálatot emeltük ki.

Ha az erő vagy a nyomaték hirtelen éri a testet, (meredek felfutású) de ezután nem változik, dinamikus terhelésről beszélünk. Ezek hatása veszélyesebb mint az időben lassan kialakuló statikus terheléseké. A dinamikus igénybevételeket a statikus anyagvizsgálati adatokra vonatkoztatjuk. Vagyis a dinamikus terheléseket a szilárdsági számításoknál úgy kezeljük, mintha statikus terhelések lennének, csak a fokozott hatásuk miatt nagyságukat megnöveljük. Ha pl. F erő hirtelen terheli a testet, helyette $c \cdot F$ nagyságú statikusan ható erővel számolunk. Itt c az ún. dinamikus tényező, mely $1 \sim 3$ között választható. A gyakorlatban használt néhány dinamikus tényezőt a függelék 4.07 táblázata mutatja.

Szilárdságtanban a megengedhető feszültségeknek kellő biztonsággal a rugalmassági határ alatt kell maradniuk. Erre az illető szerkezeti

anyagának a megfelelő terhelési móddal végzett anyagvizsgálati eredményeiből következtetünk.

A szerkezet anyagát, hőmérsékletét, a terhelés jellegét, az igénybevétel fajtáját stb. tekintetbe véve kiválaszthatók a megfelelő anyagvizsgálati eredmények. Az erre vonatkozó jellemző feszültségek (R_m , R_{eH} stb.) a méretezési alapfeszültségek. Ezekből - kellően megválasztott biztonsági tényezővel elosztva - kapjuk az illető anyagból készült szerkezetre megengedhető legnagyobb feszültségeket. A biztonsági tényező tehát azt mutatja meg, hogy a megengedett feszültség hányszorosa okozna törést vagy káros alakváltozást (elsősorban a szerkezet veszélyes terhelésű helyein).

Néhány gyakorlati esetben acélokra az alábbiak adódnak:

Statikus terheléseknél, ha az üzemi hőfok kb. $-40^\circ \sim +200^\circ\text{C}$ közötti, a méretezési alapfeszültség R_m vagy R_{eH} . Ezekkel

$$\sigma_{\text{meg}} = \frac{R_m}{n} \quad \text{ahol} \quad 4 \leq n \leq 6 \quad \text{vagy}$$

$$\sigma_{\text{meg}} = \frac{R_{eH}}{n_1} \quad \text{ahol} \quad 1,5 \leq n_1 \leq 2 \quad \text{között vehető.}$$

Az utóbbi képlet érvényes $200-400^\circ\text{C}$ között is, a mindenkori hőmérséklethez tartozó R_{eH} figyelembevételével. 400°C fölött a kúszáshatár adja a méretezés alapját $n_2 = 1,1 \sim 1,3$ biztonsági tényezővel.

Minél nagyobb a számítási bizonytalanság, a figyelembe nem vett hatás, annál nagyobb biztonsági tényezőt kell választani.

Váltakozó terheléseknél a szerkezet anyagából vett próbapálcára vonatkozó kifáradási határ a méretezési alapfeszültség. A tényleges szerkezet kifáradási határa ennél kisebb, melyet a test alakja, nagysága és felületi simasága is befolyásol. A váltakozó terheléseknél $n_3 = 1,5 \sim 2$ a biztonsági tényező.

Váltakozó terheléseknél esetleg még előfordulhat az a régebben használt közelítés is, hogy a statikus terhelésre (Wöhler I terhelési esetnek is nevezik) megengedhető feszültségekből következhetnek az egy irányban váltakozó (Wöhler II eset) és az előjelet is váltó (Wöhler III eset) terhelési viszonyokra. Eszerint a terhelés háromfajta jellegére a megengedhető feszültségeket 3:2:1 arány szerint választják.

Gyakorlatban használt közelítés az is, hogy σ_{meg} ismeretében

$$\tau_{\text{meg}} \approx 0,5 \sigma_{\text{meg}} \quad \text{-re vehető.}$$

Gyakran szabványok írják elő, vagy kézikönyvek táblázataiból vesz ki a felvehető feszültségek határait (lásd pl. a függelék 4.08 táblázatát).

Ugyanitt említjük meg azt is, hogy a hegesztett szerkezeteknél mindig a varratokra megengedhető feszültségek a mértékadók. Ugyanis a varrat az általa összekötött részek anyagánál mindig kisebb feszültségeket bír el. Erre az ún. varrat jószágfokkal következtetünk, mely annál jobban megközelíti az 1 értéket, minél biztosabbak a jó varrat elkészítésének a feltételei (jól hegeszthető anyag, kvalifikált hegesztő, hegesztést követő anyagvizsgálat stb.).

Felhasznált és ajánlott irodalom:

1. Dr. Muttnyánszky Ádám: Statika. 8. kiad. Bp. Tankönyvkiadó, 1964.
2. Dr. Muttnyánszky Ádám: Szilárdságtan 3. kiad. Bp. Tankönyvkiadó, 1961.
3. Dr. Vörös Imre: Gépelemek I., Bp. Tankönyvkiadó, 1970.
4. Galgóczy Gábor: Korszerű méretezés 2. kiad. Bp. Műszaki Könyvkiadó, 1962.
5. Szántay Balázs: Vegyipari készülékek szerkesztése 3. kiad. Bp. Tankönyvkiadó, 1964.
6. Dr. Varga László-Szilágyi László: Vegyipari készülékek szilárdsági méretezésének héjelméleti alapjai, Egyetemi jegyzet. Bp. Tankönyvkiadó, 1966.

6. ENERGIAKÖZLŐ GÉPEK ÉS GÉPELEMELK

6.1 TENGELYEK

6.1.1 A tengelyek feladata, kialakításuk, és csoportosításuk

A gépnek azt az alkatrészét, amely forgó alkatrészt, vagy alkatrészeket hord, tengelynek nevezzük.

A tengelyek alakját és méreteit az igénybevételek, az általuk hordozott géprészek alakja, méretei, működése, valamint a szerelési és gyártási követelmények határozzák meg. A tengelyek, a rájuk szerelt és velük kapcsolódó alkatrészek feladata erő- illetve nyomatékátadás.

A tengelyek több szempontból csoportosíthatók (pl. alak, csapágyak száma, stb.).

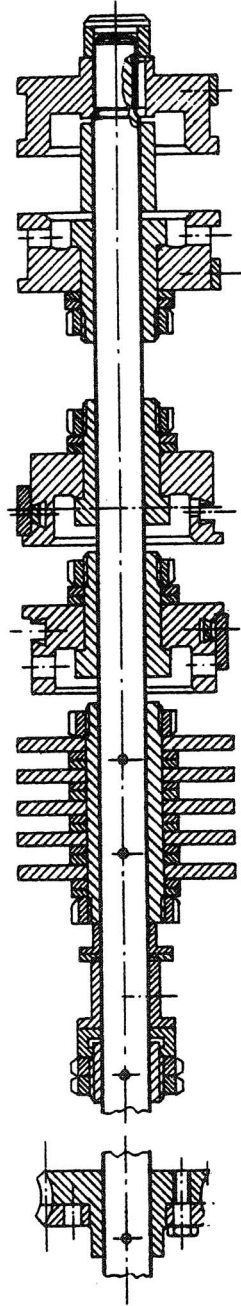
Lényeges szempont a tengely és a rászert alkatrészek egymáshoz viszonyított mozgása. Ha a tengely együtt forog a hordozott elemmel (tengelykapcsolók, ékszíjtárcsa, lendítőkerek, stb.) forgó tengelyről, ha a tengely áll és a hordozott elem forog körötte (kötéldob, gépjárművek kerekai, stb.) álló tengelyről beszélünk. A forgó tengelyek feloszthatók hosszú, állandó keresztmetszetű tengelyekre (6.01 ábra) valamint hosszabb és rövidebb tagolt tengelyekre (6.02 ábra). Külön csoportba sorolhatók a forgattyús (könyökös, görbitett tengelyek (6.03 ábra) és teljesen külön csoportot alkotnak a különleges tengelyek. (Pl. hajlékony tengely, 6.04 ábra). A tengelyek rendszerint tömörek, de súlycsökkentés vagy konstrukciós okok miatt szokásos csőtengelyt is alkalmazni. (6.05 ábra)

A tengely és az agy kötésére szolgáló tengelyszakasz lehet hengeres, rövid, vagy hosszú kúpos végződésű; bordázott vagy különleges kiépítésű (pl. fogazott).

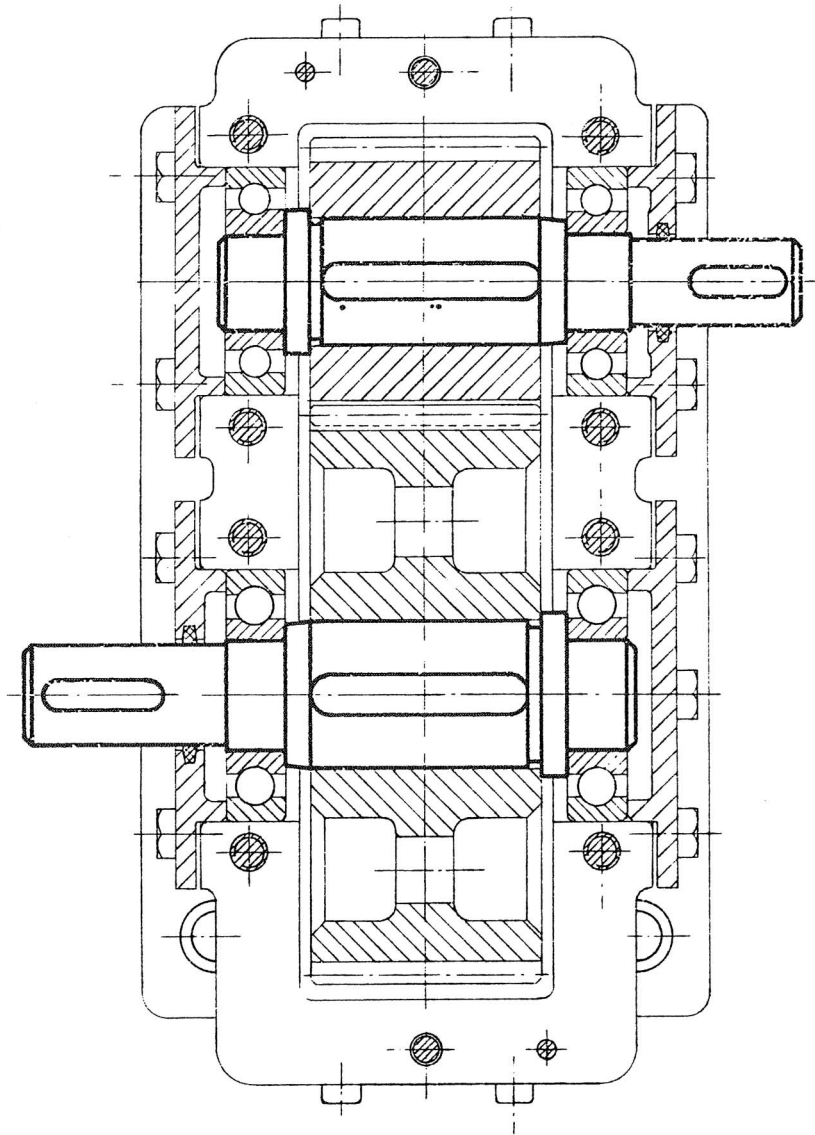
A csapágyazott és illesztett tengelyszakaszok általában körszelvényűek és átmérőjük szabványos.

6.1.2 A forgó tengelyek igénybevételének meghatározása, tengelyek anyaga és méretezésük

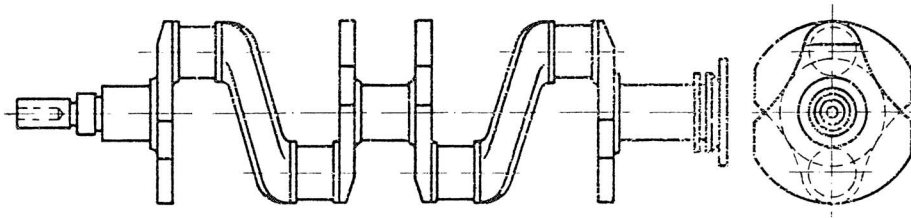
Az igénybevételeket nagy körültekintéssel kell meghatározni. Igénybevételt jelent a tengely saját súlya, a tengelyre szerelt alkatrészek súlya, a kapcsolódó elemekről átadódó erőhatások (pl. fognyomás, szijhúzás), az excentrikusan illesztett elemek centrifugális ereje, az átadott nyomaték. Az erőhatások iránya lehet állandó, törvényszerűen változó vagy előre nem számítható.



6.01 ábra
Hosszu állandó keresztmetszetű tengely (automata vezérlő)



6.02 ábra
Rövid tagolt tengely (Hajtómű)



6.03 ábra
Görbitett tengely

A tengelyek anyaga általában acél, kivételesen szinesfém és öntöttvas is lehet. Alárendeltebb célokra ötvözetlen szénacélokat, egészen nagy igénybevételeknél CrNi acélokat használnak.

A gépgyártásban rendkívül fontos a súlycsökkentés, és ezért fokozódik a nagyszilárdságú anyagok használata. A szerkezeti anyag megválasztásakor a bemetszések iránti érzékenységet is figyelembe kell venni, és nagyszilárdságú anyagokat csak kis feszültséggyűjtő hatások esetén célszerű használni. Különösen fontos a kifáradás elleni helyes kialakítás.

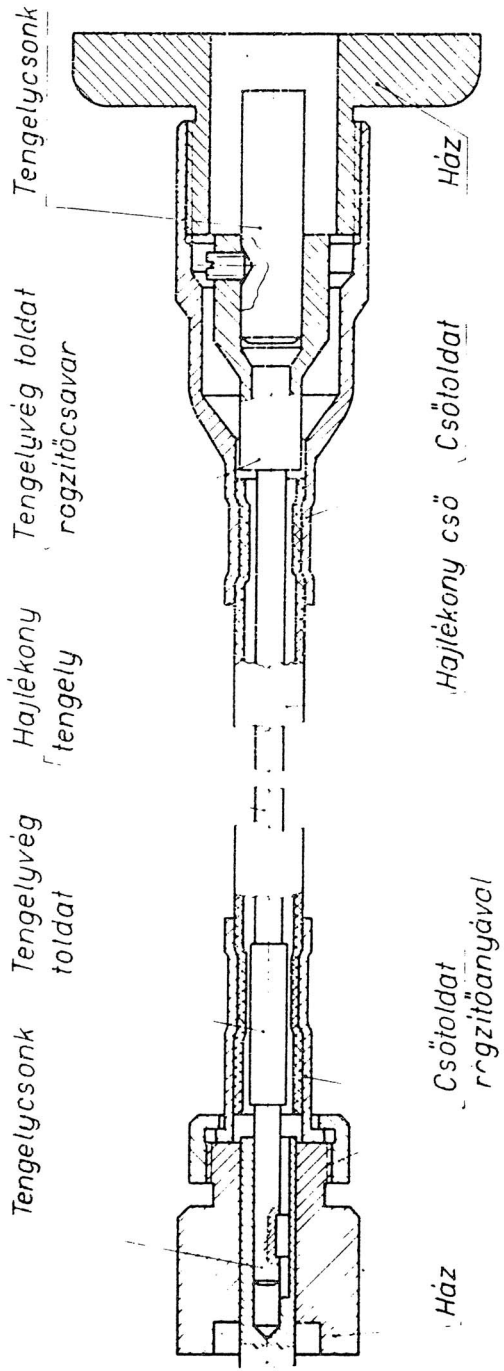
6.2 CSAPÁGYAK

6.2.1 Csapágyak felosztása és műszaki jellemzői

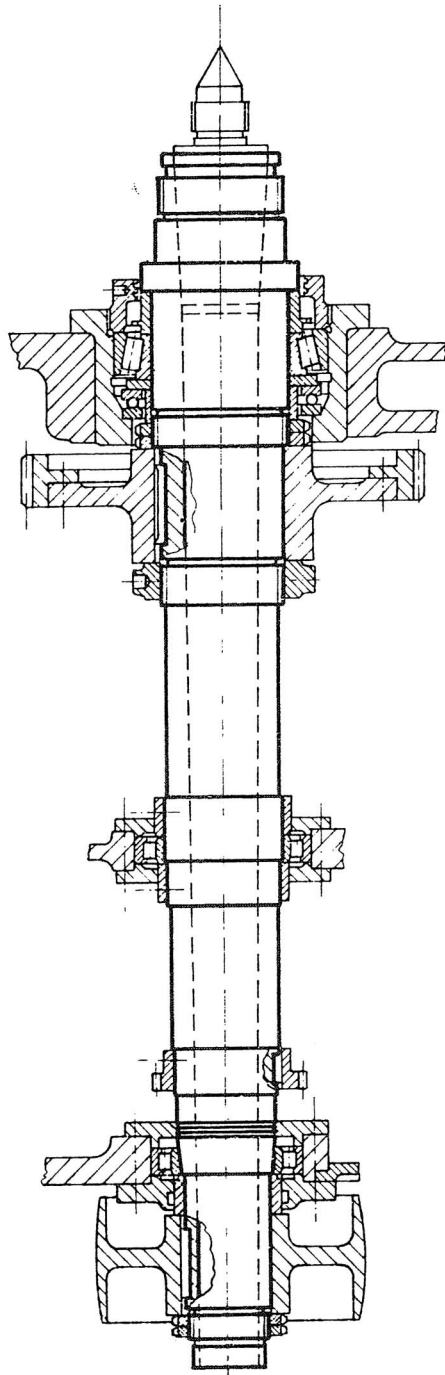
A csapágyak forgó vagy lengő szerkezeti elemek helyzetének és mozgási lehetőségének biztosítására szolgálnak. Kivételüket tekintve lehetnek siklócsapágyak, amelyeknél az egymáson elmozduló felületeket kenőanyagréteg választja el, gördülőcsapágyak, amelyeknél a két futófelület közt gördülőelemek vannak és különleges csapágyak, amelyeket főleg a műszeriparban használnak.

Azokat a csapágyakat, amelyeket elsősorban a tengelyre merőleges erők terhelnek radiális (hordozó) csapágyaknak; azokat, amelyek elsősorban a tengellyel párhuzamos erők terhelnek axiális (támasztó) csapágyaknak nevezzük.

A csapágyak műszaki (üzemi és gazdasági) jellemzőinek ismeretében választhatjuk ki a kitűzött feladat megoldására legmegfelelőbb csapágy típust.



6.04 ábra
Hajlékony tengely

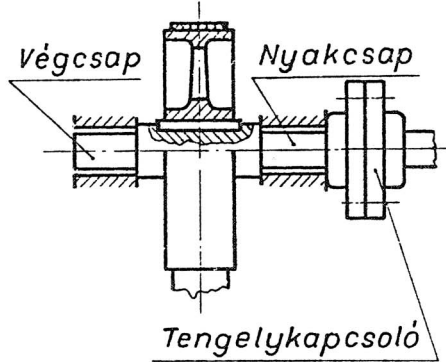


6.05 ábra
Csőrengely (esztergaped főorsó)

6.2.2 Siklócsapágyak felosztása

A) A csapágyra ható terhelés iránya szerint a következőképpen csoportosíthatjuk a siklócsapágyakat:

a) Hordozó vagy radiális csapágyak. Ezen belül a siklófelület alakja szerint beszélhetünk hengeres és kupos csapágyakról. A tengely végénél történő csapágyazás esetén a tengelynek a csapágyazáshoz tartozó részét végcsapnak, vagy homlokcsapnak nevezzük. Ha a tengely a csapágyazás helyén tulnyulik, mert még kap valamilyen terhelést, akkor a tengelynek a csapágyazáshoz tartozó részét nyakcsapnak nevezzük. (6.06 ábra)

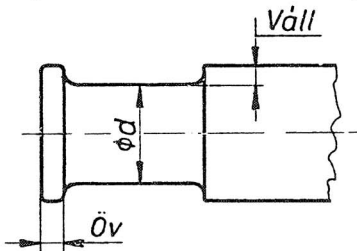


6.06 ábra

Homlok és nyakcsap tengelyen

A csapágy hengeres, ill., kupos siklófelülete csak sugárirányú terhelés felvételére alkalmas. Su-

gárirányú terhelés mellett kisebb tengelyirányú terhelés felvételére is alkalmas az olyan hengeres csapágy, amelynek csapja megfelelő vállal, vagy kétirányú axiális terhelés esetén, vállal és övvel van ellátva. (6.07 ábra), pl. vasuti kocsik tengelyeinél.



6.07 ábra

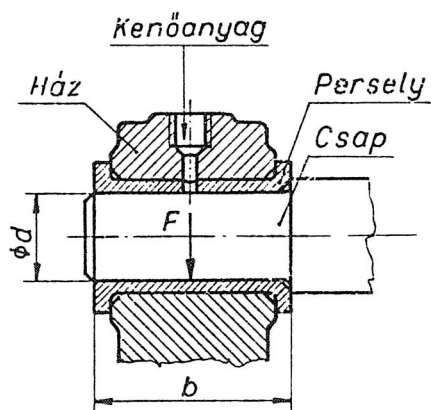
Váll és öv hengeres csapánál

leges átmérőt és a b csapágy szélességet.

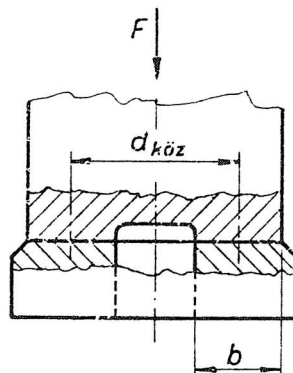
b) Támasztó vagy axiális csapágyak. Egyirányú axiális terhelés felvételére alkalmas támasztócsapágy vázlatát láthatjuk a 6.09 ábrán. Jellemző főméretek: $d_{köz}$ a siklófelület közepes átmérője, b a siklófelület szélessége.

B) A csapágy surlódási, ill. kenési állapota szerint is csoportosíthatjuk a siklócsapágyakat.

a) Száraz surlódással, ill. kenés nélkül működő csapágyak. Ezek kisméretű, kis terhelésű, kis fordulatszámú hosszú üzemszünetekkel működő, csak alárendelt helyeken alkalmazott csapágyak.



6.08 ábra
Hengeres síklőfelületű hordozócsapágy



6.09 ábra
Támasztócsapágy fő méretei

b) Vegyes surlódással működő csapágyak. Általában közepes, vagy kis terhelésű, kis fordulatu, időszakos működésű csapágyak (kenésük általában időszakos zsirkezés, vagy önkenő csapágypersellyel készültek). Vegyes surlódással működnek a nagy terhelésű, kis fordulatu, vagy állandó fordulattírányváltással üzemelő csapágyak is, amelyeknél megfelelő kenés nem tud kialakulni (pl. dugattyucsapszeg csapágya). Száraz és vegyes surlódással működő csapágyaknál általában nagymértékű kopás tapasztalható.

c) Folyadéksurlódással működő csapágyak. Nagy terhelésű, nagy fordulatszámú, állandó üzemi síklőcsapágyaknál feltétlen biztosítani kell a teljes folyadéksurlódási állapotot. Ez a surlódási állapot a legtöbb csapágnál megfelelő konstrukciós kialakítással, megfelelő kenőanyag alkalmazásával nagy fordulatszám-tartományban önműködően kialakul. Ezek a hidrodinamikuss csapágyak. A csapágyak más részénél a síklőfelületek közé megfelelő nyomással préselt kenőanyaggal érjük el a folyadéksurlódási állapotot. Ezek a hidrosztatikus csapágyak. A hidrosztatikus csapágyak napjainkban kezdenek mind szélesebb körben elterjedni.

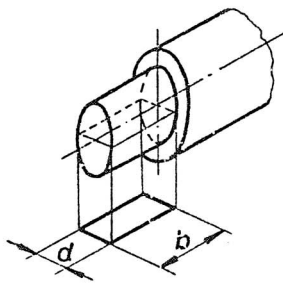
6.23 Síklőcsapágyak súrlódási és kenési viszonyai

Hengeres felületű hordozó csapágyak terhelésének nagyságára jellemzőként a csap vetületének egységére vonatkoztatott terhelést választjuk (6.10 ábra).

$$\bar{p} = \frac{F}{bd}$$

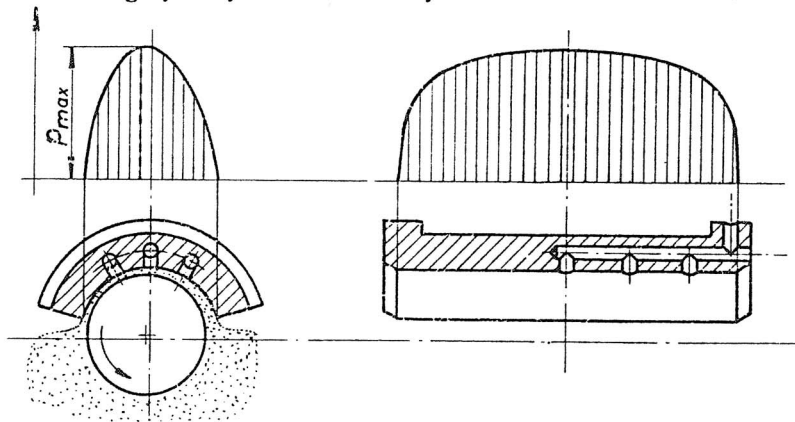
Ez azonban csak a csapágy terhelésének nagyságrendjét kifejező elméleti nyomás. A valóságban mind a csapkerület mentén, mind a csapágy szélessége mentén változó nyomás uralkodik a csapágyban.

Kísérletileg az angol B. Tower határozta meg elsőként a nyomáeloszlást a csapágyban. Kísérletének lényege az volt, hogy a csap alsó fele olajba merült, a felső palástjára pedig F állandó erővel terhelt bronzpersely nehezedett (6.11 ábra). A kísérlet célja különböző állandó értékű csapágyterheléseknél a nyomáeloszlás meghatározása volt. A perselyben levő sugárirányú furatok szolgálták a nyomás mérésére. A tengelyirányú furatokhoz nyomásmérő csatlakozott. A su-



6.10 ábra

A fajlagos csapágyterhelés értelmezése



6.11 ábra

Tower kísérletének vázlatja

gárirányú furatok közül méréskor váltakozva mindig csak egy volt nyitva. A persely fölé megrajzoltuk az észlelt nyomáeloszlás görbét. A kísérletek azt mutatták, hogy a csap keresztmetszete fölött a nyomáeloszlás nem szimmetrikus. A csapközéptől a forgásirányban eltolva jelentkezett a legnagyobb nyomás.

A kísérleti és elméleti vizsgálatok alapján a csap és a persely között kialakult nyomás (6.11 ábra) a következőképpen magyarázható: A forgó csaphoz tapadó viszkozus kenőanyag a mozgás irányában folytonosan szűkülő résbe sodródik. A felületek közé ilyenformán mintegy beszoruló kenőanyag folytonosan megújuló kenőhártyát (kenőfilmet) alkotva felemeli a perselyt a csap felületéről. A fémes érintkezést tehát megszünteti, s így a persely szinte uszik a kenőfilmen, amelyben a terhelés miatt az

ábra szerinti jellegű nyomáscsúrlás alakul ki. Tehát a fémes surlódás helyett a kb. 100-szor kisebb surlódási ellenállást jelentő folyadék-surlódással működik a csapágó.

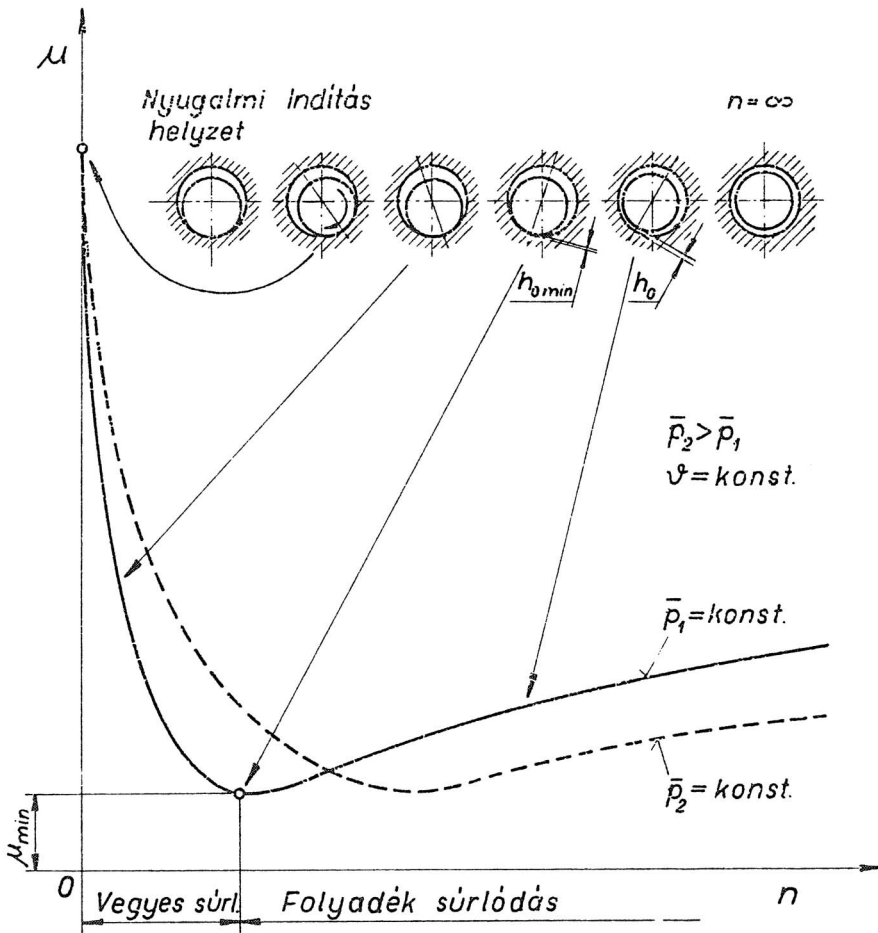
A csap kerületén óbredő surlódási ellenállás

$$F_s = \mu F$$

alakban csapágóknál is kifejezhető. Itt a μ surlódási tényező értéke azonban lényegesen változik aszerint, hogy a csapágóban milyen kenési állapot uralkodik. Stribeck kísérletei szerint adott méretű, adott terhelésű csapágónál a 6.12 ábra szerinti jelleggel változik a surlódási tényező a fordulatszám függvényében. Az ábra jól kidomborítja a csapágóban létrejövő különböző fajta surlódási állapotokat. Indításkor ($n=0$) a felületek között lévő kevés kenőanyag a fémes surlódást csak kis mértékben tudja csökkenteni, ezért a surlódási tényező kb. a száraz surlódásnak megfelelő értékű. A fordulatszám növekedésekor a forgócsap mind több olajat hord maga alá, amely a fémes surlódást csökkenti (vegyes surlódás vagy részleges folyadék surlódás). A fordulatszám további növekedésével olyan fordulatszámhoz érkeünk, amelynél a csap és persely fémes érintkezése megszűnik, a kenőfilmben kialakult hidrodinamikai nyomás már olyan értékű, hogy az olajfilm lebegve tudja tartani a csapot. A surlódási tényező értéke ekkor a legkisebb. További fordulatszám növekedése esetén a surlódási tényező lassan növekszik.

Nagyobb felületi terhelés esetén a 6.12 ábrán szaggatottan ábrázolt görbe szerint változik a surlódási tényező a fordulatszám függvényében. Az észlelt legkisebb surlódási tényező konkrét csapágónál a terhelés nagyságától függően más-más fordulatszámánál jelentkezik, éppen a teljes folyadéksurlódás kezdetén. Stribeck mérései közben azt tapasztalta, hogy μ_{\min} értéke öntöttvas-persely esetében 0,0035, férfém-bélésű persely esetében 0,0017.

A 6.12 ábrán látható a csap és a persely viszonylagos elhelyezkedése is a csapágóban lévő surlódási állapotnak megfelelően. Indításkor a csap a persely felületén felgördül, majd megcsuszva vegyes surlódás alakul ki. A csap a fordulatszám növekedésével egyre több olajat hord az ék alakú részbe, amely a fémes érintkezést fokozatosan megszünteti, ezért a csap lassan visszacsuszik. További fordulatszám növekedésekor a csap és a persely fémes érintkezése teljesen megszűnik, a kenőfilmben kialakult nyomás a csapot az ellenkező oldalra áttolja. A persely és a csap közötti rész (h_0) is növekszik. Végtelen nagy fordulatszámánál a persely és a csap elméletileg koncentrikusan helyezkedik el.

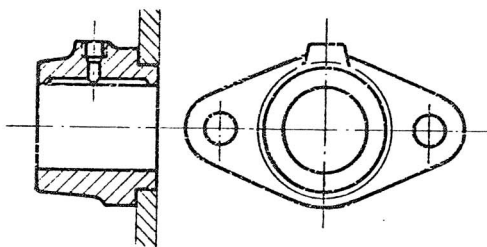


6.12 ábra

A surlódási tényező változásának jellege hengeres felületű hordozócsapágnál a fordulatszám függvényében

6.2.4 Radiális (hordozó) siklócsapágy szerkezetek

Osztatlan csapágyak. A legegyszerűbb osztatlan hordozócsapágyak a lemezoldalra felerősíthető pajzscsapágyak. Két felerősítőcsavaros megoldást a 6.13 ábrán láthatunk. Anyaga öntöttvas. Kis terhelések esetén persely nélkül, nagyobb terhelések esetén bronzpersellyel készül. A perselyt H8/s7-es illesztéssel rögzítjük a házba. A megengedettnél nagyobb kopás után a perselyt cserélhető.



6.13 ábra
Pajzscsapágy

A 6.16 ábra villamosgép gyűrűskenésű pajzscsapágyának egy megoldása. Ezeknél a csapágyaknál az osztatlan kenőgyűrű beszerelése a csapágyon felül levő hosszukás nyíláson keresztül történik.

Osztott kivitelű csapágyak. Siklócsapágyaknál a szerelhetőség sok esetben megköveteli, hogy a csapágyat osztott kivitelben készítsük. Némely esetben az egyik félpersely el is hagyható (pl. vasuti kocsi csapágyánál.) Más esetben a kopás utánállítás miatt a perselyt kettőnél több részből készíthetjük (pl. dugattyus gép főcsapágyához).

Merev perselyű osztott kivitelű csapágyak. A 6.17 ábra merev perselyű osztott csapágy szerkezetet mutat. Az osztás síkja a terhelés irányára merőleges. A persely a házba lépcsőzetesen illeszkedik, hogy esetleges oldalirányú erőt felfoghasson. Jó, ha a perselyt a fedél teljesen körülöleli. Ha a persely b szélessége nagy, a megmunkálendő felületek csökkentésére munkalécet alkalmazhatunk. Ilyen esetben, mivel a ház és a persely érintkező felületét lecsökkentjük, a csapágy kisebb természetes hűtésével kell számolnunk.

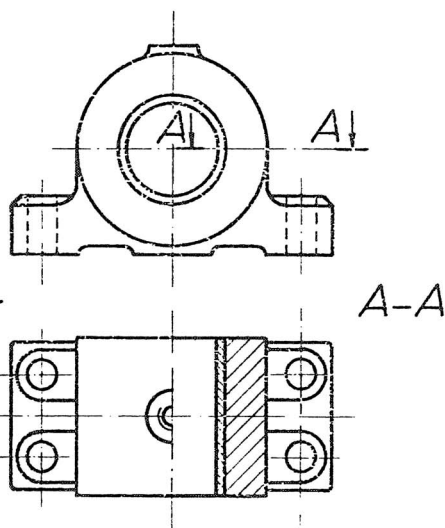
A csapágyfedél a csapágytalphoz ívelt vagy egyenes lépcsővel illeszkedik. Az egyenes lépcső megmunkálása gyalulással történik. A fedél és a talp összeerősítése a talp kiképzése szerint történhet tölcsávarokkal, kalapácsfejű csavarokkal (6.18 ábra), vagy négylapfejű csavarok segítségével.

A 6.19 ábra csapágyfedél képies rajza.

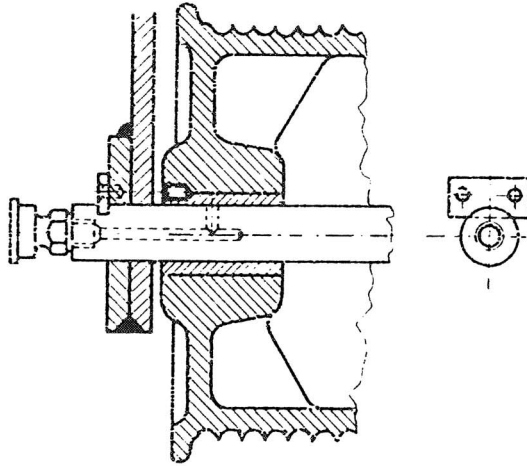
Szintén egyszerű osztatlan csapágy az álló kivitelű szemcsapágy (6.14 ábra)-

Pajzscsapágy és szemcsapágy esetében a ház anyaga Öv.14, a persely anyaga Vöt-5, indokolt esetben Bz-ö 12.

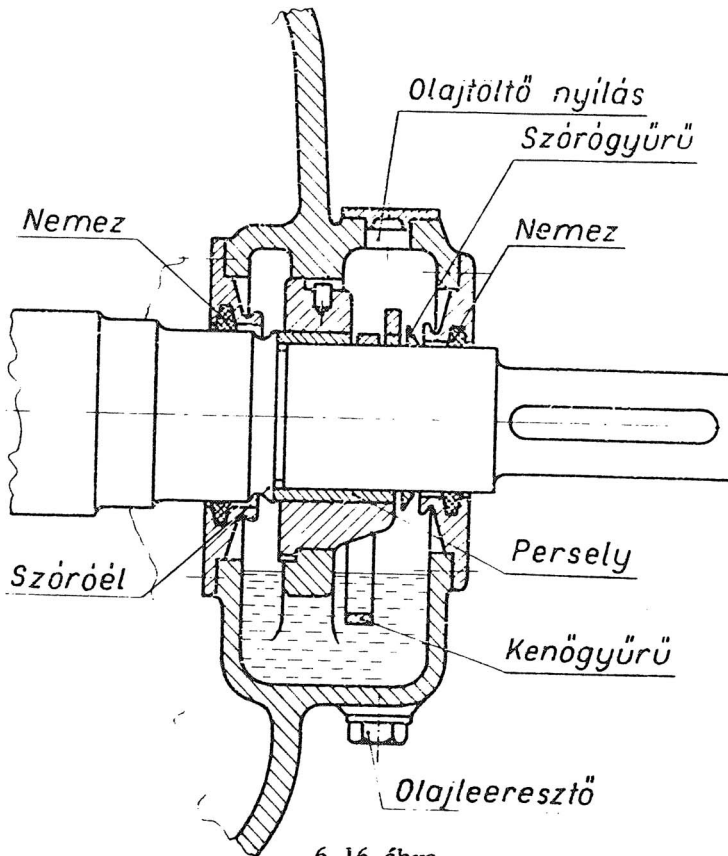
A 6.15 ábrán kötéldob csapágyazását láthatjuk. A tengelyt tengelyfogóval elfordulás ellen biztosítjuk. Kenés a tengely furatán keresztül a zsirzószelece vagy zsirzóprés segítségével történik.



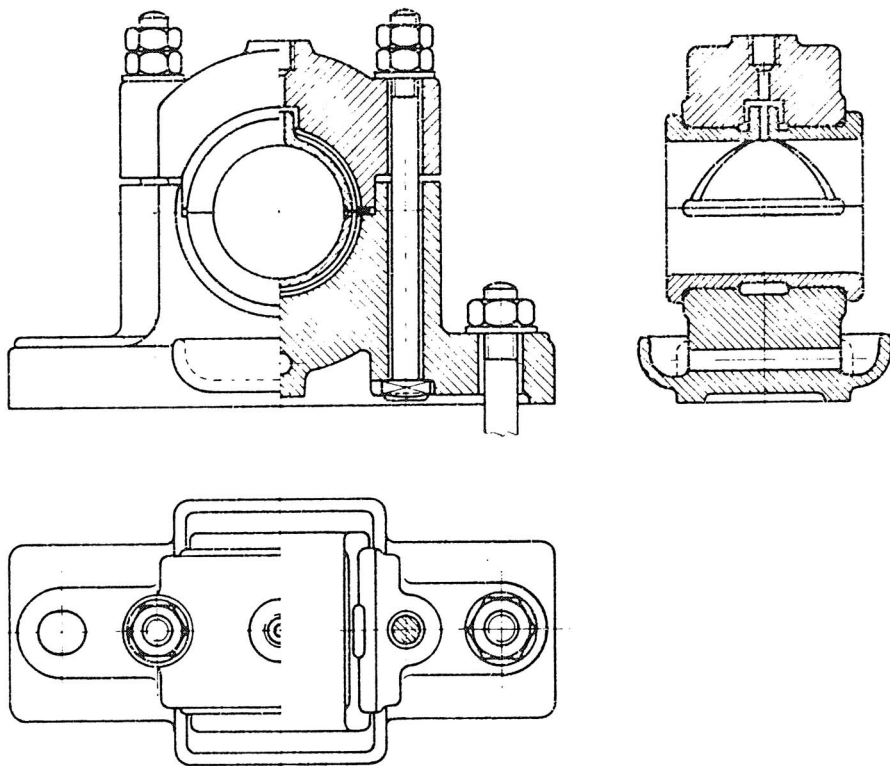
6.14 ábra
Szemcsapágy



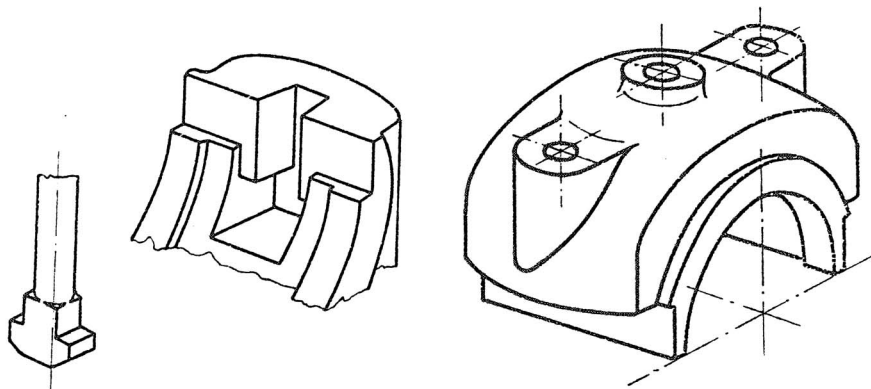
6.15 ábra
Kötéldob csapágya



6.16 ábra
Villamosgép nemeztömítéssel védett pajzscsapágya

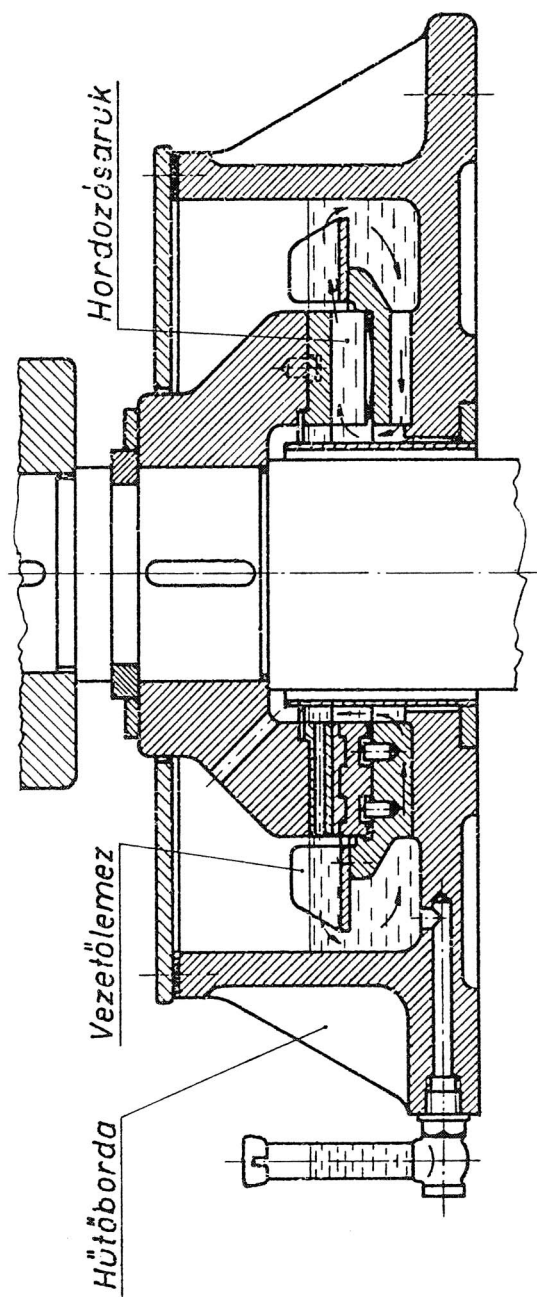


6.17 ábra
Merev perselyű osztott csapágy



6.18 ábra
A csapágyház kiképzése fedélle-
szorító kalapácsfejú csavar ré-
szére

6.19 ábra
Csapágyfedél egyenes lép-
csővel



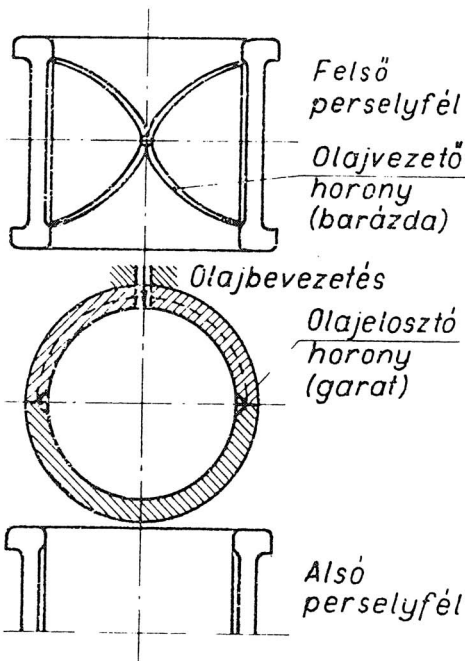
6.20 ábra
Michell-csapágy függőleges tengely ágyazására

6.25 Axiális (támcsapágy) szerkezetek

Nagy axiális terhelések siklócsapágyainál a tengelyre erősített váll homlokfelülete a csapágyházban körben elhelyezett - a vállhoz megfelelő szögben automatikusan beálló - szegmensekre támaszkodik (6.20 ábra). E szegmensek fölött kialakuló szűkülő rések - a radiális csapágyak kenési viszonyaihoz hasonlóan - teljes folyadéksurlódást létesítenek.

6.26 Siklócsapágyak kenése

A csapágy siklófelületeit úgy kell kialakítani, hogy az a lehető legjobban elősegítse az összefüggő hordozóképes kenőfilm kialakulását. A kenőanyag bevezetésére és elosztására a perselyben furatot és hornyokat készítünk (6.21 ábra). Hidrodinamikusan hordozócsapágyaknál -



6.21 ábra
A siklófelület kialakítása

ha a tengely forog, a persely áll, és a terhelés iránya állandó - akkor a terhelt perselyfélre nem szabad hornyot készíteni, mert az megzavarja az összefüggő kenőhártya kialakulását.

Forgó tengely, álló persely esetén ha a terhelés a tengellyel együtt körbeforog - a persely felületén tengelyirányú hornyot ne készítsünk, hanem a csap felületén készített hornyokkal valósítsuk meg a megfelelő kenőanyagelosztást.

Szintén a csap felületén készített hosszanti hornyokkal oldjuk meg a kenőanyagelosztást abban az esetben, ha a tengely áll, a persely forog és a terhelés iránya állandó. Ilyenkor a kenőanyagot a tengelyen keresztül vezetjük be és a persely felületén egyetlen hornyot sem készítsünk.

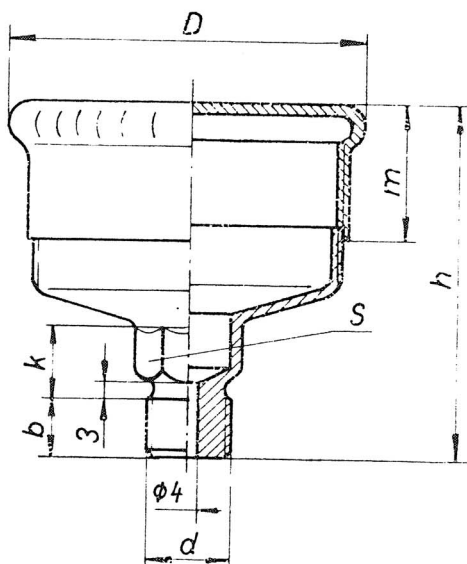
A kenőanyagelosztó horony felülete jól simuljon a siklófelülethez, hogy már a bevezetésnél biztosítva legyen az olaj lamináris áramlása.

A persely szélénél az élt le kell kerekíteni, hogy a persely és a csap nem párhuzamos volta, vagy a csap lehajlása miatt esetleg előálló élnyomás értéke minél kisebb legyen s a berágódást elkerüljék.

A kenőanyag bevezetésére szolgáló szerkezetek aszerint változnak, hogy milyen a kenőanyag fizikai tulajdonsága. A szobahőmérsékleten szilárd kenőzsírok bevezetésére más szerkezeteket használunk, mint kenőolajok esetében.

Kenőzsir bevezető szerkezetek

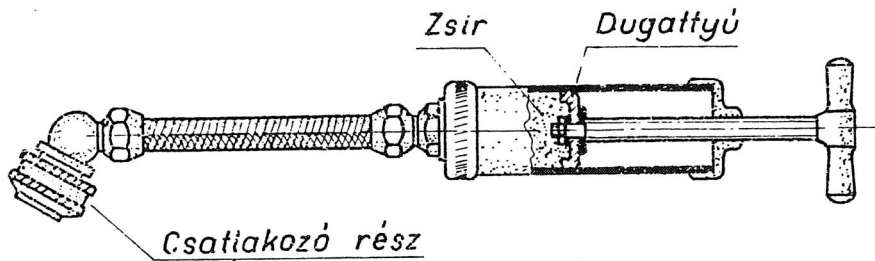
1. Zsírzszelence (Stauffer zsírzszelence, 6.22 ábra). Két részből áll, a kenési helyre becsavarozható alsó részből és a zsir tárolására alkalmas szelencéből. Időnként, a szelencének az alsó részre történő tovább csavarásával zsirt préselhetünk a siklófelületek közé. A meghúzáskor elérhető nyomás azonban elég kicsi, ezért előfordulhat, hogy üzemszünetek alkalmával a siklófelületek közé száradt zsirt nem tudjuk vele kisajtolni. A zsírzszelence alkalmazásának hátránya ezenkívül a nagy helyszükséglete. A zsírzszelence szabványos méreteit az MSZ 373 szabványban találjuk.



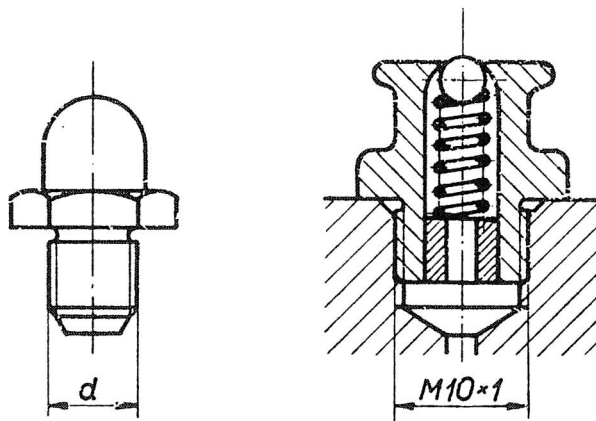
6.22 ábra

A Stauffer zsírzszelence (mélyhuzott kivitel)

2. Zsírzóprés. Zsírzóprés (6.23 ábra) alkalmazása esetén lényegesen nagyobb nyomással tudjuk bepréselni a kenőzsirt, mint a Stauffer zsírzszelencével. A kenendő helyre egy kis méretű zsírzó gombot helyezünk, amely tulajdonképpen egy golyós visszacsapó szelep (6.24 ábra). A megtöltött zsírzóprésrel vagy pisztollyal időnként ezen keresztül nyomunk kenőzsirt a siklófelületek közé. Kenőzsir adagolásakor a zsírzópisztoly homoru csatlakozó részét a zsírzógomb domboru csatlakozó részéhez nyomjuk, majd a dugattyút mozgatjuk. Zsírzóprés használata esetén a prés csatlakozó részének megfelelő peremes zsírzógombot (6.24 ábra) használjuk, hogy a csatlakozó rész a gombra felerősíthető legyen.



6.23 ábra
Zsirzóprés



6.24 ábra
Zsirzógomb

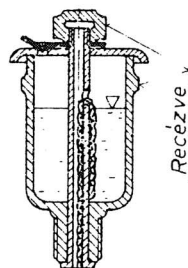
Zsirzóprés alkalmazása esetén zsirkenés nehezen hozzáférhető helyeken is megvalósítható.

Kenőzsir alkalmazásakor a csapágyból kiszajtolódó zsir a tengelyen megtapadva megakadályozza a szennyezőanyagok bejutását a csapágyba. Ez a zsirkenésnek nagy előnye.

Kenőolajbevezető szerkezetek

Folyékony kenőanyag alkalmazása esetén folytonosan és állandó térfogatáramlással kell a kenőanyagot a siklófelületek közé vezetni. Biztosítani kell lehetőség szerint a kenőolaj minél kevesebb veszteségét és minél kisebb szennyeződését.

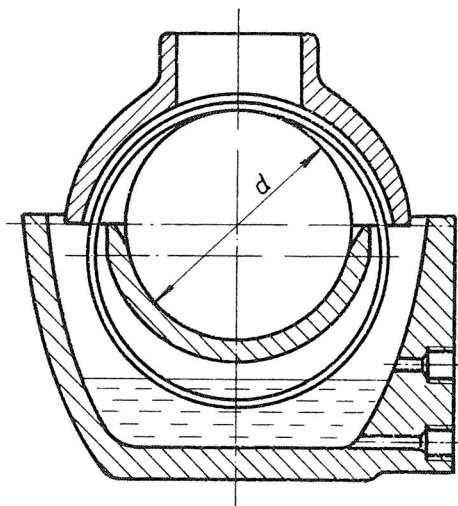
1. Kanócos olajozás. Kis szükséges olajmennyiség esetén a legegyszerűbb kenőolajbevezetési mód. Megoldását a 6.25 ábrán láthatjuk. A szelence közepén elhelyezett rézcső furatán átvezetett pamutból vagy gyapjuból készült kanóc szivornyahatásával szivattyuzza át az olajat a szelencéből a kenendő felületre.



6.25 ábra
Kanócos olajozó

2. Csepegtető olajozás. Kis olajszükséglet esetén biztos olajbevezetést ad a Henry-féle csepegtető olajozó (6.26 ábra). Az üvegből készült tartályból szabályozható túszelepen keresztül cseppekben kerül az olaj a kenendő felületre. A cső végén levő menetes kupak forgatásával a túszelep s ezzel együtt az olajmennyiség szabályozható. Üzemszünet esetén a felső fej lefordítható s ilyenkor a rugó a túszelepet zárja.

3. Gyűrűs kenés. Zárt csapágyházban a folyadéksurlódáshoz elegendő olajszállítást tudunk megvalósítani merev, ill. laza kenőgyűrű alkalmazásával. Laza kenőgyűrűs kenésnél (6.27 ábra) a ház alsó része olajtartályként van kiképezve. A csapnál nagyobb átmérőjű kenőgyűrű



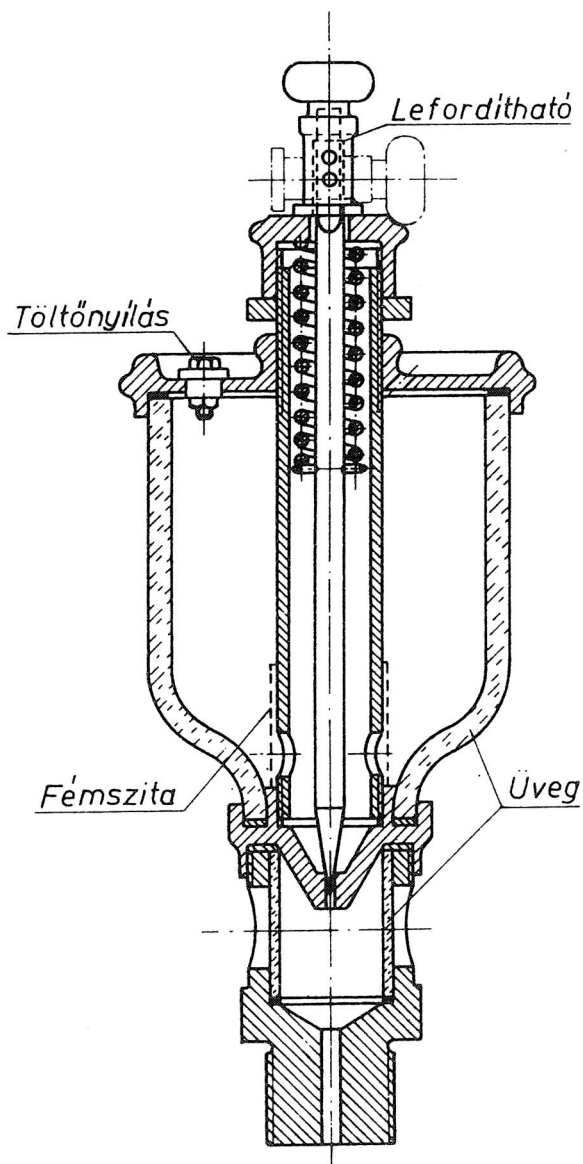
6.27 ábra
Laza kenőgyűrűs kenés

belső felületével gördül a forgó csapon s mivel alul olajba merül a rátapadt kenőanyag egy részét a csap felületére hordja. A kenőgyűrű szabad mozgásához a házban, ill. a perselyben megfelelő üreget kell készíteni. A kenőgyűrű csak olyan mértékig merülhet az olajba, hogy mozgása kevésbé fékeződjön.

Merev kenőgyűrűs kenés elvi vázlata a 6.28 ábrán látható. Itt a kenőolajat a tengelyre mereven rögzített (vagy a tengelyre esztergált) gyűrű hordja fel. A gyűrűről a gyűrű profiljához simuló perem (pl. profilos lap) az olajat leválasztja és az olajvezető horonyba tereli.

4. Központi kenőberendezés. Több kenési hely kenőolaj ellátását általában központi kenőberendezéssel oldjuk meg. A kenőolajat megfelelő csővezetékrendszeren keresztül dugattyus szivattyúval vagy fogaskerék-szivattyúval nyomjuk a kenési helyekre.

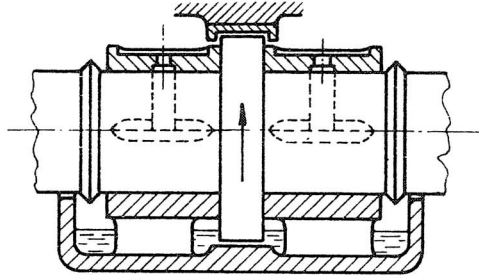
Ha egy szivattyúval több kenési helyre nyomunk olajat, fennáll annak a veszélye, hogy egyes helyeken vezetékdugulás miatt a kenés ki marad.



6.26 ábra
Henry-féle csepegtető olajozó

Ezt a hátrányt a Bosch-féle központi olajozó szivattyú kűszöbűli ki. A Bosch szivattyú ugyanis annyi kis dugattyús szivattyút egyesít, mint amennyi a kenési helyek száma, s így lényegében minden kenési helyhez külön szivattyú áll rendelkezésre.

Egy központi olajozó berendezés a szivattyún kívül egyéb berendezéseket is magában foglal (olajtartály, olajsűrű, olajhűtő stb.). Példaként a 6.29 ábrán egy gőzturbinával hajtott villamos generátor csapágyainak központi kenőberendezését ábrázoltuk vázlatosan.



6.28 ábra
Merev kenőgyűrűs kenés

6.2.7 A gördülőcsapágyak általános tulajdonságai és felosztása

Tengely csapjainak ágyazásánál a biztos vezetés mellett a legfontosabb feladat a fémnek fémen való elcsusztatásához szükséges erő lehetőség szerinti csökkentése. Siklócsapágyak esetén a feladatot a csapágy és a tengely közé iktatott olajhártyával oldják meg. Gördülőcsapágyaknál ugyanezt, a csap és ágya közé helyezett gördülőtestek sorával, vagy soraival lehet megvalósítani. E gördülő testek lehetnek gömbök, hengerek (tűk), csonka kupok, vagy hordó alakú testek.

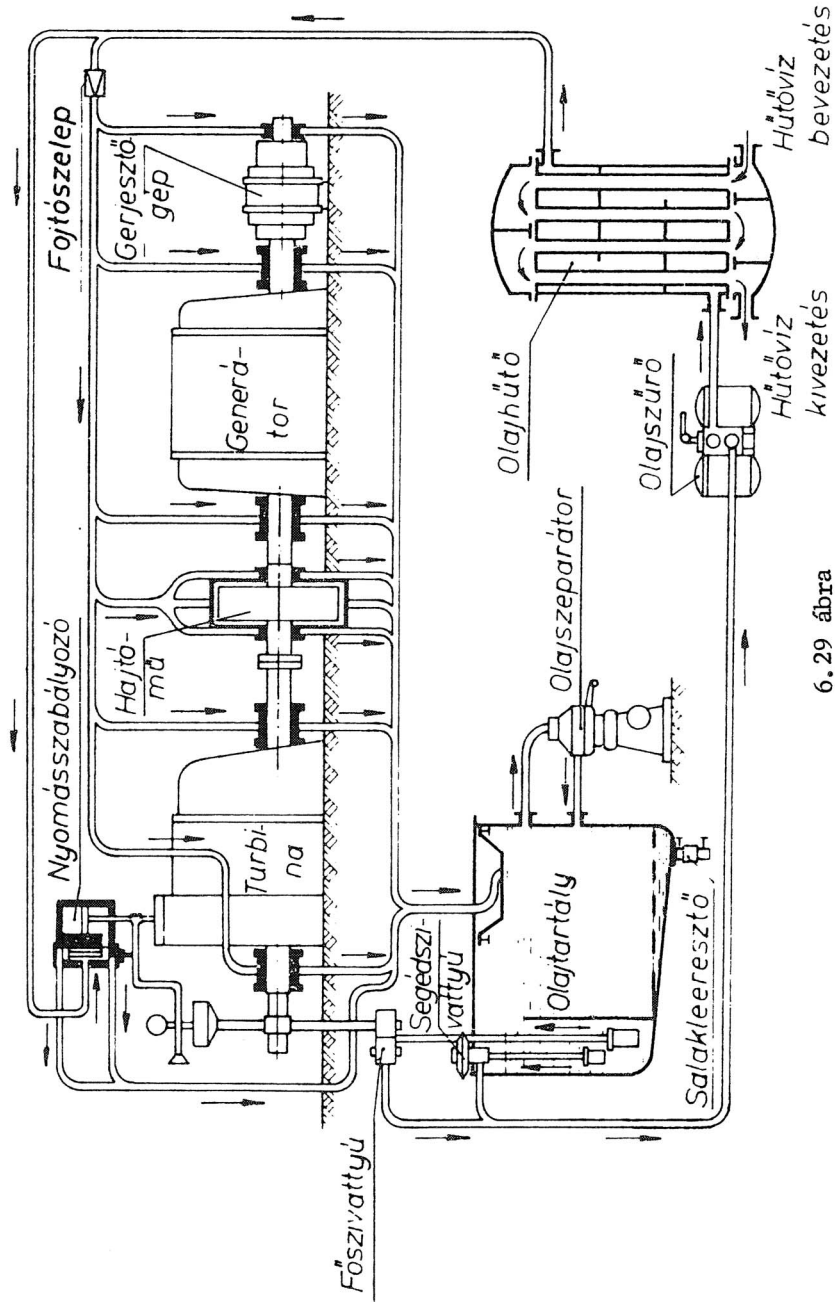
Általánosságban a gördülőcsapágyakat a terhelő erők iránya szerint osztályozzuk és ezzel két nagy csoportot kapunk: a radiális (hordozó) és az axiális (támasztó) csapágyak. Vannak olyan csapágyak, amelyek mindkét feltételnek eleget tesznek (pl. kupgörgős csapágyak).

Más felosztásban a szerkezeti kialakítás szerint lehetnek a gördülő testek gyűrűk között elhelyezve, ezek a gyűrűs csapágyak, míg a tár-csák között elhelyezett gördülőtestekkel képezzük a tár-csák csapágyakat.

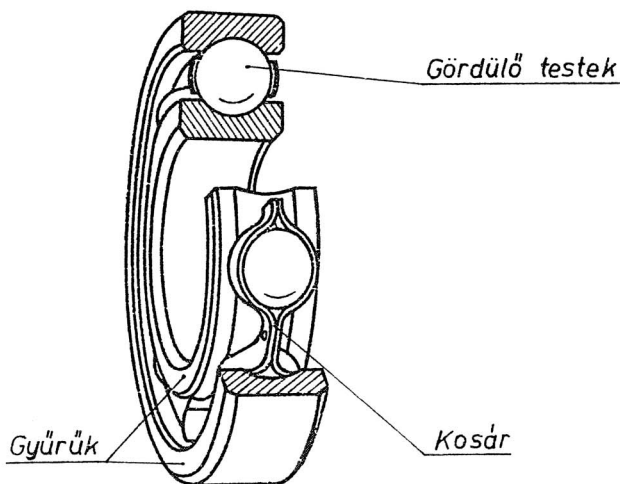
A gördülőcsapágyak részei: belső- és külső gyűrűk vagy tár-csák, a közéjük elhelyezett gördülő testek és e gördülő testeket megszabott távolságban tartó kosár (6.30 ábra).

A kosár beépítése azért szükséges, hogy a gördülő testek egymással ne érintkezzenek. Érintkezésük ugyanis a gördülő testek elfordulását bizonytalaná tenné és a surlódási viszonyokat lerontaná. A kosár anyaga acéllemez, könnyűfélemez, vagy műanyag. A gyűrűknél és gördülőtesteknél lágyabb anyagból készülnek, hogy inkább a teherviselésben részt nem vevő kosár kopják.

A gyűrűk és tár-csák anyaga edzett króm- vagy krómnikkel acél. Vastagfalú csőből esztergálják, edzik, csiszolják és tűkrösítik.



6.29 ábra Gőzturbinával hajtott villamos generátor központi kenőberendezése



6.30 ábra
Gördülőcsapágy látszati képe

A gördülő testeket köracélból sajtolás, sorjázás, edzés előtti köszörülés, edzés, válogatás és tükrösítés útján állítják elő.

A gördülőcsapágyak gyártása rendkívül nagy pontosságot, korszerű technológiát igénylő jellegzetes tömeggyártás.

6.2.8 Radiális (gyűrűs) gördülőcsapágyak

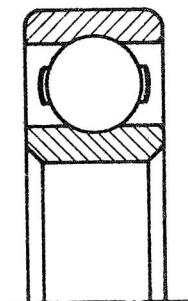
Minden gördülőcsapágy választásakor első feladat annak a tengely-csapnak a méretezése, amelyre a csapágy kerül. Ennek átmérője szabja meg elsősorban a csapágy geometriai méreteit. Csapágykatalógust vizsgálva kiderül, hogy egy-egy belső átmérőre különböző teherbirású csapágyak készülnek: nagyon könnyű, könnyű, középnehéz, nehéz, valamint keskeny, széles, stb. gördülőcsapágyak.

Radiális (gyűrűs) csapágyak

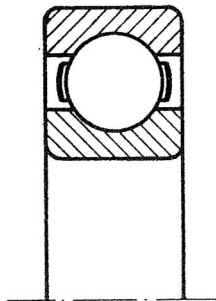
A fontosabb radiális (hordozó) golyóscsapágyaknál a következő típusokat különböztetjük meg.

Egysorú radiális merev golyóscsapágyak (6.31 ábra). Ilyen csapágnál egyetlen golyósor helyezkedik el a gyűrű futóhornyaiban, a hornyok sugara a tengelyirányú metszetben valamivel nagyobb, mint a

golyók sugara. A barázdában futás bizonyos tengelyirányú erőhatás felvételét is lehetővé teszi. Ha ε -nal jelöljük a tengely elhajlási szögét, e csapágyfajtánál $\varepsilon_{\max} = 0,1^\circ$.



6.31 ábra
Egysoros radiális merev
golyóscsapágy



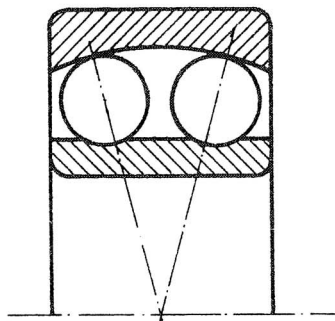
6.32 ábra
Egysoros, mélyhornyu go-
lyóscsapágy

Egysoros, mélyhornyu golyóscsapágy (6.32 ábra). A legáltalánosabb csapágytípus. A világ csapágyfelhasználásának mintegy a felét teszi ki. Nagy elterjedtségének oka, hogy hordozó csapágy létre az F_r radiális terhelésnek mintegy 30%-át axiális irányban is képes felvenni (F_{ax}). Ezért nevezik e csapágyfajtát gyakran radiax-csapágyanak.

$\varepsilon = 0,25 \dots 0,50^\circ$ lehetséges.

Készítése abban különbözik az előbbi csapágytípusétól, hogy nagyobb mélységű futóhoronnyal látják el a külső és belső gyűrűt.

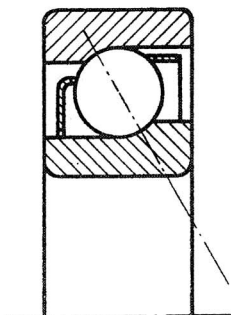
Önbeálló golyóscsapágyak (6.33 ábra). Olyankor használatosak,



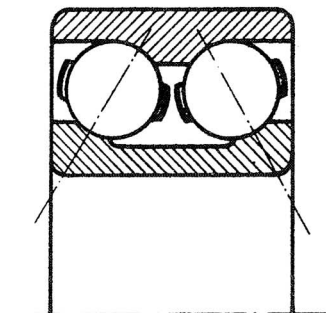
6.33 ábra
Önbeálló golyóscsapágy

amikor az erőátadás hatásvonala nem merőleges a tengelyre. (Hatásvonalnak gördülőcsapágyaknál azt az egyenest nevezzük, melynek irányában a gördülőtest a terhelést egyik gyűrűről a másiknak átadja.) Az önbeálló csapágyaknál két sort alkalmazunk, a belső gyűrű futóhoronyaiban gördülnek a golyók, a külső gyűrű belső felületét pedig gömb alakúra képezik ki, hogy a golyók a tengelyelhajlás esetén megtalálják pályájukat. A tengelyelhajlás értékének határát az szabja meg, hogy a külső gyűrűt egyik golyósor se hagyja el.

Egysoros ferde hatásvonalu golyóscsapágyak (6.34 ábra). Egyirányú erőhatás felvételére szolgálnak. Tengelyek csapágyazásánál rendszerint egymással szemben kettőt alkalmazunk. Kialakításuk miatt vállcsapágynak is szokták nevezni.



6.34 ábra
Egysoros ferde hatásvonalu golyóscsapágy



6.35 ábra
Kétsoros ferde hatásvonalu golyóscsapágy

Kétsoros ferde hatásvonalu golyóscsapágyak (6.35 ábra). Kétirányú axiális erő felvételére alkalmasak. Ezeknél a golyókat kis előfeszítéssel szerelik be, a csapágy kis axiális hézaggal készül ezért pontos tengelyvezetést adnak.

Radiális (gyűrűs) görgőscsapágyak

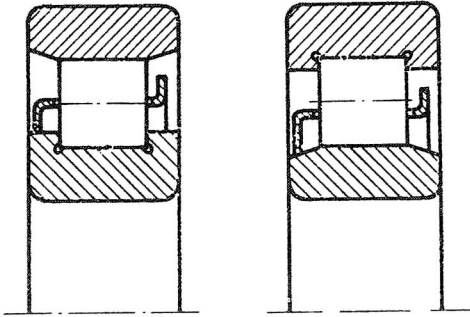
Hengergörgős csapágyak. A golyóscsapágyaknál a golyók felfekvése elméletileg ponton történik, ami pedig igen nagy felületi terhelést eredményezhet. Ezért nagy terhelések esetén a gyűrűk közé nem golyót, hanem henger alakú gördülőttesteket helyezünk, melyeknél a felfekvés vonalmonti. A görgőknél $l/d = 1$.

A gördülőttesteket vagy a belső, vagy a külső gyűrű válla vezeti, a másik oldalon nincs megtámasztása (6.36 ábra).

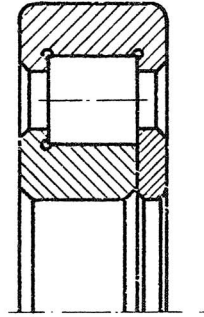
A vezetőváll nélküli gyűrű felülete enyhén ívelt. A hengergörgős csapágyak csak radiális irányú erők felvételére képesek. Kismértékű oldalerő felvételére úgy képezhetjük ki ezeket, hogy egyvállu belső gyűrűvel és oldaltárcsával látjuk el őket (6.37 ábra), vagy sarokgyűrűt helyezünk el (6.38 ábra). Az ábrákból is látható, hogy a gyűrűsarkokat ki kell munkálni a vállaknál. Ezzel a csiszolást és tükrösítést könnyítjük meg és elkerüljük a túlhatározottságot.

Hordógörgős csapágyak (6.39 ábra). Nevét a hordó alakú gördülőttestről kapta. Akkor használatos, ha a vonalmonti felfekvés mellett az önbeállóság biztosítása is szükséges. A gördülőttesteket a belső gyűrű vállalai vezetik. $\xi = 2 \dots 3^\circ$ tengelyeltérést is felvehet.

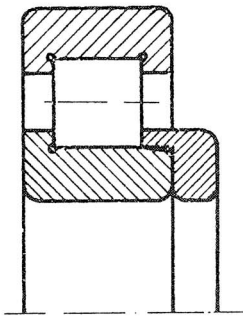
Belül vezetett Kívül vezetett



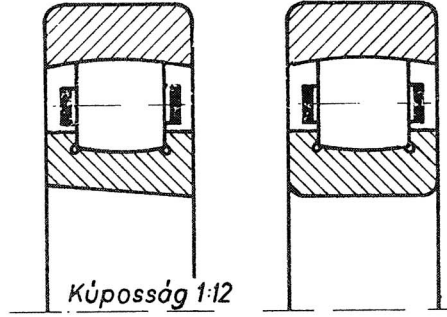
6.36 ábra
Hengergörgős csapágyak



6.37 ábra
Hengergörgős csapágy egy-
vállu belső gyűrűvel és vég-
tárcsával



6.38 ábra
Hengergörgős csapágy
sarokgyűrűvel

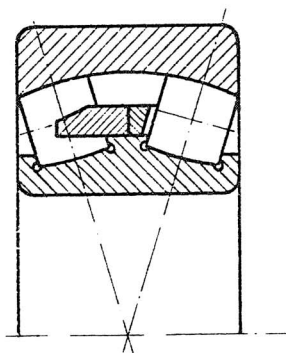


6.39 ábra
Egysoros hordógörgős csap-
ágyak

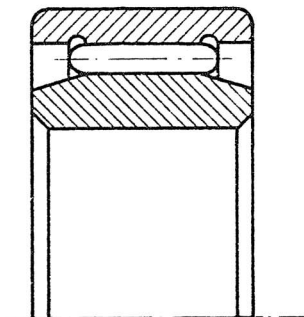
Kétsoros önbeálló görgőscsapágyak. Az egysoros hordógörgős csapágyaknál jobban elterjedt csapágytípus, mivel nagyobb terhelések átadására is alkalmasak. Készülhetnek szimmetrikus hordógörgőkkel (6.40 ábra), a tiszta gördülés azonban biztosítottabb, ha aszimmetrikusak a hordógörgők, a belül levő átmérőik nagyobbak.

Tűgörgős csapágyak (6.41 ábra). Az utóbbi időben rohamosan terjedő csapágyfajta különösen ott használatos, ahol kevés a beépítési hely (pl. dugattyúcsapszegen a hajtórudfej ágyazása, vagy sebességváltószekrényekben tengelynek tengelyben ágyazása stb.). Tisztán radiális terhelés felvételére alkalmasak: $\xi = 0$.

A tűgörgők átmérője $d = 5 \dots 25$ mm, hosszúságuk $l = 10 \dots 50$ mm. Készülhetnek kosárral, keretbe foglalva, de leggyakrabban kosár



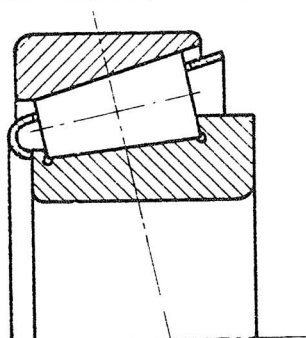
6.40 ábra
Kétsorú önbeálló görgős-
csapágy



6.41 ábra
Tűgörgős csapágy

nélkül. Sokszor nem készítünk külön gyűrűket, hanem a futófelületeket magán a tengelyen és a házban képezzük ki a tűgörgők számára. Ehhez természetesen edzett és csiszolt felületek szükségesek.

Kupgörgős csapágyak. A vonal mentén felfekvő csapágyfajták közül a kupgörgős csapágyak mind radiális, mind axiális erőhatás felvételére alkalmasak. Előnyös tulajdonságuk, hogy a gördülő testek pályáinál a hézag utánállítható, ami az egysorú vállcsapágy kivételével az eddig felsoroltaknál nem lehetséges. A belső gyűrű vezeti a csonkakúp alakú gördülő testeket. (6.42 ábra). Ezeket hajlított lemezgyűrű tartja össze. Amint az ábrából látható, e csapágnak jellegzetesége, hogy a külső gyűrű a belső gyűrűhöz képest eltolva helyezkedik el.



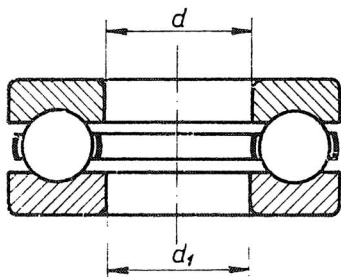
6.42 ábra
Kupgörgős csapágy

6.2.9 Axiális (tárcsás) gördülőcsapágyak

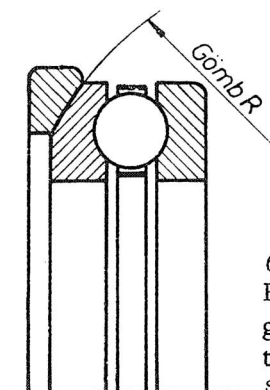
Egyfelé ható tárcsás golyóscsapágyak. A tengelyirányú erőhatások felvételére, azon belül is egyirányú erőhatás felvételére szolgál az egysorú, egyfelé ható, tárcsás golyóscsapágy (6.43 ábra). A golyók a két siktárcsában elkészített horonyban futnak. Az egyik tárcsa a tengely vállának, a másik pedig a házhoz támaszkodik. Emiatt az utóbbi tárcsa d_1 átmérője néhány milliméterrel nagyobb, mint a tengelyre támaszkodó d átmérője.

Az egyenletes erőelosztás érdekében gyakori megoldás, hogy az alsó tárcsának a szegélyét gömbfelületté képezik ki és ez a felület egy harmadik tárcsára támaszkodik, ezáltal beállóvá válik (6.44 ábra).

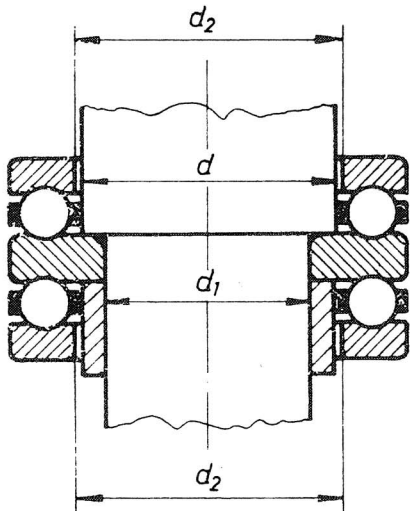
Kétfelé ható tárcsás golyóscsapágyak. Kétfoldali tengelyirányú erőhatások felvételére két golyósort ágyazunk három tárcsa közé (6.45 ábra). A középső tárcsa d_1 átmérője kisebb, hogy a d átmérőjű ten-



6.43 ábra
Egyfelé ható tárcsás
golyóscsapágy



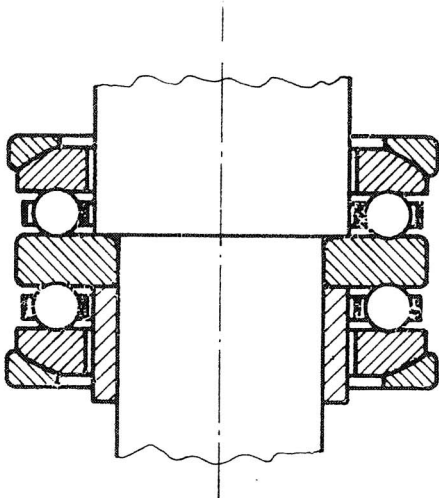
6.44 ábra
Egyfelé ható tárcsás
golyóscsapágy, gömb-
tárcsás alátámasztás-
sal



6.45 ábra
Kétfelé ható tárcsás go-
lyóscsapágy

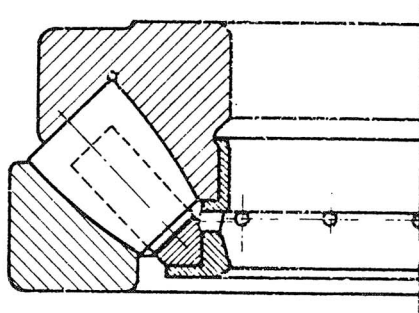
gely vállának lehessen nekiszorítani a távolságtartó cső segítségével. Ebből világos, hogy a középső tárcsa együtt forog a tengellyel, a két szélső tárcsa áll és a ház oldalfelületeinek adja át az erőhatást. E furatoknak d_2 átmérője néhány milliméterrel nagyobb, mint a tengely d átmérője. A tárcsák egyenletes terhelésének biztosítása érdekében itt is szokás a szélső tárcsák gömbfelületté alakítása és ezzel újabb két tárcsa beiktatása (6.46 ábra).

Önbeálló tárcsás görgőscsapágyak. Az alsó fészektárcsa futófelülete gömbfelület és így a csapágy önbeálló. A többi tárcsás csapággal szemben ez a típus képes sugárirányú (a tengelyirányú terhelésnek mintegy 55%-át) terhelést felvenni. A görgőket a felső tengelytárcsa magas válla vezeti. (6.47 ábra).



6.46 ábra

Kétfelé ható tárcsás gömlyőscsapágy, gömbtárcsás felfekvéssel



6.47 ábra

Önbeálló tárcsás görgőscsapágy

6.2.10 Gördülőcsapágyak kenése

A gördülőcsapágyak kenésére a következő okok miatt van szükség:

1. A kenőanyag csökkenti a surlódásokat, melyek a gyűrűk, vagy tárcsák, a gördülő testek és a kosárszerkezet között fellépnek.
2. A surlódási munka következtében fejlődő hő elvezetése és egyenletes elosztása.
3. A csapágyalkatrészek felületi korróziójának megakadályozása.
4. A kenőanyag bizonyos védelmet nyújt a por, gázok, nedvesség stb. ellen.
5. Csökken a zaj.
6. A lökészerűen fellépő erőhatások csökkentése azáltal, hogy a rugalmas kenőanyagpárna alakváltozása felemészti az ütés energiájának egy részét.

6.2.11 A gördülőcsapágyak beépítése

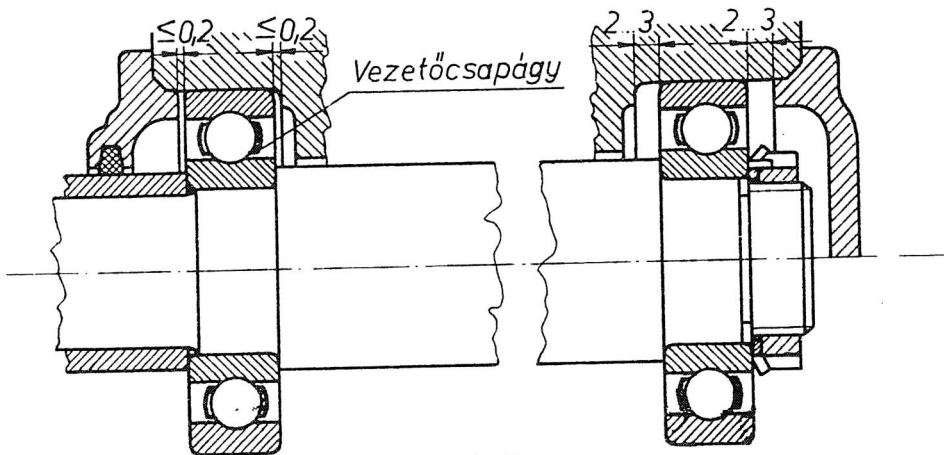
Egy gördülőcsapágyazás csapágyainak helyes megválasztása után legfontosabb feladat azoknak olyan beépítése, mely elhelyezés a gyakorlatban megfelel a számításakor figyelembe vett feltételeknek. Ellenkező esetben a csapágy élettartama, futáspontossága, melege stb. nem lesz biz-

tosított. Ezen túl a beépítés kialakításánál szem előtt kell tartani, hogy a szerkezet minél kisebb súly legyen, szerszámgépeknél lényeges a futáspontosság, motoroknál a zajmentes járás stb. Továbbá elengedhetetlen szempont a könnyű szerelés és az egyszerű karbantartás lehetősége.

A csapágyak típusai szerint más-más beépítési rendszerek alakultak ki, melyek jó tapasztalatokkal szolgáltak.

Radiális gördülőcsapágyak beépítése

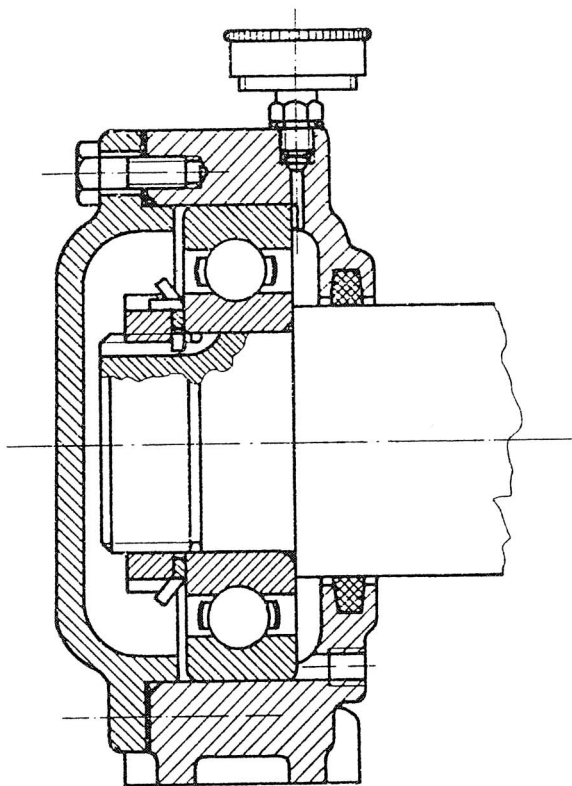
A belső gyűrű tengelyre erősítésének megoldásai. Tengelyek ágyazásakor csak az egyik csapágyat szabad befogni az axiális erő felvétele céljából. A többi csapágnál már nagyobb helyet kell biztosítani oldalirányban, hogy a tengely hosszváltozása esetén a külső gyűrű oldalirányban elmozdulhasson és káros befeszülés ne történhessen. Az előző csapágyat vezetőcsapágnak nevezzük. (6.48 ábra)



6.48 ábra

Tengely ágyazása mélyhornyú golyóscsapágyakkal

Az ábrából látszik, hogy ez esetben a tengelyirányú elmozdulás ellen a külső gyűrű biztosít a vezető csapágnál, míg a belső gyűrűk hosszirányban egyaránt rögzítettek. Az ábrát tovább vizsgálva azonnal kitűnik a két csapágy belső gyűrűjének megfogási különbsége. A jobb-oldali csapágy belső gyűrűjének rögzítése a legáltalánosabb megoldások egyike. A biztosítás hornyos csapágyanyával és fogazott biztosító lemezzel történik (6.49 ábra). A hornyos anya és fogazott biztosító lemez szabványos kivitelben készül.

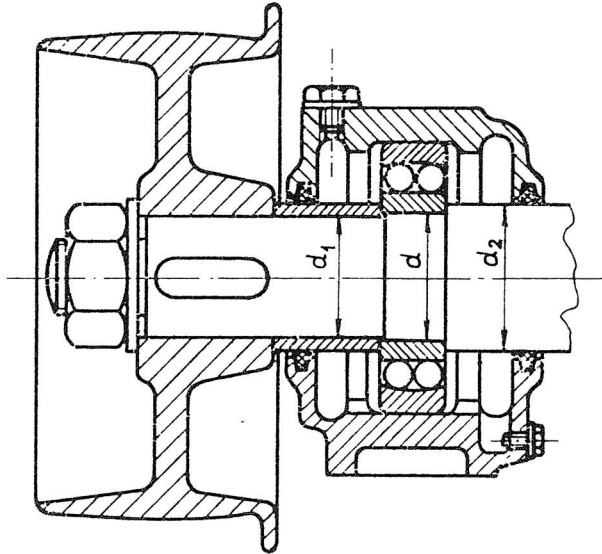


6.49 ábra
Csapágyrögztés hornyosanyával és
fogazott biztosító lemezzel

Csapágy tengelyirányban történő elmozdulása ellen gyakori megoldás a távolságtartó cső beépítése is (6.50 ábra). Itt a csapágy a tengelyvállnak úgy feszül, hogy a távolságtartó cső és a tengelyen levő anyával szorított szíjtárcsa a csapágyat nem engedi elmozdulni. A tengely kialakítása olyan, hogy a csapágy jól szerelhető legyen, vagyis $d_1 < d < d_2$.

Ügyelni kell a csaprészt vállmagasságaira és lekerekítéseire, nehogy káros befeszülések lépjenek fel.

Átmenő tengelyeknél gyakran használatos a szorító hüvelyes csapágy (6.51 ábra). A belső gyűrűt csapágyanya szorítja kupos hüvelyre. A hüvely hasított, tehát bármilyen hosszú tengelyen könnyen szerelhető.



6.50 ábra
Támasztócsővel beszorított gördülőcsapágy
osztott csapágyházban

Tárcsás (axiális) csapágyak beépítése. Ha a terhelés egyirányú, akkor egyfelé ható tárcsás csapágyat használunk. Bár a tárcsás csapágyak beépítésének területe egyre inkább szűkül, daruhorog ágyazásánál ugyyszólván csak ez a típus használatos (6.52 ábra). E daruhorogszerkezetnél a teher mindig lefelé hat. A csapágyazáskor arra kell ügyelni, hogy a kenőanyag a csapágyban maradjon. Ezt két cső behelyezésével érhetjük el. A csavarnya alá célszerű olyan alátétlemezt helyezni, amely egyben a csapágyazást is védi.

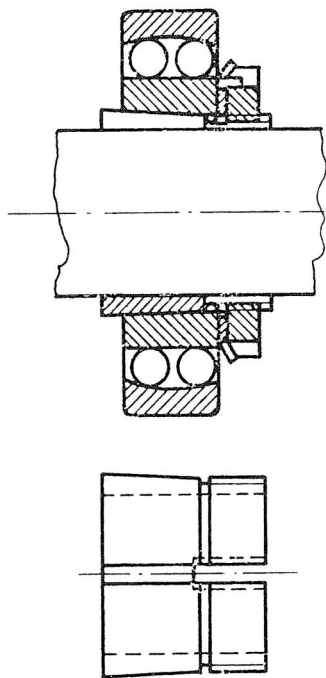
63 TENGELYKAPCSOLÓK

6.3.1 A tengelykapcsolók feladata

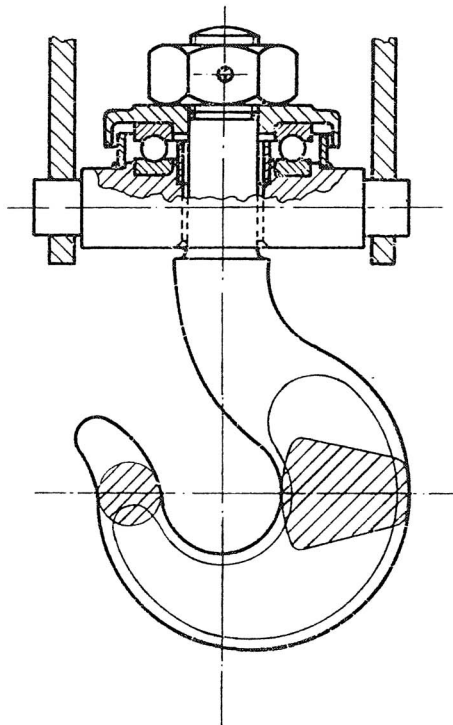
A tengelykapcsolók feladata nyomatékátvitel közel egy egyenesbe eső középvonalu és közel azonos szögsebességű tengelyek között. A tengelykapcsolók igénybevétele tehát csavaróigénybevétel.

Tengelykapcsolók hajlítói igénybevételét és annak továbbítását kerüljük, ezért a kapcsolók tövében csapágyat alkalmazunk. A tengelykapcsolókat dinamikusan ki kell egyensúlyozni, ha az üzemi fordulatszám nagy.

A nagy üzemi fordulatszám és a tengelykapcsolóknak az automatizálással egyre jobban elterjedő üzem közben szükséges kapcsolása kis



6.51 ábra
Szorítóhüvelyes csap-
ágyrögzítés



6.52 ábra
Daruhorog csapágyazása
egyfelé ható tárcsás go-
lyóscsapággal

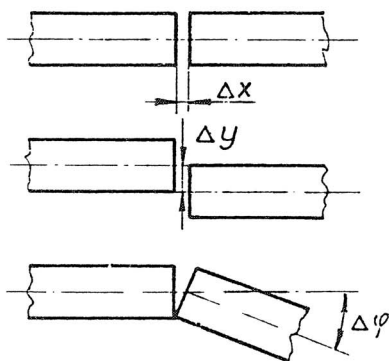
térfogatot és súlyt követel. Ezért egyre inkább a kis fajsúlyú és nagy szilárdságú szerkezeti anyagok (gumi, acélbetétes gumi) alkalmazása terjed el a hagyományos öntöttvas és acél mellett.

Minden tengelykapcsolótól megkívánjuk, hogy

- üzembiztosan működjék,
- szerelése egyszerű legyen (kopásnak kitett felületei könnyen cserélhetők legyenek),
- könnyű legyen,
- kevés helyet igényeljen.

Hibás szerelés miatt a 6.53 ábra szerint a tengelyek között három irányban találunk eltérést:

- tengelyirányban
- sugár irányban
- szögben.



6.53 ábra
Eltérés a tengelyek
között

A szükséges pontosságot csak a gondos szerelés biztosítja. A pontos beállítást gyakran a helyszini adottságok vagy működési feltételek akadályozzák. Ilyen esetben a merev kapcsolatot járulékos, - a csavarónyomaték átvitelében nem szereplő - nyugtalan járást, esetleg törést okozó nyomaték és erőhatás is terheli. Hőtágulás tengelyirányú elmozdulást okoz. Ha a merev kapcsolat ezt gátolja, tengelyirányú erőhatás keletkezik.

A tengelykapcsolók méretezésekor figyelembe kell venni azt is, hogy a nyomaték az üzem jellegétől és a hajtógéptől függően időszakosan a névleges nyomaték többszöröse is lehet.

6.3.2 A tengelykapcsolók felosztása

A tengelykapcsoló a nyomatékot általában mechanikus módon (alak vagy erőzáró kapcsolattal), hidraulikus, penumatikus, stb. uton viheti át.

A kapcsolat alakzáró, ha az átvihető nyomatékot a kapcsoló egymásbanyuló részei, vagy a kapcsolófelceket összefogó elemek (kötőelemek, fogazat, lánc, rugók) szilárdsága szabja meg.

A kapcsolat erőzáró, ha az átvihető nyomaték a kellő erővel összeszorított kapcsolófelek közötti surlódástól függ.

Működésük szerint a tengelykapcsolók az alábbiak szerint csoportosíthatók:

1. Merev tengelykapcsolók. A tengelyeket mereven összekapcsolják, a csavarónyomatékot, a tengelyek között változatlanul továbbítják. Az összekötendő tengelyek középvonalának egy egyenesbe kell esni, különben kellemetlen járulékos erők támadhatnak. A kapcsolat létrehozása ill. megbontása szerelőmunkát igényel.

2. Mozgékony, hajlékony és rugalmas tengelykapcsolók. Alkalmazási területük a nem közös középvonalú tengelyek összekötése, dinamikus hatások, periodikusan változó csavarónyomatékok csökkentése.

3. Oldható tengelykapcsolók. A kapcsolat megszüntetése vagy helyreállítása külön szerelő munkát nem igényel, de a ki- és bekapcsolás csak terheletlen állapotban lehetséges.

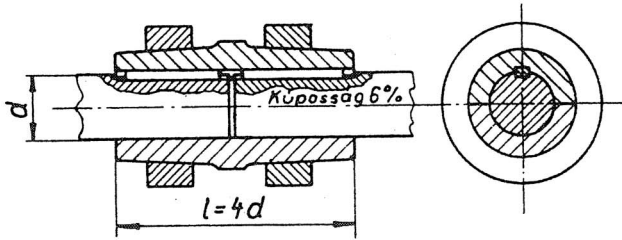
4. Üzem közben be- és kikapcsolható tengelykapcsolók. A kapcsolatot az elemek között fellépő surlódó, elektromágneses erő vagy ezek kombinációja hozza létre.

5. Különleges tengelykapcsolók. A nyomatékátvitelen kívül még egyéb feladatot is teljesítenek. Ide sorolhatók a biztonsági, csak adott fordulatszámra működő, különleges jelleggörbén járatható vagy csak bizonyos forgásirányban működő tengelykapcsolók.

6.3.3 Merev tengelykapcsolók

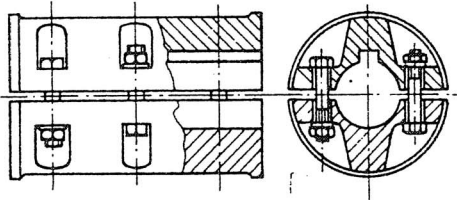
Merev, csak szereléssel oldható kapcsolatot hoznak létre. Alkalmazásuk csak ott indokolt, ahol a tengelycsonkok egy egyenesbe való beállítása és megtartása könnyen megvalósítható (közös gépalap, szilárd alapozás).

A kúpos kapcsolóhüvely (6.54 ábra) az egyszerű szerelhetőség miatt két félből áll és két gyűrű szorítja a tengelycsonkokra. A hüvely és a gyűrűk kapcsolódó felületének kúpossága önzáró kötést biztosít. A szorítás hatására a tengelycsonkok felületén akkora palástnyomásnak kell ébrednie, hogy a hüvely és a tengelyek között támadó surlódás egy magában biztosítsa a csavaronyomatek átvitelét. A retesz csak a biztonság szerepét tölti be.

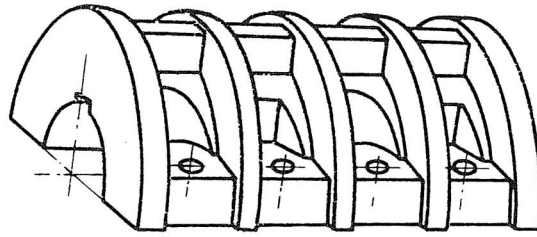


6.54 ábra
Kúpos kapcsolóhüvely

A héjas tengelykapcsoló (6.55, 6.56 ábra) működése az előző megoldástól abban tér el, hogy a palástnyomás a héjakat összefogó csavarok meghúzásából ered. A héjas tengelykapcsolót balesetveszély csökkentése miatt sima lemezburkolattal látják el. A burkolatot súllyesztettfejű csavarok erősítik az agyhoz.



6.55 ábra
Héjas tengelykapcsoló

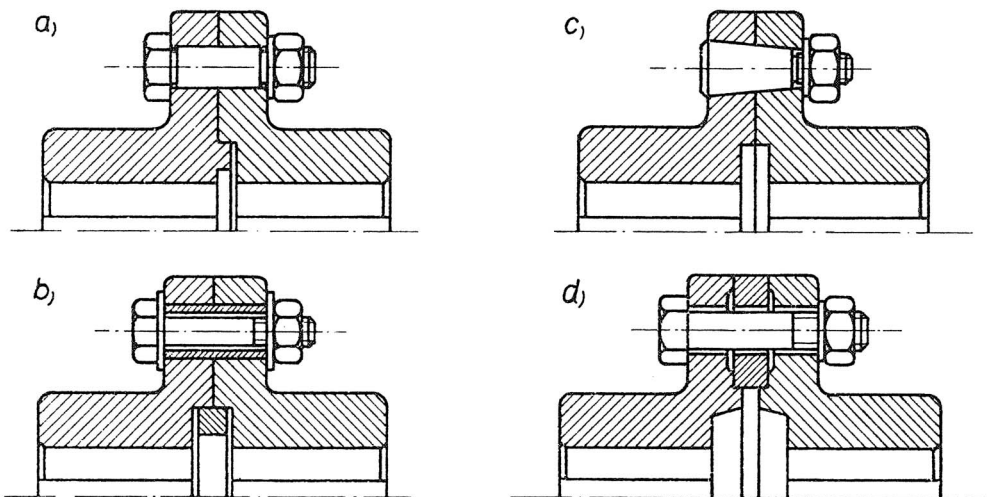


6.56 ábra
Héjas kapcsolófél

Tárcsás tengelykapcsolók

Nagy nyomaték átvitelére alkalmas tengelykapcsoló típusok. Pontos szerelést és gyártást követelnek. Üzembehelyezésük előtt az összekapcsolt tengelyek egytengelyűségét, a tengelyirányú és sugárirányú ütést ellenőrizni kell.

Szerkezeti részei: Amint a 6.57 ábra mutatja, a tárcsás kapcsoló a tengelyvégeken ülő tárcsákból és az azokat összeszorító kötőelemekből áll.



6.57 ábra
Tárcsás tengelykapcsolók szerkezeti változatai

Az alkatrészeknek két feladatuk van: biztosítaniuk kell a nyomatékátvitelt és központosítaniuk kell a tengelyeket. Ezeknek néhány elterjedt formája látható az ábrán.

A központosítás változatai: a) a tárcsák egymásbaeresztése, b) belső központosító gyűrű, c) kupos száru csavar (illesztő csavar, v. illesztő persely), d) átmérő mentén osztott gyűrű.

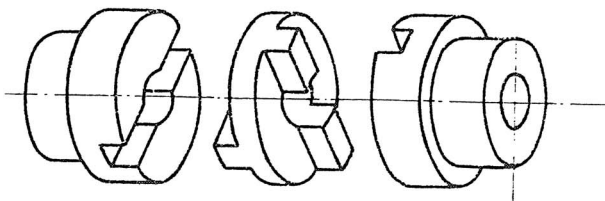
A nyomtékátvitel tekintetében a méretezésre döntően kiható szerkezeti megoldások: a) illesztőcsavar, b) illesztőpersely, c) kupos száru csavar eseteiben a nyomték a kötőelem nyiróigénybevétele révén jut át a hajtó kapcsolófélről a hajtóra alakzáró módon, míg d) lazán elhelyezett csavarokkal csak a tárcsák homlokfelületeit szorítjuk össze kellően, hogy a nyomték e felületek közti nyugalmi surlódás útján adódjon át. Ez esetben erőzáró a kapcsolat.

A kiálló csavarvégek balesetet okozhatnak, ezért csak igen nagy-méretű és lassu forgású gépek összefogó csavarjai maradhatnak szabádon, de védőráccsal, egyébként védőperem alá kell rejteni őket.

6.3.4 Mozgékony, hajlékony és rugalmas tengelykapcsolók

Ezek a tengelykapcsoló típusok - az üzemi erőhatás (hőtágulás, dinamikus erőhatás), az alapozás vagy pontatlan szerelés miatt fellépő tengelyvég eltérés ellenére - a nyomtékot káros igénybevétel nélkül, illetve annak minimumon tartásával továbbítják, és a szerelést nagyban megkönnyítik.

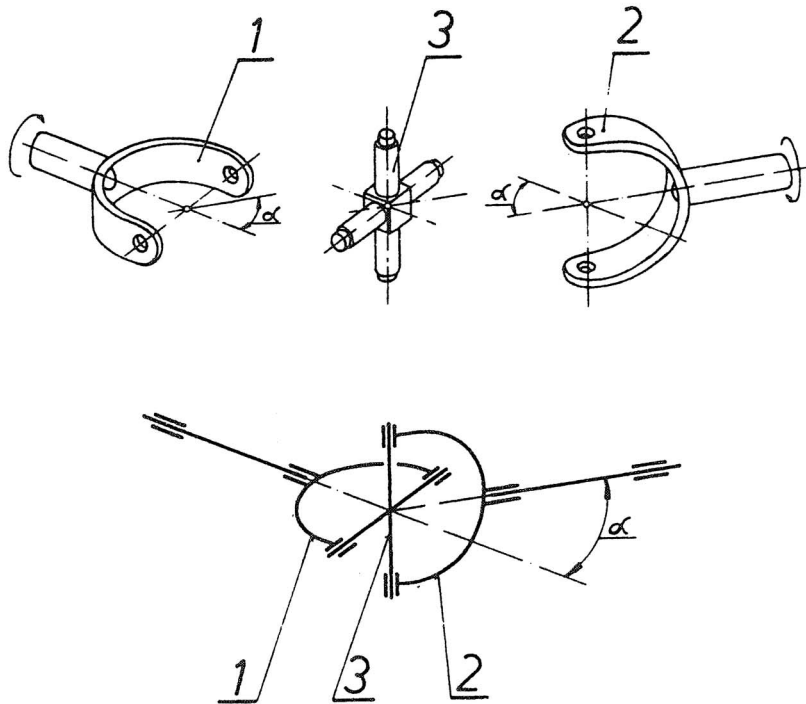
Kimondottan sugárirányú eltérések elviselésére alkalmas az Oldham-kapcsoló. Fő része a két kapcsolófél között elhelyezett tárcsa. A tárcsa mindkét homloksikjából egymásra merőlegesen a tárcsa középpontjában egymást metsző prizmás vezetőléc nyulik ki. Mindkét kapcsolófél homloksikján átmérő irányban a vezetőléceket befogadó horony halad át. (6.58 ábra)



6.58 ábra

Oldham-kapcsoló elemeinek látszati képe

Állandó vagy változó nagy szögben metsződő tengelyek között a forgó mozgás továbbítására a legjobban bevált a kardáncsukló. A 6.59. ábra szerint a kardáncsukló három főelemből áll: két egybevágó villá-

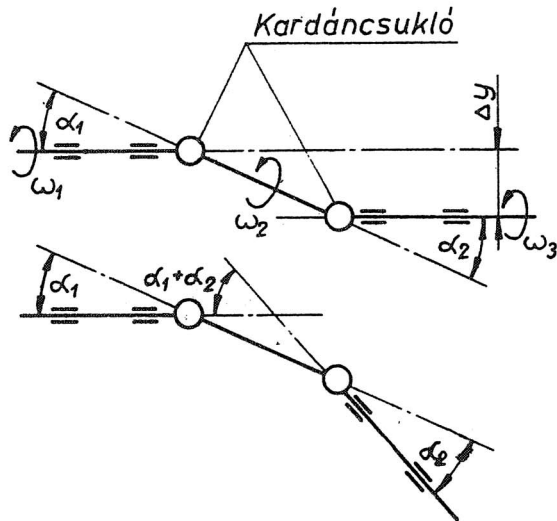


6.59 ábra
Kardánkapcsoló vázolata

ből (1, 2) és egy közös középpontu (0) egymásra merőleges irányban kinyúló mereven kapcsolt csapókból álló - alakja miatt keresztnek nevezett - idomból (3). A villák végein csapágyak vannak. A csapágyak furatai derékszöget zárnak be a villák tengelyével és egy-egy villa csapágyainak középvonala egy egyenesre esik és így a kereszt idom ágaira fűzhető fel. A villatengelyek középvonalai az 0 pontban metszik egymást és egymással α szöget zárnak be.

ω_2 szögsebesség periódusosan változik ω_1 szögsebesség mint középérték körül. Kis szög esetén ($\alpha \leq 15^\circ$ alatt) ω_2 ingadozása gyakorlatilag elhanyagolható.

Egyenletes forgásátvitel érdekében a 6.60 ábra szerint két kardáncsuklót alkalmaznak. A hajtó és hajtott tengely közé eső ugynevezett kardántengely periódusosan változó szögsebességgel forog. Emiatt kis tömegűre kell készíteni. A változó szögsebesség ellenére a kardántengely bizonyos feltételek biztosítása esetén egyenletes szögsebességet továbbít. Ilyen feltételek $\alpha_1 = \alpha_2$ és a be- ill. kimenő tengelyek középvonala messe egymást.



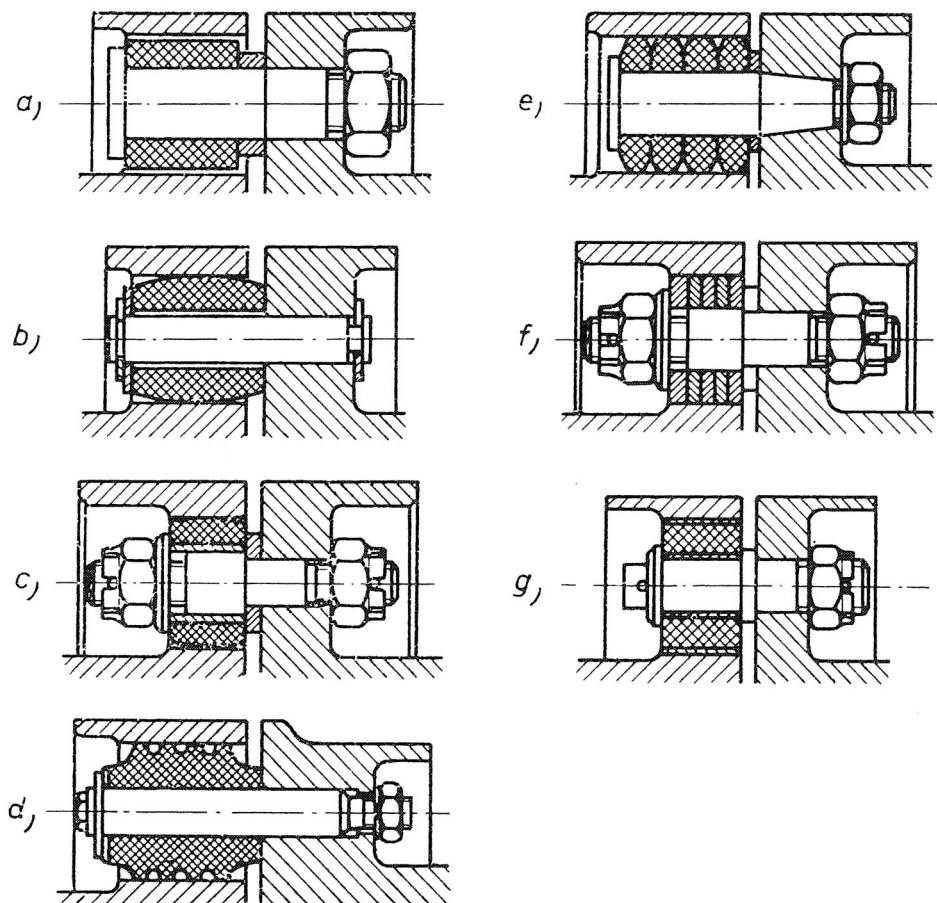
6.60 ábra
Kettős kardáncsukló

Rugalmas dugós tengelykapcsolók

A merev tárcsás tengelykapcsolóból alakították ki azzal a változtatással, hogy a kapcsolófeleket összeszorító csavarok köré az egyik kapcsolófélfben rugalmas gyűrűt, vagy dugót helyeztek. A tárcsák tehát lényegében változatlanul megmaradtak. A dugó és az azt hordó csap sokféle alakú lehet (6.61 ábra). Egyszerű hengeres (a), vagy ivelt felületű (b és c), vagy bordázott (d), vagy esetleg korongokból (e), vagy bőrtárcsából (f) összeállított, vagy felhasználható e helyen a hüvelyes gumidugó (g) is. Az ivelés és bordázás a jobb rugalmas hatás érdekében készül. A csap hengeres, vagy kúpos felületén erőteljesen be van fogva és anyával, vagy Seeger-gyűrűvel rögzítve. A kapcsolók csapjait hajlításra, a dugókat felületi nyomásra kell ellenőrizni.

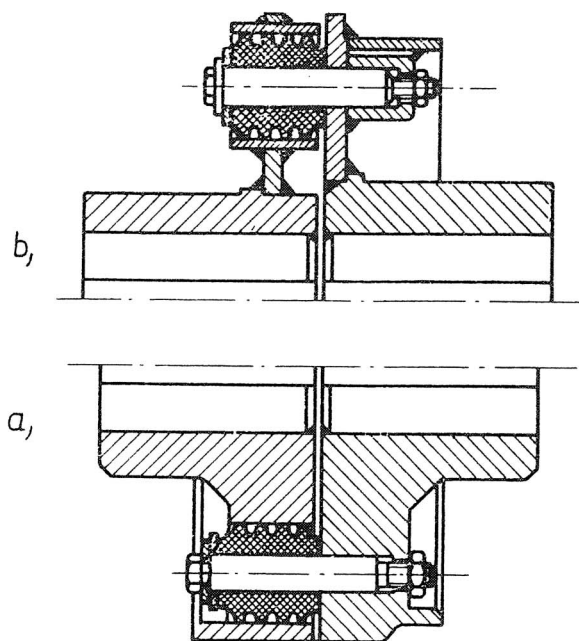
Dugós tengelykapcsoló szerkezetét a 6.62 ábrán mutatjuk be, ahol a hagyományos öntött tárcsás kialakítás mellett (a) a hegesztett változat (b) is látható.

A Periflex tengelykapcsolónál (6.63 ábra) a tengelyvégekre körtárcsával ellátott agyakat erősítenek fel, és mindkét agy külső peremére szorító gyűrű segítségével szövetbetétes gumitömítőhöz hasonló kapcsolórészt fognak fel a nyomaték átvitelére. Ez a szerkezet nagy rugalmasságot biztosít és nem kíván pontos tengelybeállítást.



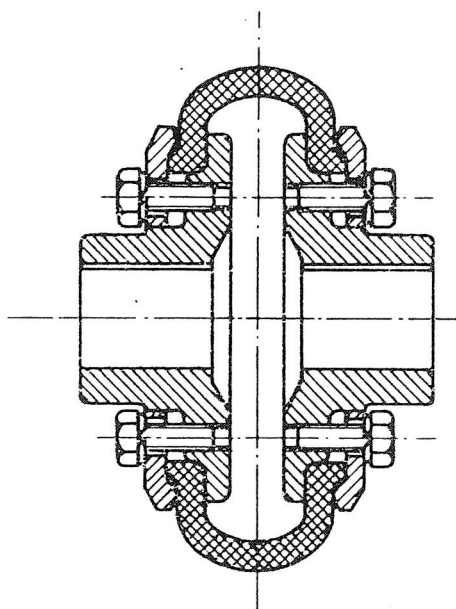
6.61 ábra
Rugalmas dugók alakjai

A Hardy-tárcsás tengelykapcsolónál (6.64 ábra) mindkét tengelyvégre villákat erősítünk fel és a villák végeihez csavarokkal rugalmas tárcsát fogunk hozzá. A tárcsa szövetbetétes, vastagabb gumilemez, a furatokat rajta acélsóvel béleljük ki és acéllemez alátétekkel fogjuk össze a furat környékét, hogy a furatoknál a csavarok erőhatása nagyobb gumianyagfelületre terjedhessen át. A villához való csatlakozást felváltva végezzük. Rendszerint hat furat van a tárcsán, ebből három csatlakozik a bal oldali, a másik három pedig a jobb oldali tengelyen lévő háromágú villához. A tárcsa rugalmas deformációja engedi meg a hajtott tengely szögelhajlását. A tengely legnagyobb szögelhajlása Hardy-tárcsánál kb. 1° lehet.

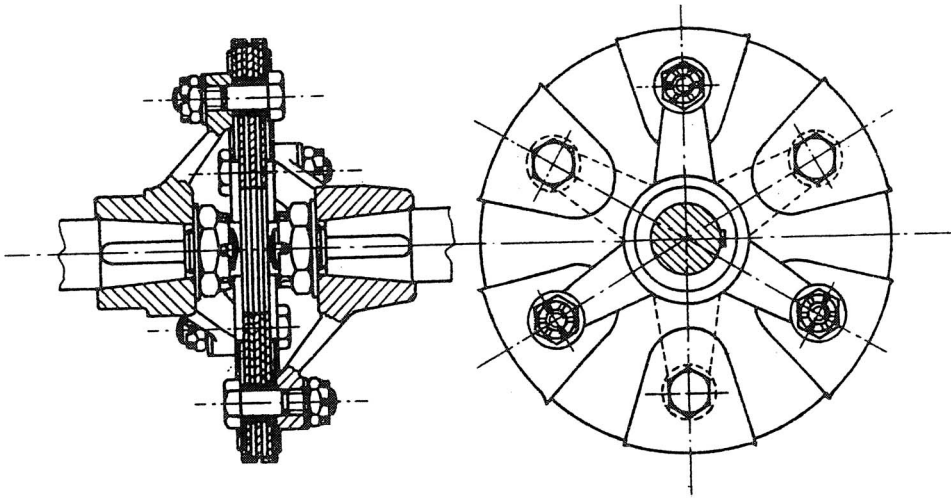


6.62 ábra
Öntött (a) és hegesztett (b) kivitelű
gumidugós tengelykapcsoló

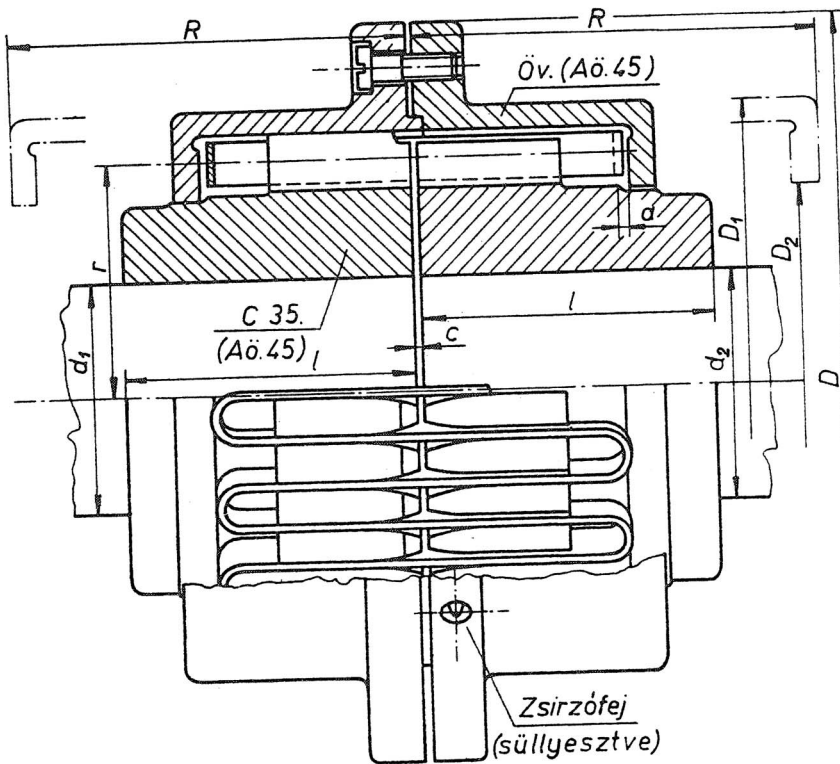
Csak fémes elemekkel biztosít nyomatékátvitelt a Bibby-kapcsoló. A 6.65 ábrán látható kigyóvonalban hajtogatott acélrugót a kapcsolófelekbe mart hornyok vezetnek. A hornyok tengelyirányban, a kapcsoló középsíkja felé - a hajlitott rugó rugalmas szála szerint ívelt - szélesedő méretűek. A rugó támaszköze maximális, növekvő terheléskor a támaszköz csökken. (6.65 ábra) A névleges terhelés többszörösét túllépve teljesen felfekszik a rugó, a rugalmas kapcsolat megszűnik és merev lép helyébe. Az átmenet a két kapcsolásmód között teljesen simán (ütkezés mentesen) megy végbe. Katalógusban megadott kapcsolók méretük arányában mintegy $1,3^{\circ}$ -os szög és 0,5-3 mm-es hosszeltérést engednek meg.



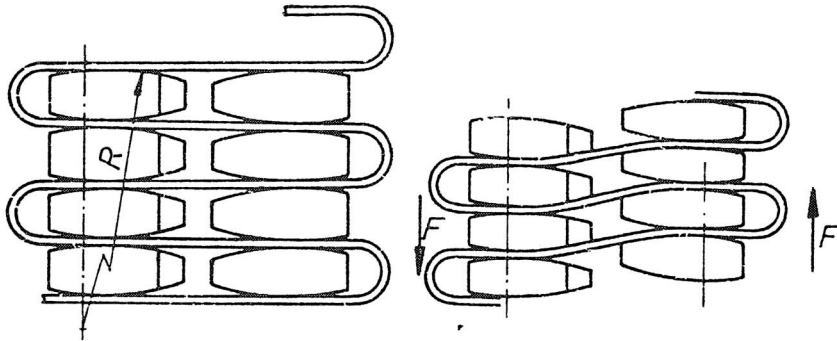
6.63 ábra
Periflex (gumitömlős) kapcsoló



6.64 ábra
Hardy-tárcsás tengelykapcsoló



6.65 ábra
Bibby-kapcsoló



6.66 ábra

ibby-kapcsoló rugói terheletlen és erősen terhelt állapotban

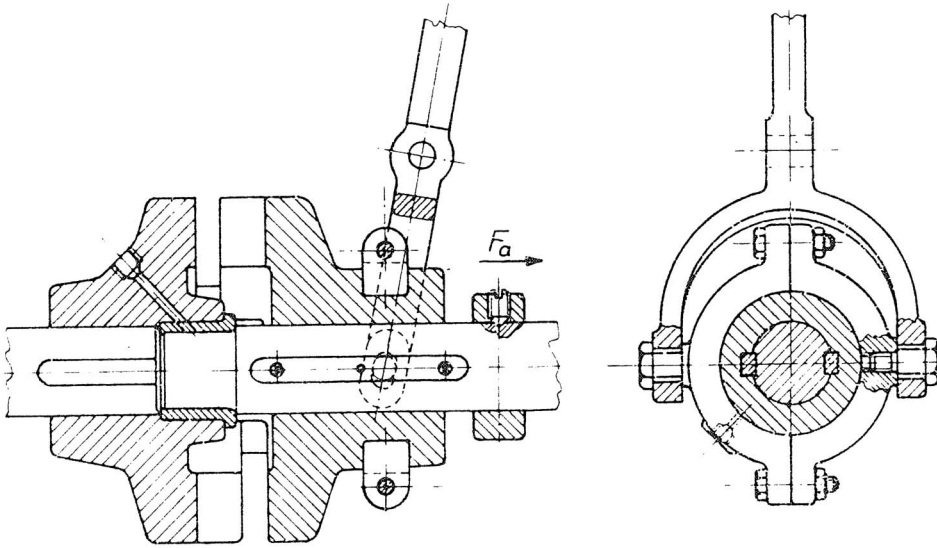
A rugóban ébredő centrifugális erő hatását az egyik agyon vezetett, végein tömítéssel ellátott harang alakú köpeny fogja fel. A köpeny egyben a kapcsoló üzeméhez szükséges zsírzóteret is lezárja.

A kapcsoló szerelésekor az agyfelek homloklapja közt előírt, a hőtágulást és a forgórészek tengelyirányú vándorlását is biztosító rés-méretet hagyunk.

6.3.5 Oldható tengelykapcsolók

Legegyszerűbb a körmös kapcsoló (6.67 ábra), melynél az egyik tárcsát felékeljük, a másikat pedig sikló reteszeken tengelyirányban elmozdithatóan helyezük el. Az eltolható kapcsolófélnek az agyán kívül horony van, ebbe kétrészes csuszógyűrűt helyezünk bele. A csuszógyűrűről kétoldalt kiálló csapokat egy villában helyezük el. A villa elfordításával a csuszógyűrű közvetítésével lehet eltolni a sikló reteszen a mozgatható kapcsolórészt. Ezáltal a kötést megszüntetjük a két tengely között. Ahhoz azonban, hogy ezt a kapcsolót újra bekapcsolhassuk, meg kell állítani a hajtó tengelyt, mert csak nyugalmi állapotban lehet a körmököt egymásba tolni. A körmös kapcsoló tehát üzem közben csak ki-kapcsolható. Üzemben csak a lassu fordulatszámú járó körmös kapcsolókat lehet bekapcsolni.

Készítenek külső és belső fogazással is rendelkező oldható tengelykapcsolókat is.



6.67 ábra
Oldható körmös kapcsoló

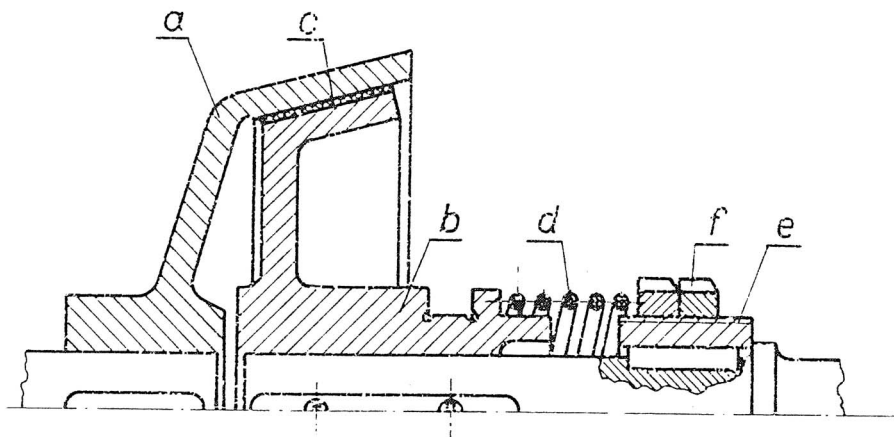
6.3.6 Üzem közben be- és kikapcsolható tengelykapcsolók

A tengelyek kapcsolatának megszakítására, ismételt összekapcsolására szolgálnak a tengelyek különböző fordulatszáma esetén a dörzskapcsolók. Nyomatékátvitelük az erőátadó (dörzs) felületek fizikai jellemzőitől, geometriai alakjától függ. A surlódó felületeket összeszorító erő (erőzárás) hozza működésbe őket, amely erőt mechanikus, elektromágneses, hidraulikus, vagy pneumatikus segédszerkezettel lehet létesíteni.

Jellemző a dörzsfelületek alakja is, amely a) kupos b) tárcsás, c) lemezes, d) hengeres lehet.

Kupos dörzskapcsolók

Szerkezetük: Kupos felületeivel létesít kapcsolatot (6.68 ábra). A hajtó tengelyen levő harangszerű a kapcsolófél belső, a mozgatható b kapcsolófél c surlódó anyaggal borított külső kuppal készül. A kapcsolófelek állandó összeszorítását a d rugóval lehet biztosítani. A rugót az e gyűrűre csavart f anyák feszítik és támasztják. Ez a megoldás kedvezőtlen tengelyirányú csapágyterheléseket okoz. Hogy ezt a kapcsoláshoz szükséges erőt ne a csapágyak vegyék fel, befelé fordított kuppal



6.68 ábra
Kupos dörzskapcsoló

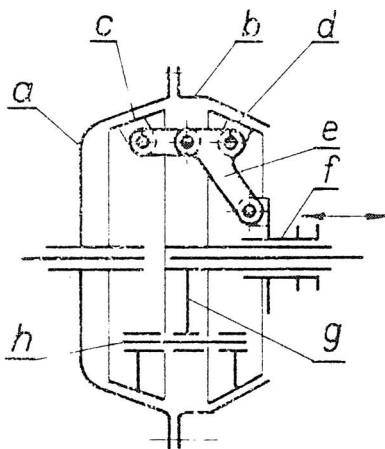
készítik a belső kuposdarabot, a cserélhetőség érdekében két darabból, miáltal a rugóval létesített kapcsolóerő a házszerű szerkezetbe záródik.

Ma már inkább csak olyan kupos kapcsolókat gyártanak sorozatban, amelyek ezt a hibát kettős kup alkalmazásával küszöbölik ki. A 6.69 ábrán látható kétkupos kapcsolónál a ház két darabból (a és b) van összeállítva és a hajtó tengelyvégen helyezkedik el.

Ezekkel kapcsolódnak a c és d dörzsgyűrűk, amelyeket bekapcsoláshoz tengelyirányban kell elmozdítani, és az ellenfelülethez szorítani. Ennek eszköze az a 3 db e szögemelő, amely a dörzsgyűrűk füleibe kapaszkodik és amelyet az f csuszogytű vezérel. A dörzsgyűrűk vezetéséről a hajtott tengelyvégen ülő g alkatrész csillag alakú karjaiban elhelyezett h csapok gondoskodnak.

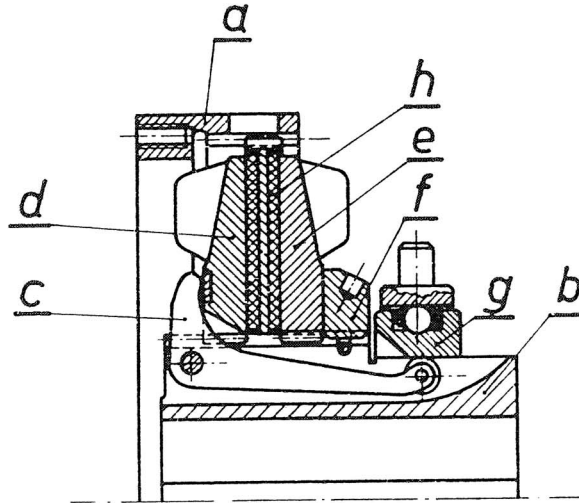
A tárcsás dörzskapcsolók: viszonylag rövid, de nagy átmérőjű

kapcsolók. Ezeket a szerkezeteket az jellemzi, hogy surlódó felületük a tengelyre merőleges és a felületek száma egy, vagy kettő (max. 4.). A kapcsolóerőt mechanikus, pneumatikus, hidraulikus, vagy elektromágneses módon létesíthetjük. Ezek a kapcsolók többnyire surlódóbetétes dörzsfelülettel kenés nélkül működnek.



6.69 ábra
Kétkupos, kar-rendszerrel működtetett dörzskapcsoló

A 6.70 ábra dörzskapcsoló-konstrukcióján az iparban használt tárcsás kapcsolók minden fontos eleme megtalálható. A hajtó oldalt az a, a hajtottat a b darab képviseli. Mindkettőre fogazat, vagy köröm (belső ill. külső) készül, amelyek a dörzsbetétek (h), ill. a szélső, un.

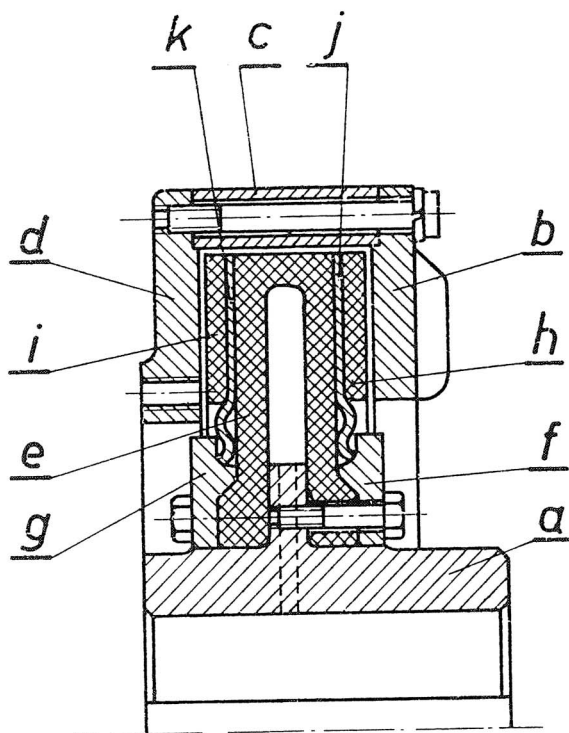


6.70 ábra
Tárcsás dörzskapcsoló

nyomótárcsák (d és e) megfelelő fogazataival kapcsolódnak. A lemeze-
ket a g csuszógyűrűvel befeszített c szögemelők szorítják össze.
A beszállózásra és a kopás miatt szükséges újraállításra az f sza-
bályozóánya szolgál.

A pneumatikus kapcsoló egyszerű, sűrű kapcsolásra alkalmas szer-
kezet (6.71 ábra). A b-c-d részekből összezsavarozott hajtó oldal kö-
rülfogja az egy darabból készített e gumitömítőt, amelynek belsejébe
az a hajtó agy radiális furatán át jut a légnomás. A tömlőt az a
agy pereméhez az f és g nyomótárcsák szorítják. A h és i sur-
lódó betétek a tömlőhöz vannak erősítve, közéjük azonban még egy-egy
lemez (j és k) kerül. A légnomás hatására a h-i surlódó betétek a
b-d tárcsákhoz szorulnak és nyomatékot tudnak átvenni. A megengedhe-
tő hőmérséklet $\vartheta_{\text{meg}} \approx 110^{\circ}\text{C}$, az üzemi nyomás a tömlő belsejében
 $p = 0,5 \text{ MPa}$ túlnyomás. A hűtés fokozására a tárcsa oldalára hűtő-
lapátot készítenek.

Az elektromágneses kapcsolót az utóbbi években egyre szélesebb
körben alkalmazzák, mert nagy fordulatszámokon is jártható, surlódó fe-
lületei kenés nélkül működnek, sűrűn kapcsolható.



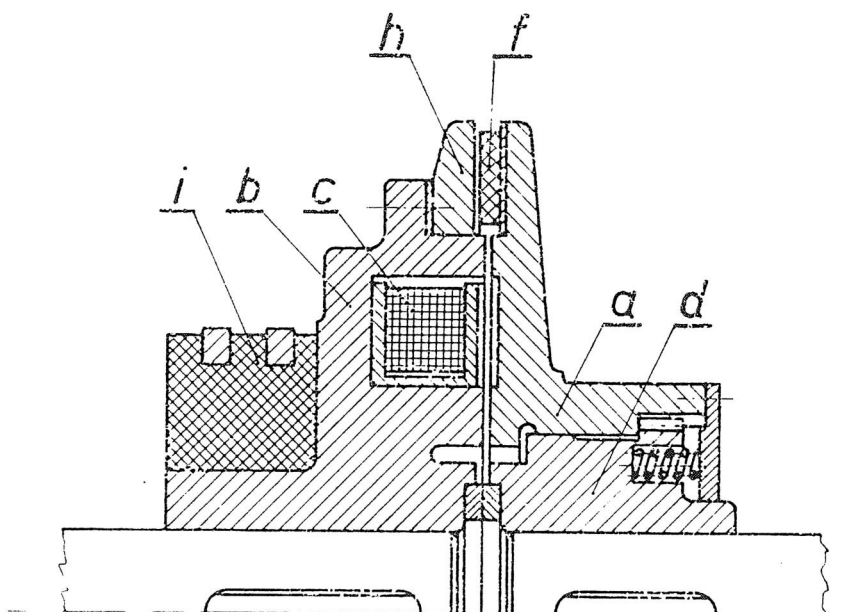
6.71 ábra

Tárcsás pneumatikus kapcsolású dörzskapcsoló

A kapcsoló vázlat a 6.72 ábrán látható. A b mágnesestet a c tekercs gerjeszti. Erővonalai az a tárcsán át záródnak. Gerjesztett állapotban tehát az a tárcsa elmozdulva az f dörzsbetétet a h ellenfelületéhez szorítja. Az áramot az i gyűrűn rögzített csuszógyűrűkön keresztül vezetjük a tekercshez. A működéshez rendszerint 24 V-os egyenáram szükséges, amely hálózati váltóáramból transzformátor és egyenirányító segítségével alakítható át. A csuszógyűrűkkel szénkefék érintkeznek.

Lemezes dörzskapcsolók

A tárcsás és lemezes dörzskapcsolók szerkezete lényegében megegyezik, azzal az alakú különbséggel, hogy a nagyméretű dörzstárcsa súrlódó felületét nagyszámu lemezre osztották szét és a nagy átmérőjű, de rövid tárcsás kapcsolóból így származott a kis átmérőjű, de hosszabb lemezes kapcsoló. A tengelykapcsológyárak kapcsolóikat tárcsás, azaz dörzsbetétes, szárazon működő, és lemezes, azaz acéllemezekkel fel-

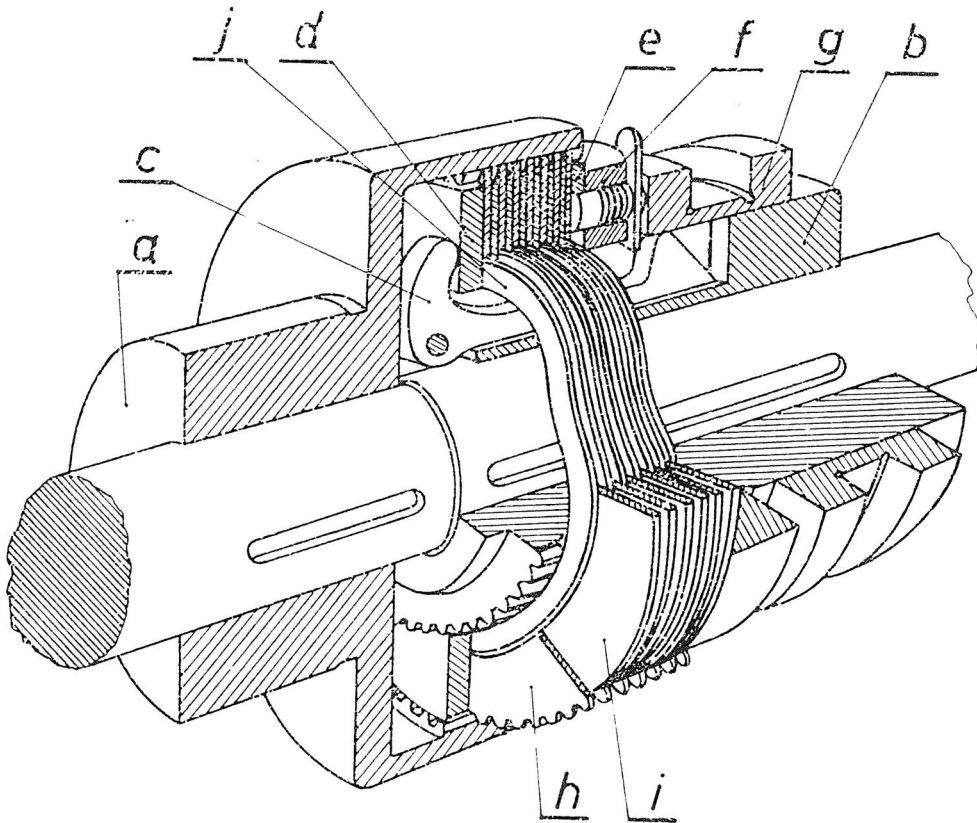


6.72 ábra

Elektromágnessel kapcsolható tárcsás dörzskapcsoló

szerelt, kenéssel működő változatban egyaránt előállítják. A kétfajta kapcsoló alkalmazásai közé éles határvonalat nem húzhatunk, de annyit megállapíthatunk, hogy a tárcsás kapcsolókat inkább közepes- és nagyteljesítményű hajtásokhoz (járművek, mezőgazdasági, földmunka gépek, hadászat, stb.), a lemezeseket pedig kis- és közepes teljesítmény igényhez (főleg szerszámgépek) alkalmazzák. A tárcsás kapcsoló emellett egy adott nyomatékértékre a surlódó felületek kis száma, és a száraz surlódó anyagok megbízhatóbb μ -je miatt pontosabban beállítható.

A nálunk legjobban ismert és elterjedt lemezes kapcsolófajta távlati képe a 6.73 ábrán látható. A harang alaku a hajtó kapcsolóféllal a h, a hajtott b aggyal az i lemezek kapcsolódnak fogazatok segítségével. E lemezek a kapcsolódáshoz belső fogazattal készülnek. A kétfajta lemezből váltakozva összeállított tömböt a szélső d és e vastagabb nyomótárcsák közvetítésével rendszerint 3 db pipa alakú szögemelő (c) szorítja hozzá az f szabályozóanyáéhoz. Vele lehet ugyanis a nyomatékot kívánt mértékűre beállítani, vagy a kopással járó változást helyesbiteni. Az anyát beállított helyzetében rögzíteni, vagy reteszelni kell. A szögemlők mozgását a g kapcsolóhévely vezérli. Szükséges még, hogy az üresjárású veszteségek csökkentésére a kikapcsolt lemezek kellően eltávoladjanak, és szellőzni, lehűlni tudjanak.



6.73 ábra
Lemezes dörzskapcsoló (Ortlinghaus)

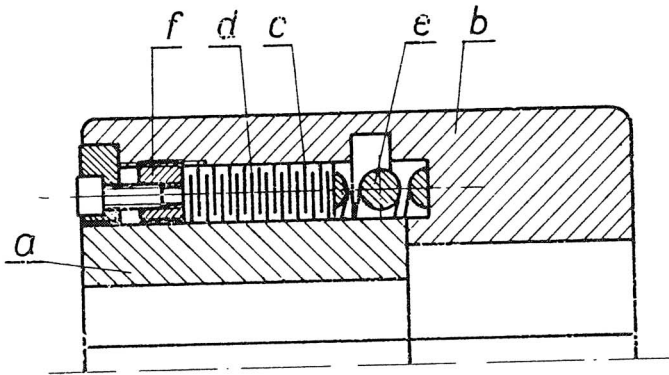
E célra ennél a konstrukciónál hullámosított gyűrű alakú lemezugrúk vannak a belső fogu lemezek közé elhelyezve. 14-16 lemeznél többet nem célszerű választani.

6.3.7 Különleges tengelykapcsolók

A biztonsági kapcsolók feladata nyomatéklökések esetén a gépek, készülékek törés elleni védelme. Legjobban a surlódó (erőzáró) rendszerű biztonsági kapcsolók terjedtek el, azok közül is a lemezesek, illetve tárcsások. Az ilyen kapcsolóktól megköveteljük, hogy nyomatékuk egyszerű eszközökkel pontos értékre beállítható legyen és erre üzemi állapotban is legyen lehetőség; hosszabb csuszást is kibírjanak, de kopásállóak legyenek és a keletkezett hőt jól elvezessék. Az ilyen elvekkel szerkesztett kapcsoló védelmet nyújt a hálózatnak a veszé-

lyes és meg nem engedett áramlökések ellen, védi a hajtómotort és a munkagépet, valamint a közbeiktatott (esetleg sebességváltó-)hajtóművet, a megmunkálendő darabot.

A 6.74 ábra lemezes biztonsági kapcsolót mutat, amelynél az a agyrészt a hajtó, a külső b részt a hajtott tengelyhez erősítik. A nyomaték tehát a c-d lemezkötegen át adódik át a hajtóról a hajtott tengelyre. A lemezköteget kisméretű kapcsolóknál egyetlen nagyméretű, nagyobb kapcsolóknál egy osztóköron elrendezett több kisebb csavarrugó



6.74 ábra
Lemezes biztonsági
kapcsoló

szorítja össze. A szorítás mértékét az f szabályozóanyával lehet változtatni. A rugókkal beállított tengelyirányu erőből, a lemezek számából, a közepes surlódó sugárból és a nyugvó surlódási tényezőből állapítható meg a kapcsoló nyomatéka. Ha ennél az előirt nyomatéknál nagyobb áll elő, a lemezek elcsuszznak és ekkor a kapcsolókra mozgásbeli surlódással meghatározott nyomaték jellemző. Hogy a normális üzemi állapot (vagyis a kapcsoló zárása) beálljon, a nyomatéknak le kell a mozgó surlódási tényezővel definiált nyomatékértékre csökkenni.

6.4 HAJTÁSOK

6.4.1 Hajtások felosztása és fő jellemzői

A mechanikus hajtásokat a forgatónyomaték átszarmaztatásának módja szerint két fő csoportba osztjuk. Azokat a hajtásokat, amelyeknél csak az összeszorított felületek közt ébredő surlódóerőnek van hajtónyomatékot adó összetevője, surlódó kapcsolatú hajtásoknak, azokat pedig, amelyeknél az összeszorított felületekre merőleges erőnek van

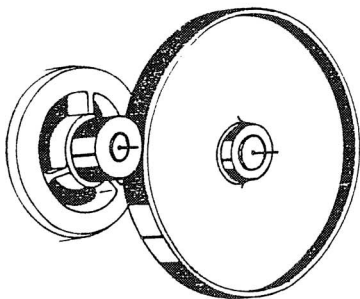
hajtónyomatékot adó összetevője, kényszerkapcsolatu hajtásoknak nevezük. Az előbbi csoportba sorolhatjuk a dörzskerék-hajtást (6.75 ábra), a laposszijhajtást (6.76 ábra) és az ékszihajtást (6.77 ábra), az utóbbiba a fogaskerék-hajtást (6.79-6.83 ábrák), a csigahajtást (6.78 ábra), és a lánchajtást (6.84, 6.85 ábrák). A fogaskerék-hajtás kerekei lehetnek: hengeres kerekek egyenes külső fogazattal (6.79 ábra), belső fogazattal (6.80 ábra), ferde fogazattal (6.81 ábra), kupkerek egyenes fogazattal (6.82 ábra), ferde fogazattal (6.83 ábra), és ivelt fogazattal. A lánchajtás készülhet hevederes lánccal (6.84 ábra), vagy fogaslánccal (6.85 ábra).

Ugyanazt a teljesítményt ugyanakkora fordulatszámmal és áttétellel a felsorolt hajtások mindegyikével átszámoltathatjuk; az egyes hajtások mérete, súlya, ára, élettartama és üzemi tulajdonságai azonban lényegesen különböznek egymástól.

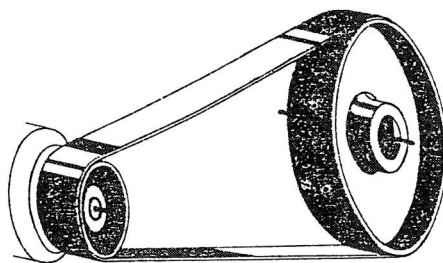
A két hajtáscsoport közötti lényegesebb különbség az, hogy pontos és állandó áttételt csak a kényszerkapcsolatu hajtások adnak. A surlódókapcsolatu hajtások áttétele mindig különbözik az elméleti értéktől, annál általában nagyobb. Értéke a csuszás mértékétől függően változik. A csuszás lehetősége miatt surlódókapcsolatu hajtásokat nem használhatunk ott, ahol a csuszás balesetet vagy súlyos üzemzavart okozhat, ugyanakkor előnyösen használhatjuk olyan esetekben, amikor a csuszás nyomatékot (pl. dinamikus hatásokat) korlátoz és így a gép vagy szerkezet állagát védi.

Fő méretekről ad tájékoztatást a 6.86 ábra, amelyen azonos méretarányban ábrázoltunk ugyanakkora teljesítményt azonos fordulatszámmal, azonos áttétellel átszámoltató különféle hajtásokat. A dinamikus hatásokat a kényszerkapcsolatu hajtások csillapítás nélkül továbbítják, sőt a legtöbbjük maga is gerjeszt rezgéseket (zajosság). A dinamikus hatások és a káros rezgések átvitelének csökkentésére kényszerkapcsolatu hajtásoknál megfelelő (rugalmas, hidrodinamikus) tengelykapcsolókat kell használni.

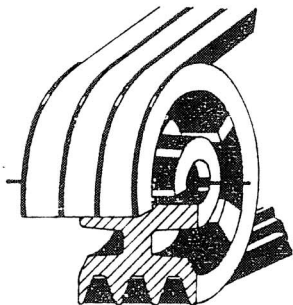
Az egyes hajtások legnagyobb bemenő fordulatszámát, átvihető teljesítményét és egy fokozatban megvalósítható legnagyobb áttételét a 6.01 táblázatban foglaltuk össze.



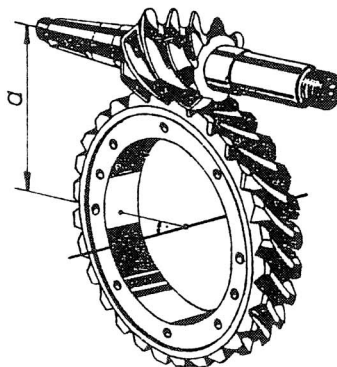
6.75 ábra
Dörzshajtás



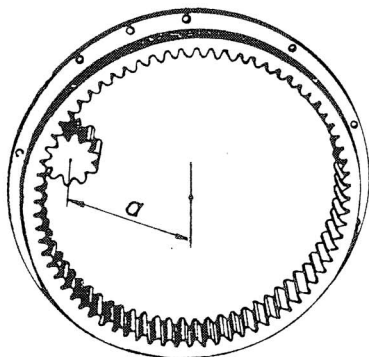
6.76 ábra
Laposszjij-hajtás



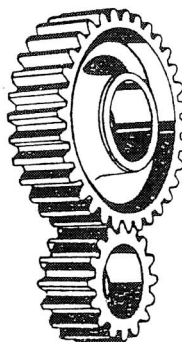
6.77 ábra
Ékszijhajtás



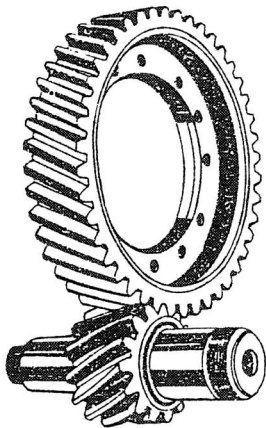
6.78 ábra
Csigahajtás



6.80 ábra
Fogaskerék-hajtás. Hengeres kerek egyenes belső és külső fogazattal

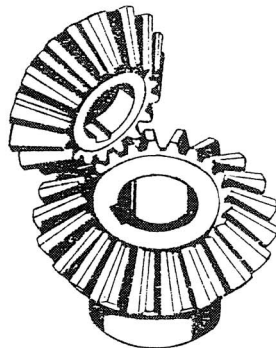


6.79 ábra
Fogaskerék-hajtás. Hengeres kerek egyenes külső fogazattal



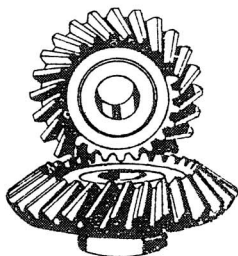
6.81 ábra

Fogaskerék-hajtás. Hengeres kerek
külső ferde fogazattal



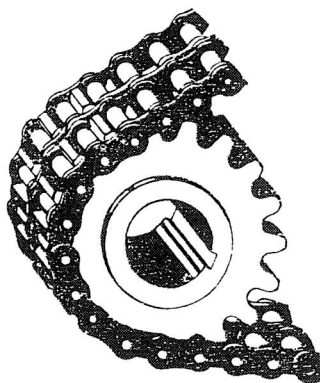
6.82 ábra

Fogaskerék-hajtás. Kupkerek
egyes fogazattal



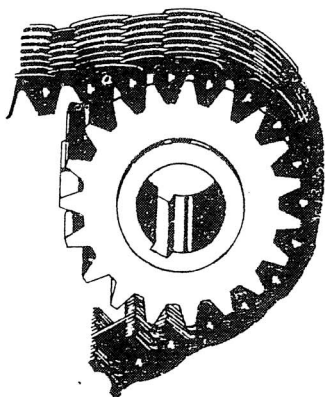
6.83 ábra

Fogaskerék-hajtás. Kupkerek
ferde fogazattal



6.84 ábra

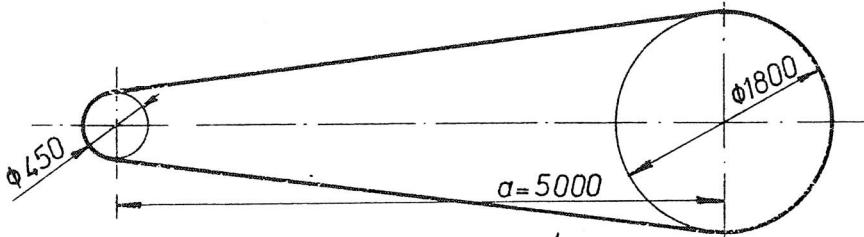
Lánchajtás hevederes láncsal



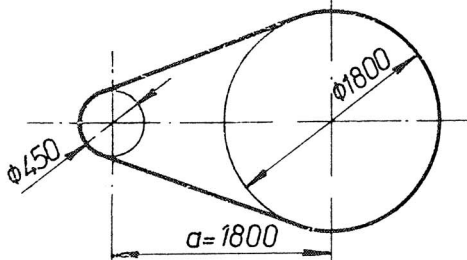
6.85 ábra

Lánchajtás fogaslánccsal

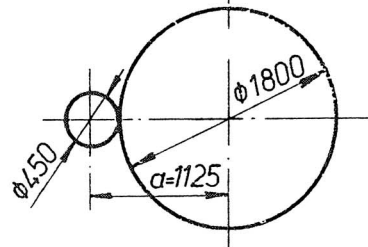
Közös adatok: $P=100\text{ kW}$; $n_1=1000\text{ 1/min}$; $i=4$,



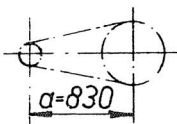
Lapos szíjhajtás $G=500\text{ kg}$, $\dot{A}=63\%$



Ékszíjhajtás $G=500\text{ kg}$
 $A=63\%$

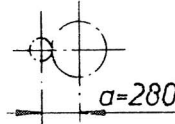


Dörzskerék-hajtás $G=400\text{ kg}$
 $A=50\%$



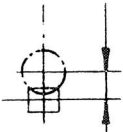
Lánchajtás $A=86\%$

$d_1=138$
 $d_2=555$
 $G=500\text{ kg}$



Homlokerék-hajtás $A=100\%$

$d_1=112$
 $d_2=448$
 $G=600\text{ kg}$



Csigahajtás $A=80\%$

$d=80$
 $d=300$
 $G=300\text{ kg}$

Tömeg: $G\text{ kg}$

Ára a homlokerék-hajtó-
mű árának százalékában: $A\%$

6.86 ábra

Hajtások összehasonlítása

6.01 táblázat

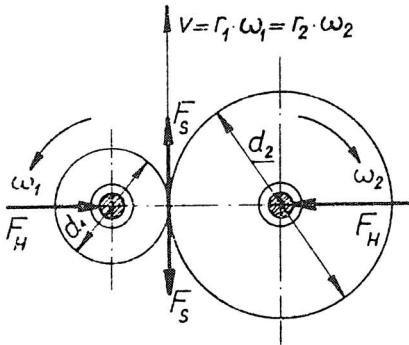
Hajtás fajtája	Áttétel egy fokozatban		Hatásfok %	Fordulatszám max. n_1 /min	Teljesítmény max. P kW
	általában	kivételesen			
Hengeres fogaskerék- hajtás	8	(20)	96 ... 99	10000	20000
Hengeres bolygókerék- hajtás	8	(13)	98 ... 99	40000	7500
Csigahajtás	60	(100)	97 ... 45	30000	750
Lánchajtás	6	(10)	97 ... 98	5000	3500
Lapos szíjhajtás	5	(10)	96 ... 98	18000	1500
Éksíjhajtás	8	(15)	94 ... 97	3000	1100
Dörzskerék-hajtás	6	(10)	95... 98	3000	150

6.4.2 Dörzskerékajtás

A legegyszerűbb surlódó kapcsolatu hajtómű (6.87 ábra).

Az F_H erővel egymásnak szorított két hengeres tárcsa palástján ébredő F_S surlódóerő a tárcsá-

kat közel azonos kerületi sebessé-
gü forgásra kényszeríti:



6.87 ábra
Dörzskerékajtás

$$v = \frac{d_1}{2} \omega_1 \approx \frac{d_2}{2} \omega_2$$

az áttétel tehát:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \approx \frac{d_2}{d_1}$$

Az átvihető legnagyobb nyomaték a nyugvó surlódás tényezőjétől függ:

$$M_{1 \max} = \mu_o F_H \frac{d_1}{2}$$

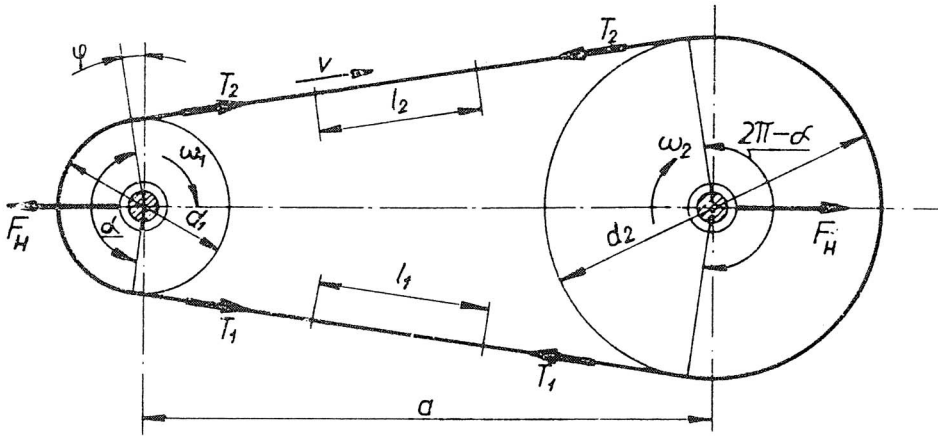
A tárcsák anyagát úgy kell megválasztanunk, hogy közöttük nagy surlódás ébredjen. Az összeszorító erőt így csökkenthetjük, ami a csapágyterhelés és a csapsurlódások csökkenését és a hatásfok javulását eredményezi.

A dörzskerékajtás egyszerű, üzembiztos hajtómű. Előnye, hogy M_{\max} fölött megcsuszik és így a berendezést védi. Hátránya a nagy csapágyterhelés, a viszonylag rossz hatásfok és a nem biztosított állandó áttétel. A hajtott tárcsa fordulatszámja ugyanis mindig kisebb a geometriai adatokból számítottnál. Többnyire csak alárendeltebb célokra használják.

6.4.3 Laposszijaajtás

A szijaajtást nagy rugalmassága, rezgéscsillapító hatása és nyomatékkorlátozó tulajdonsága miatt előszeretettel alkalmazzák. Helyszükséglete a legnagyobb, ugyanakkor nagy tengelytávolságok áthidalására is használható.

A lapos szijaajtás elvi vázlatát a 6.88 ábrán tanulmányozhatjuk.



6.88 ábra
Lapos szíjhajtás elvi vázlata

A hajtó tárcsa kerületi sebessége: $v_1 = \frac{d_1}{2} \omega_1$, a hajtott tárcsáé: $v_2 = \frac{d_2}{2} \omega_2$. A tapasztalat szerint a hajtott tárcsa kerületi sebessége üzem közben néhány százalékkal mindig kisebb, mint a hajtó tárcsáé. Ezt a jelenséget szlip-el jellemezzük. A szlip értéke a definíció szerint:

$$s = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$$

Ha behelyettesítjük v_1 és v_2 értékeit, rendezés után:

$$\omega_2 = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1(1-s)}} \omega_1$$

A szíjhajtás áttétele:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-s)}$$

Az átvitt teljesítmény:

$$P = (T_1 - T_2) v_1(1-s)$$

T_1 (N) a "feszés", T_2 (N) a "laza" szíjágban ébredő erő,

$v_1 = \frac{d_1}{2} \omega_1$ pedig a hajtótárcsa kerületi sebessége.

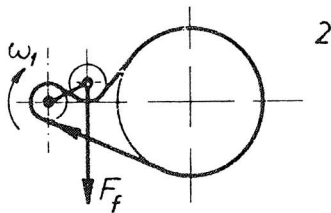
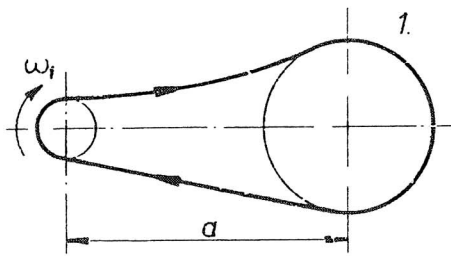
Vezessük be a hasznos kerületi erő fogalmát

$$F_K = T_1 - T_2$$

és a $\mathcal{E}_H = \frac{F_K}{b \delta}$ "hasznos szíj feszültség fogalmát, (δ a szíj vastagsága b a szélessége).

A szíjat a hajlítgatás nagyon igénybeveszi. A hajlítgatások sűrűségét a szíjfrekvencia fejezi ki L hosszúságú szíjra:

$$f = 2 \frac{v}{L}$$



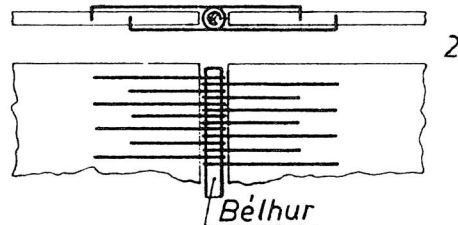
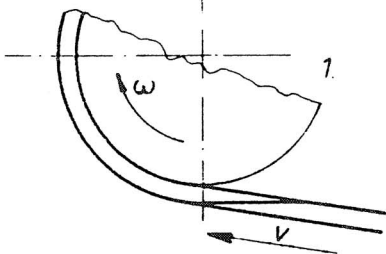
6.89 ábra
Szíjhajtás elrendezése

A gyakorlatban a szíjhajtás megfelel, ha $f \leq 6$. Hernyóselem és acélszíjra $f > 10$ is lehet.

A szíjhajtás szokásos elrendezését a 6.89 ábra mutatja. Közönséges szíjhajtásnak (6.89-1 ábra) mindig az alsó ága feszes, és $\alpha \cong 150^\circ$. A legnagyobb tengelytávolsága $a_{\max} = 8-10$ m.

Ha a tengelytávolság kicsi, szíjfeszítőt kell alkalmazni (6.89-2 ábra).

A szíjvégeket ragasztással erősítik össze (6.90 ábra). Ügyelni kell arra, hogy a ferdén átlapolt ragasztás az ábrán jelzett módon fusson föl a tárcsára, kü-



6.90 ábra
Szíjvégek összeerősítése

lönben felszakad. Gyakori az acélkapcsos oldható kötés. A kapcsokat szivós bélhur köti össze. A varrást és a szegecselést ma már ritkábban használják.

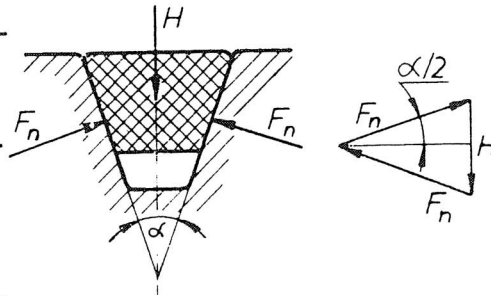
6.4.4 Ékszijhajtás

Az ékszijhajtás elvi felépítése és szerkezeti kialakítása igen hasonló a lapos szijhajtáshoz. Mégis sok esetben azonos teljesítmény átvitele ékszijhajtással előnyösebben oldható meg. Ezzel magyarázható az ékszijhajtás széles körű térhódítása.

Az ékszijhajtás előnyei:

1. Az ékszijak szabványosított kész méretekkel kereskedelmi áruként kaphatók.

2. A tárcsák és az ékszij között az ékhatás következtében kedvezőbbek a surlódási viszonyok, mert (6.91 ábra) ugyanakkora H szijfeszítés esetén az ékszijhajtásnál:



6.91 ábra
Ékhatás az ékszijnál

$H = 2 F_n \sin \frac{\alpha}{2}$ -vel az átvihető kerületi erő:

$$F_{\text{ker}} = \mu 2F_n = \frac{\mu H}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \mu' H$$

ahol μ' úgy is felfogható, mint mesterségesen megnövelt surlódási tényező, ami végül is azt eredményezi, hogy azonos kerületi erő átviteléhez ékszijhajtásnál kisebb szijfeszítő erő szükséges. Ez pedig kisebb csapágy és tengelyterhelést jelent. ($H \approx 2,5 F_{\text{ker}}$)

3. Nagyon jó a hatásfoka ($\eta = 97...99\%$); zajtalan a járása; karbantartási igény csekély.

Hátránya a nagyobb előállítási költség, kisebb élettartam, valamint a savas és lúgos szennyeződésekre és a 60°C -nál nagyobb hőmérsékletre való érzékenység.

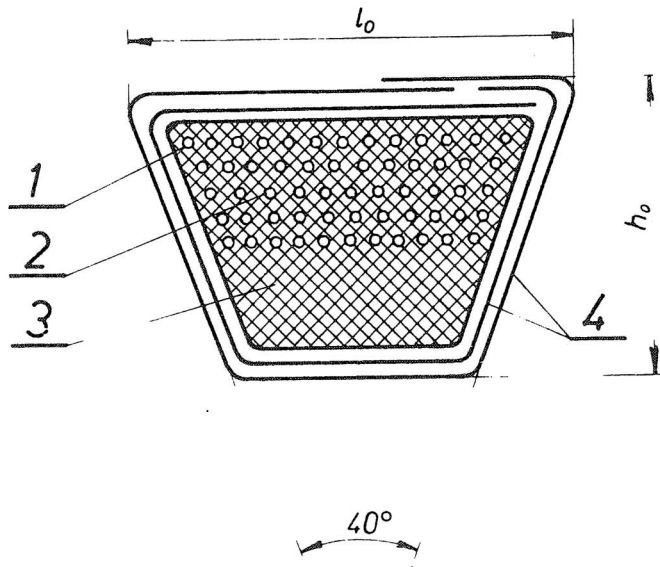
Az ékszijhajtás alkalmazásának határai:

Teljesítmény:	$P \hat{=} 400 \text{ kW}$	kivételesen $P = 1100 \text{ kW}$
Áttétel:	$i \hat{=} 8$	kivételesen $i = 15$
Szijsebesség	$v \hat{=} 25 \text{ m/s}$	kivételesen (keskeny ékszijjal): $v = 60 \text{ m/s}$
Átfogási szög a kis- tárcsán	$\beta \hat{=} 120^\circ$	kivételesen $\beta \hat{=} 70^\circ$
Ékszijak száma	$z \hat{=} 10$	kivételesen $z \hat{=} 44$

Természetesen a kivételes adatok egyetlen hajtásnál egyidejűleg nem fordulhatnak elő.

Ékszijak (MSZ 2531)

A szabványos ékszijak keresztmetszete a 6.92 ábrán látható $b \times h$ névleges méretű $\alpha = 40^\circ$ ékszögű trapéz. Az ékszijak jellemző hosszmeretének az ékszij belső kertületén mért hosszát tekintik.



6.92 ábra
Ékszij keresztmetszete

Az ékszijhajtás méretezésekor viszont az ékszij szelvény félmagasságában elképzelt közepes, vagy névleges hosszmérettel kell számolni.

Az ékszij teherhordó elemei a keresztmetszet felső (2/3-ában elhelyezett pamut, vagy kordszálak (1). Ez utóbbiak tömör lágygumiba ágyazott műselyem cérnák, amelyek több rétegben (3-8) vannak egymás fölött elhelyezve. Egy-egy rétegben 4-33 kordcérna van. Az ékszij hajlékonyságát a keresztmetszet alsó 1/3-ában levő gumimag adja (3). A gumimagot a felette elhelyezett kordbetétes részhez (2) vulkanizálás-sal kapcsolják. Végül az egész keresztmetszetet gumirozott burkolószövettel (4) vonják körül, egy vagy két rétegben, amit aztán szintén az ékszijra vulkanizálnak.

Az ékszijak darabonként, vagy pedig az egy hajtáshoz szükséges több darabból álló készletben kerülnek forgalomba.

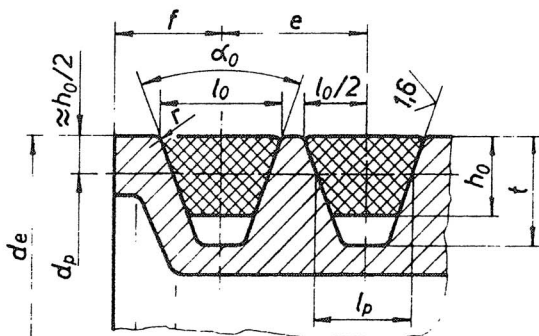
Ékszijtárcsák

Az ékszijtárcsák anyaga elsősorban öntöttvas, acél, könnyűfém, ill. fémötvözet. De lehet bármilyen más anyag (pl. műanyag), amely az előírt méretek és üzemi feltételek megvalósítását lehetővé teszi. Ujabban különösen nagy sorozatok esetén acéllemezből hegesztéssel, illetve sajtolással is készítenek ékszijtárcsát. A megengedett legnagyobb v_{max} : kerületi sebesség:

Öntöttvasnál	30 m/s
Acélöntvény, acél	50 m/s
Könnyűfém-öntvény	25 m/s
Hengerelt könnyűfém	35 m/s

A tárcsa legfontosabb és legjellemzőbb adata a d_p -vel jelölt névleges átmérő (6.93 ábra). Ebből számítható a d_e külső átmérő oly módon, hogy

$$d_e = d_p + 2 \cdot \frac{h_0}{2} = d_p + h_0$$

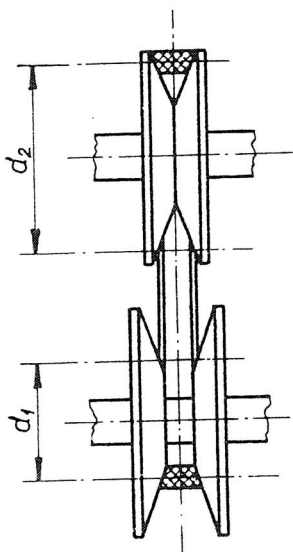


6.93 ábra

Ékszijtárcsa fontosabb méretei

Az ékszijak $\alpha = 40^0$ gyártási ékszöge a tárcsák hornyaiba történő hajlítás során a rugalmas alakváltozás következtében lecsökken. A csökkenés a tárcsák névleges átmérőjének függvénye. Éppen ezért ahhoz, hogy a rugalmasan deformálódott ékszij továbbra is legkedvezőbben fektüdjön az ékhornyban, a horony ékszögét a közepes átmérő függvényében különböző nagyságúra kell készíteni.

Az ékszijhajtás egyik különleges megoldásával lehetőség adódik a



hajtó- és hajtott gép közötti áttétel bizonyos határok közötti változtatására (6.94 ábra). E célból az egyik, vagy mindkét ékszijtárcsát két félből készítik, és állítócsavarokkal fogják a két felet össze. Az összefogó csavarok állításával lényegében a d_2 és d_1 névleges tárcsaátmérők változtathatók. Az átmérők változtatásakor (még abban az esetben is, ha a $d_2 + d_1 = \text{konst.}$) gondoskodni kell a tengelytávolság változtatásának lehetőségéről is, különben az ékszij vagy meglazul, vagy tulfeszül a tárcsákon. Az egyik tárcsa két felének összeszorítása rugóval is megoldható, ilyenkor a szükséges szijfeszítés, az áttétel változtatásakor, a tengelytáv változtatása nélkül is önmagától bekövetkezik.

6.94 ábra

Változtatható áttételű ékszijhajtás

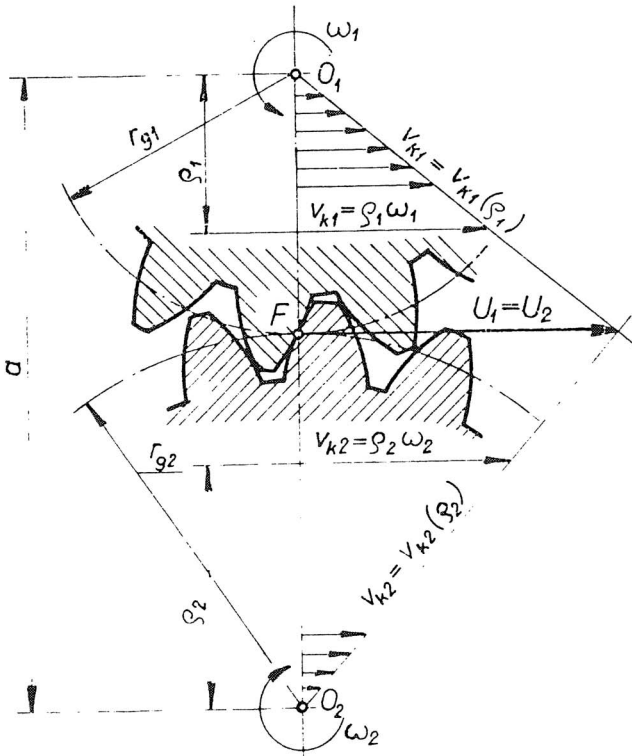
6.4.5 Fogaskerék-hajtás

A fogaskerekes hajtásokban hengeres, kupos vagy hiperbolikus paraboloid felületeken elhelyezett egymásbanyuló fogak egymásra gyakorolt nyomása viszi át a hajtó tengely forgását a hajtott tengelyre.

A fogaskerekek tengelyre merőleges metszetében az egyes pontok sebessége a tengelytől mért távolsággal arányos. Egymással kapcsolódó két hengeres fogaskereknél a 6.95 ábra szerint $v_{k1} = \rho_1 \omega_1$ és

$v_{k2} = \rho_2 \omega_2$ a két középpontot összekötő egyenes, az ún. centrális egyenes pontjainak sebessége. A két párhuzamos tengely távolsága: a . A tengelyek szögsebessége: ω_1 és ω_2 . A kényszerkapcsolat miatt a szögsebességek fordítva arányosak a fogszámokkal.

A középponttól távolodva mindkét kerékben növekszik a centrális egyenes pontjainak sebessége. Egy pontban, az ún. főpontban (F) a két sebesség azonos lesz: $v_k = v_{k1} = v_{k2}$. Ehhez a ponthoz tartozó körök



6.95 ábra
Jelölések egymáshoz kapcsolódó hengeres kerek-
eknekél

mintegy legördülnek egymáson. E köröket gördülőköröknek nevezzük és sugarukat r_{g1} és r_{g2} -bel jelöljük. Az előbbieket szerint: $r_{g1} \omega_1 = r_{g2} \omega_2$ amiből a gördülőkörök sugarának aránya:

$$\frac{r_{g2}}{r_{g1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i$$

Párhuzamos tengelyek gördülőköröi hengerfelületet alkotnak, ezért ezeket a fogaskerekeket hengeres kereknek nevezzük, az egymást metsző tengelyek gördülőköröi kupfelületeket képeznek, amelyek a kupkerekek gördülőkupjai.

Kitérő tengelyek gördülő hengerei csak egy pontban érintkeznek egymással, az így kialakított csavarkerekek ezért nagy nyomatékok átvitelére nem alkalmasak. Ha kitérő tengelyek esetében vonalmenti érintkezést kívánunk, a gördülőfelületek az érintkező vonallal képezett hiperbolikus paraboloidok és a kerekek hiperboloid kupkerek.

A fogazás lehet a henger vagy kup alkotójával párhuzamos, ekkor egyenes fogazatot kapunk, ha a fogazás iránya az alkotóval szöget zár be, ferde fogazásról beszélünk. Kupkerek fogazása kör, epiciklois és evolvens ívvel is készülhet.

Az egyenes külső fogazású hengeres kerek fő méretei:

Európában ma a modullal való számolás honosodott meg. A modul fogalmához a következő megfontolással jutunk. A fogak osztását (t_o) az osztókörön felmérve z fogszám esetében az osztókör kerülete:

$$z t_o = d_o \pi$$

Ebből az osztókör átmérője:

$$d_o = \left(\frac{t_o}{\pi} \right) z$$

Vagy bevezetve a modult: $m = \frac{t_o}{\pi}$

$$d_o = m z$$

A modul felhasználásával írják elő az "elemi fogazású kerék" (normál kerék) fő méreteit.

A 6.96 ábra szerint

fejmagasság: $f = m$

fejhézag: $c = \left(\frac{1}{6}, \frac{1}{5} \text{ vagy } \frac{1}{4} \right) m = c' m$

lábmagasság: $\ell = m + c$

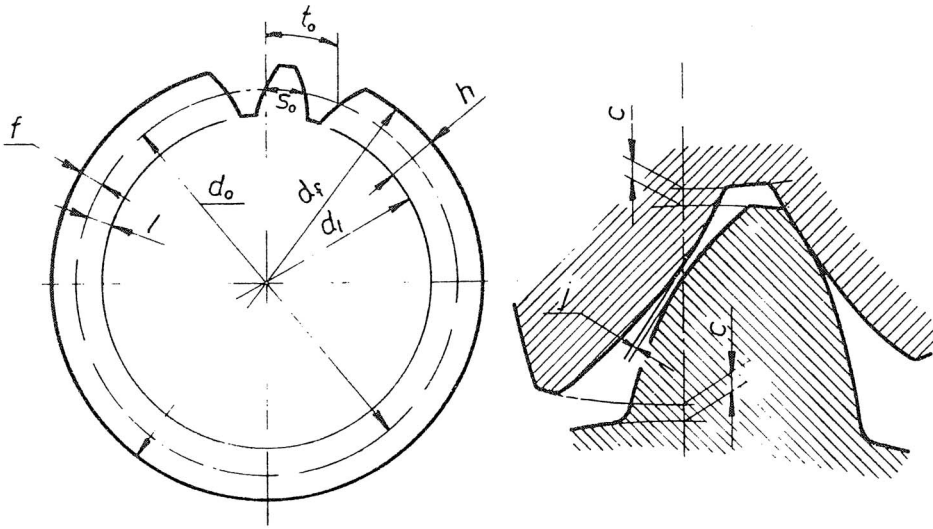
fogmagasság: $h = 2m + c$

osztókörátmérő: $d_o = zm$

fejkörátmérő: $d_f = m(z+2)$

láb körátmérő: $d_\ell = m(z-2-2c')$

fogvastagság: $s_o = \frac{m \pi}{2}$



6.96 ábra
Elemi fogazású fogaskerék

Az elemi fogazású kerékpár tengelytávolsága

$$a_o = \frac{z_1 + z_2}{2} \text{ m.}$$

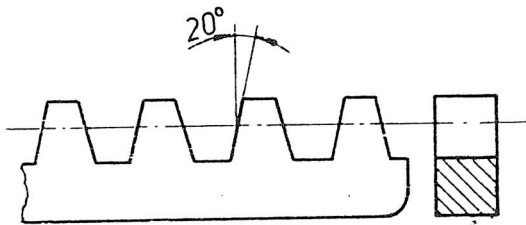
A fogaskerekek anyagául használunk öntöttvasat, nagyobb igénybevételek esetén pedig acélöntést. Ezeknél az anyagoknál a fa-, vagy fém-mintán előre elkészítik a kerék fogazását, így az öntés alól a kerekek a fogakkal együtt kerülnek ki. Ezek a nyers öntésű kerekek, amelyeknél azonban a profil durva felületű, az öntéssel járó pontatlanság miatt, azért ezeket a kerekeket csak alárendeltebb célokra, kisebb kerületi sebességeknél használjuk. Sima profilfelületű, pontos kerekeket csak megmunkálással tudunk előállítani. A megmunkált kerekek számára is alkalmazunk öntöttvasat vagy acélöntést. Ilyenkor a fogkoszorút telibe öntjük és azután munkáljuk meg. Azonkívül használjuk a szénacélokat, továbbá az ötvözött acélokat. Az utóbbiak közül különösen a betétedzéssel keményített fogfelületű kerekeknek nagy a kppásellenálló képességük. A zaj csökkentésére, ahol szükséges, fa, bőrfogazású, vagy műanyagból készített fogaskerekeket használunk.

A profilok felületei csusznak is egymáson, amikor a hajtókerék kikényszeríti a hajtott kerék forgását. Emiatt a csuszás miatt a kerekek kopnak, a surlódás pedig munkaveszteséggel jár, ami azt eredményezi, hogy a munkaátvitel bizonyos veszteséggel történik. A csuszási viszonyok javítása céljából, gyakran foghelyesbitést alkalmazunk, amikor

is a fogméretek eltérnek az elemi fogazás fogmérteitől. A fogaskerék-hajtás hatásfokai a következők lehetnek:

nyers kerekeknél	kb. 0,92-0,94
megmunkált kerekeknél	kb. 0,98-0,99

Egy fogaskerékpárnál a megvalósítható módosítás értéke legfeljebb nyolcszoros. Nagyobb áttétel esetén több fogaskerékpárból összeállított fogaskerék szekrényt alkalmazunk.

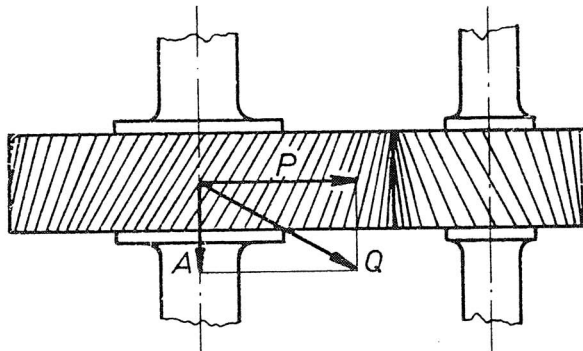


6.97 ábra
Fogasrud

A fogasrudnál egy egyenes lécs egyik felületére készítenek fogakat (6.97 ábra).

A homlokkerekeknél a fogat elhelyezhetjük a henger alkotója irányában, ez az egyenes fogazás. Ennél a fog az egész hosszában egyszerre kezd érintkezni a párjával. Azonban elhelyezhetjük a fogat úgy is, hogy a tengellyel egy bizonyos szöget zár be, ez

a ferde fogazás (6.98 ábra). A ferde fogazásnál a fog fokozatosan lép érintkezésbe a párjával, ezért a hajtás zajtalan. A fog ferdesége miatt



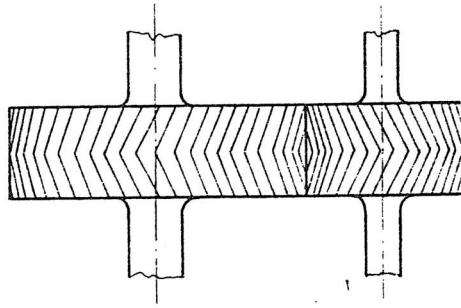
6.98 ábra
Ferde fogazású fogaskerekek

azonban a kerekek egymást tengelyirányban el akarják tolni. A tengelyirányú A erőhatást két ellentétes hajlású ferde fogazású koszoru segítségével lehet kiküszöbölni. Ezek a nyilfogazású kerekek (6.99 ábra).

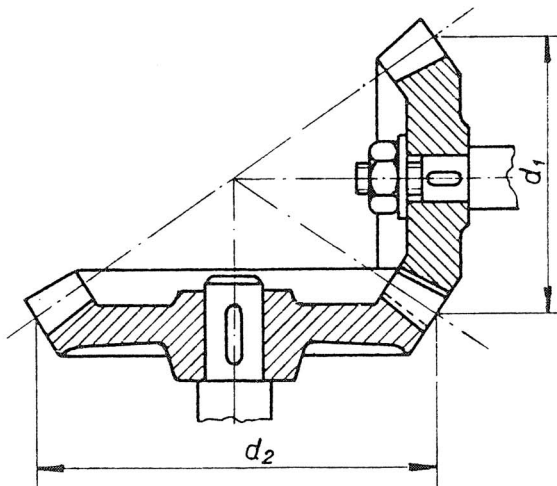
A kupkerekéknél (6.100 ábra) a kerekek tengelyei egymást metsző egyenesek. A leggyakoribb esetben a tengelyek hajlásszöge derékszög. Az egymáson legördülő felületek kupfelületek, az úgynevezett osztókupok. Az osztókupok legnagyobb d_1 , d_2 köreit nevezzük osztókörknek, ame-

lyek a homlokkerekhez hasonlóan szintén a fogszámmal és a modullal fejezhetők ki. Kupkerekeknél a fogak a kup csúcsa felé haladva fokozatosan kisebbednek. A módosítás a kupkerekeknél is a fogszámok arányával fejezhető ki.

A fogaskerekeknél az élettartam szempontjából fontos, hogy a fogak felületét kenőanyaggal lássuk el. Nyitott fogaskerekeknél kefével, vagy rövidszőrű ecsettel, zsirral kenjük be a fogak felületét. Zárt ház esetében a ház alsó részét tölt-



6.99 ábra
Nyíltfogazású fogaskerekek



6.100 ábra
Kupfogaskerékpár

jük meg olajjal, lassu forgásnál sűrűbbel, és ebbe merülnek bele a ke-rekek. Nagyobb fordulatszámnál külön csövön vezetjük fel az olajat és szórjuk a fogaskerekek működő felületei közé.

Fogaskerekeknél a felületi erő a fogat hajlításra veszi igénybe. A hajlító igénybevétel mellett a fogak felületének kopását is tekintetbe kell venni. Ez természetesen élettartamra való méretezés problémájához vezet, amelynél a fog felszíni szilárdságát vesszük a méretezés alapjául, továbbá a fogaskerék tulságos felmelegedését is korlátozzuk.

6.4.6 Csigahajtás

Egymást derékszögben metsző, de kitérő tengelyek között a forgást nagyobb áttétel esetén egy lépésben úgy származtathatjuk át, hogy az egyik tengelyre csavarmenetet, csigát készítünk és ennek a menetei közé nyulnak be egy fogaskeréknek a fogai (6.101 ábra). A csigatengely forgatásakor a menetek tovább tolják a fogakat, vagyis kikényszerítik a kerék forgását. Ez természetesen nagy csuszással és ezzel együtt nagy kopással is jár. A kopást bőséges kenéssel és jóminőségű anyag alkalmazásával igyekszünk csökkenteni. A csigát acélból, a kerék koszorúját pedig foszforbronzból készítjük. A csiga profilja a tengelyen keresztülmenő metszősikkal elvágva a rajzon trapéz keresztmetszetűnek vehető a kerék fogainak metszete pedig evolvens profilunak rajzolható. Az oldalnézetben a kereket a csavarhoz jobban hozzá idomuló ivelt, homorú fogakkal látjuk el. Az áttétel mindig lassító, vagyis a csiga hajtja a kereket. A csiga számára alkalmazhatunk egy, vagy több bekezdésű csavarmenetet. Egy bekezdésű csavarnál a kerék fogosztása megegyezik a csavar menetemelkedésével és a csavar egy körülfordulására a kerék egy foggal tolódik tovább, vagyis a kerék egyszeri körülfordulásához a csavart annyiszor kell körülforgatni, ahány foga van a keréknek. A módosítás ekkor: $i = z_2$. Két bekezdésű csavarnál (6.102 ábra) egy körülfordulásra a csavar két foggal tolja tovább a kereket. Ekkor a módosítás: $i = \frac{z_2}{2}$. A bekezdések számát z_1 -el jelöljük. Általában z_1 bekezdésű csavarnál egy körülfordulásra a kerék z_1 foggal megy tovább. A módosítás tehát:

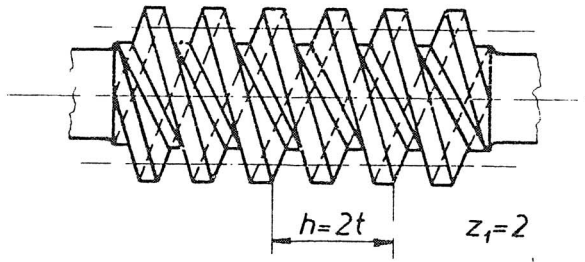
$$i = \frac{z_2}{z_1}$$

A csigahajtás nagy módosítások, vagy áttételek megvalósítására alkalmas, azonban a profilfelületeken való csuszás miatt a hatásfoka kisebb, mint a homlokkerekeké. Általában:

$$\eta = 0,70 - 0,85\%$$

de teheremelésnél az önzáró csiga hatásfoka 50%-nál is kisebb.

A csiga tengelyére a kerék továbbforgatását végző erő axiálisan hat, ennek a felfogásáról a tengely végén gördülő csapágyazással, rendszerint tárcsás csapágyakkal gondoskodunk.

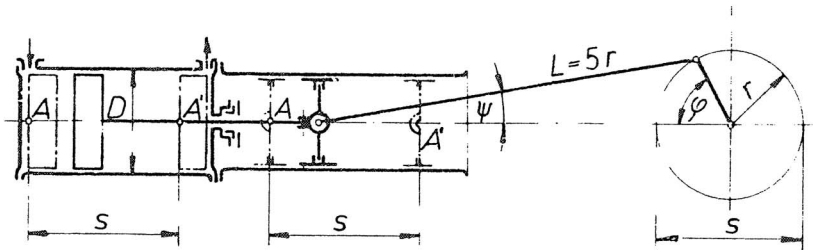


6.102 ábra
Kétbekezdésű csiga

6.5 FORGATTYÚS HAJTÓMŰVEK

A dugattyus erőgépek dugattyujának ide-oda haladó egyenes vonalú mozgását forgattyus hajtóművel alakítjuk át forgó mozgássá. Ugyanilyen forgattyus hajtóművet alkalmazunk olyan munkagépeknél is, amelyeknél egy forgó tengelyről akarunk egyenes vonalú mozgást leszármaztatni, pl. a dugattyus kompresszoroknál, szivattyuknál.

A 6.103 ábra egy gőzgép forgattyus hajtóművét tünteti fel. Tegyük fel, hogy a hengerben elhelyezett dugattyu baloldalára hat a gőznyomás,

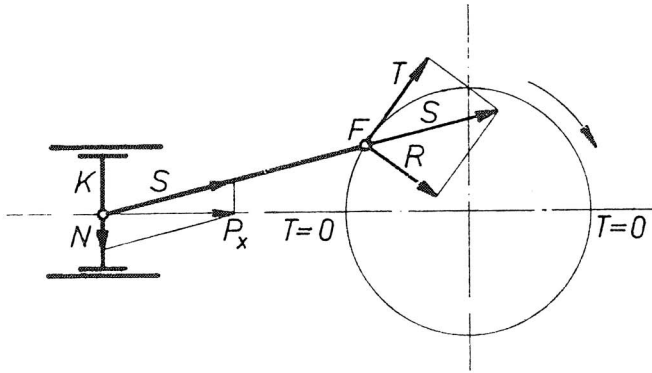


6.103 ábra
Gőzgép forgattyus hajtóműve

ami a dugattyut balról jobbfelé mozgatja. A jobboldali hengertérből a gőznek ugyanakkor el kell távoznia. A dugattyurudat a jobboldali hengertetőn tömítő szelencén vezetjük ki. A tömítőszelence azért szükséges, hogy a rud mellett gőz ne tudjon megszökni. A dugattyurud a keresztfejhez van erősítve. A keresztfejhez csuklósan csatlakozik a hajtórud egyik vége is. A hajtórud másik vége pedig a forgattyucsaphoz csatlakozik. A hajtórud egyik vége a keresztfejjel együtt, ide-oda menő haladó mozgást, a forgattyucsaphoz csatlakozó vége pedig a forgattyucsappal együtt körmozgást végez. A keresztfej részint a hajtórud bekötésére szolgál, részint a dugattyurud végét egyenesbe vezeti, mivel a hajtórud

ferde állásainál az erőhatás a hajtórudban ferde irányú. A dugattyu és a keresztfej AA, jelű elmozdulási utja a gép s lökethossza. Ez a lökethossz megegyezik a forgattyukör átmérőjével is. Ennél a gépnél a dugattyu mindkét oldalára működik a nyomás, ezért kettős működésű gépnek nevezzük.

A forgattyus hajtóműnél fellépő erőhatások vizsgálatára tegyük fel (6.104 ábra), hogy a dugattyurud a keresztfej K csapjának P_x vízszintes erőhatást ad át. A P_x erő felbontható a hajtórud irányába eső



6.104 ábra
Erőhatások forgattyus hajtóműnél

S ruderőre és a keresztfej talpán működő N erőre. Ezzel az N erővel szemben kell megtámasztani a keresztfejet a keresztfejvezetékben. Az S ruderő az F forgattyucsapnál felbontható az érintőleges T komponensre és a forgattyukar irányába eső R erőre. Ezek közül forgatást, vagyis munkát csak az elmozdulás irányába eső, érintőleges T erő végez, az R erő a forgattyukart nyomásra veszi igénybe. A T forgató erőt érintőleges (tangenciális) erőnek nevezzük. A tangenciális erő a forgattyukar vízszintes állásainál 0 értékű, vagyis a dugattyu szélső állásaiban csupán a forgattyukar irányába eső összenyomó erő működik. Ekkor nincs forgatóhatás, a gép ezekből a helyzetekből a saját erejével nem tud megindulni, ezért nevezzük ezeket az állásokat holtpon-ti állásoknak. Forgás közben a lendítőkerék segíti át a forgattyut ezeken a holtpon-ti helyzeteken.

A keresztfej talpára működő N nyomóerő a felvett forgásértelemnél a dugattyu visszafelé haladásában erőgépeknél szintén lefelé hat, mivel ekkor a dugattyu jobb oldalára működik a gőznyomás. Így a dugattyurud és a hajtórud huzásra vannak igénybevéve. Munkagépeknél, ahol a forgattyu mozgatja a dugattyut, az N erőhatás a felvett forgásérte-

lemnél felfelé mutatna, ezért fekvő munkagépeknél inkább az ellenkező forgásértelmet alkalmazzuk, mert lefelé ható N erőt az alapzatra könnyebb átadni.

A forgattyus hajtóműnél tehát az egyik elem, a forgattyu egyenletes szögsebességgel forog. A lendítőkerék a nagyobb, forgó tömegével biztosítja bizonyos határok között a forgómozgás egyenletességét. A dugattyu, illetve a keresztfej pedig ide-oda menő haladó mozgást végez. A holt-pontokban például áll, itt vált át ugyanis az egyik mozgásirányból a másikba. A hajtórud hossza gőzgépeknél a forgattyukör r sugarának az ötszöröse, vagyis $l = 5r$, motoroknál $l = 4r$ körül van.

Ha a hajtórud végtelen hosszú volna, akkor a forgattyukar 90° -os elfordulásával, vagyis a forgattyu középpontjánál a dugattyu is a löketének közepénél volna. A forgattyucsap egyenletes szögsebességét feltételezzük, tehát $\omega = \text{konst.}$ Ebből következik, hogy az érintő irányú sebesség is állandó:

$$v = r \omega = \text{konst.}$$

Végtelen hosszú hajtórud, vagy kulisszás hajtómű (6.105 ábra) esetén a dugattyu és keresztfej mozgása tulajdonképpen egyenletes körmozgás vetülete, tehát a φ szögelforduláshoz tartozó elmozdulást úgy kapjuk, hogy a sugárból kivonjuk a sugár vetületét.

$$x = r (1 - \cos \varphi)$$

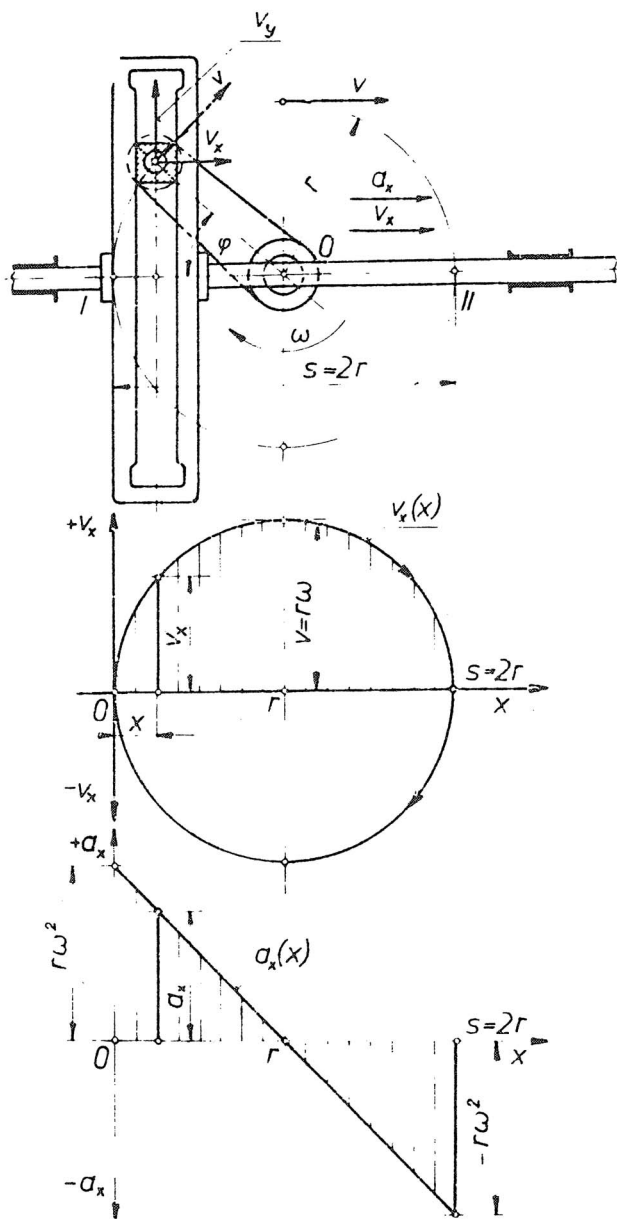
Mivel $d\varphi/dt = \omega$ differenciálással kiadódik, a sebesség:

$$v = dx/dt = r \omega \sin \varphi; \text{ ahol } \varphi = \omega t$$

Másodszori differenciálással a gyorsulást kapjuk:

$$a = dv/dt = r \omega^2 \cos \varphi$$

A gyorsulás értékei: ahol $\varphi = 0$, vagyis $x = 0$ ott $a = r\omega^2$, ahol $\varphi = 90^\circ$ ott $a = 0$ és ahol $\varphi = 180^\circ$ ott $a = -r\omega^2$. A gyorsulást a dugattyuut mentén egyenes ábrázolja.



6.105 ábra
Sebesség és gyorsulás kulisszás hajtóműnél

Felhasznált és ajánlott irodalom

1. Dr.Sváb János: Gépelemek I. Tankönyvkiadó, Bp. 1966.
J5-490
2. Dr.Sváb János, Mátyus Sándor: Gépelemek II. Tankönyvkiadó,
Bp. 1966. J5-491
3. Dr.Terplán Zénó: Gépelemek I/2. Tankönyvkiadó, Bp. 1973.
J14-526
4. Dr.Terplán Zénó: Gépelemek II/1. Tankönyvkiadó, Bp. 1973.
J14-527
5. Dr.Terplán Zénó: Gépelemek II/2. Tankönyvkiadó, Bp. 1973.
J14-528
6. Dr.Terplán Zénó: Gépelemek IV. Tankönyvkiadó, Bp. 1974.
J14-580
7. Dr.Vörös Imre: Gépelemek I. Tankönyvkiadó, Bp. 1962.
8. Dr.Vörös Imre: Gépelemek II. Tankönyvkiadó, Bp. 1964.
9. Dr.Vörös Imre: Gépelemek III. Fogaskerekek. Tankönyvkiadó,
Bp. 1965.
10. Dr.Vörös Imre: Gépelemek I. Tankönyvkiadó, Bp. 1966.
J4-523
11. Dr.Vörös Imre:szerk: Gépelemek tervezési segédlet I. Tan-
könyvkiadó, Bp. 1966. J4-498
12. Dr.Vörös Imre: Gépelemek II. (Vegyészmérnök hallgatók ré-
szére)Tankönyvkiadó, Bp. 1965. J6-17
13. Dr.Pattantyus Á.Géza: A gépek üzemtana. Tankönyvkiadó, Bp.
1964.
14. Pattantyus: Gépész és Villamosmérnökök kézikönyve 3. Gépek
szerkesztése és üzemtana. Műszaki Könyvkiadó, Bp. 1961.
15. ten Bosch: Gépelemek. Műszaki Könyvkiadó, Bp. 1964.

7.0 CSŐVEZETÉKEK, TARTÁLYOK, VEGYIPARI KÉSZÜLÉKEK

7.1 KORRÓZIÓVÉDELEM

Korrózióknak nevezzük a fém szerkezeti anyagnak roncsolódását, melyet a felületéről kiinduló kémiai vagy elektrokémiai hatások okoznak. Ilyen hatásokat váltanak ki a folyadékok, fémolvadékok, gázok, gőzök, nedves levegő vagy talaj. A nemfémes szerkezeti anyagok elterjedése óta az üvegre, műanyagra, gumira, stb. gyakorolt duzzasztó, lágyító vagy oldó hatást is korrózióknak nevezik. Más jelenség következménye a kopás, ami mechanikai okok (surlódás) következtében leváló apró részecskék által okozott felületi változás.

A korróziós folyamatok sokszor alapvetően meghatározzák a készülék élettartamát, kialakítását. Rendkívül fontos tehát, hogy a technológia és az azt megvalósító szerkezet tervezője összehangolja elképzeléseit, figyelembe véve a korróziós rongálódás várható nagyságát és jellegét. A hatás mértékének, a folyamat sebességének egyértelmű megadása legtöbbször komoly nehézségkbe ütközik. Megoldásuk csak az összes számbajöhető tényező ismerete és elemzése útján lehetséges.

A korrózió elleni védekezés legegyszerűbb módja (nem mindig gazdaságos) megfelelő szerkezeti anyag alkalmazása. Jól megválasztott ötvözéssel és feszültségmentesítő hőkezeléssel, az anyag kémiai tisztaságával a korrózió elkerülhető. Másik mód a hatóanyag olyan kezelése, hogy annak korrodáló tulajdonsága csökkenjen. Ez úgy történik, hogy olyan korróziógátló anyagokat kevernek a töltetbe, amelyek megakadályozzák a mikro-anódok és katódok működését.

Gazdasági szempontból kedvező lehet, a korróziós veszélynek kitett felületek ellenálló réteggel való bevonása. A felületkezelés széleskörű lehetőségeket rejt magában. Előnye az, hogy - pl. egy tartályt véve alapul - nem kell drága örvözött anyagból készíteni az egész tartályt, hanem csak a töltettel érintkező felületi réteget.

Szokásos eljárások:

- a) plattírozás (melegen felhengerelt korrózióálló fémlemez)
- b) lemez-, műanyag-, gumi-, v. kerámiabélés
- c) fémszórás
- d) fémfürdőbe mártás
- e) zománcozás
- f) lakkbevonat
- g) foszfátózás.

A tervezéskor figyelembe veendő korróziós szempontok: éles sarkok, szűk terek, szögletek ne legyenek, amelyekben a folyadék vagy gőz megrekedhet. Vizzel tisztított helyeken vízlevezető ferde felületeket vagy csatornákat kell kiképezni. Gondoskodni kell a megfelelő szigetelésről, a könnyű szétszerelhetőségről.

7.2 CSŐVEZETÉKEK ELEMEI

A csővezetékek többnyire körkeresztmetszetűek. Minden iparágban, de különösen a vegyiparban fontos szerepük van. Csővezetéken szilárd, folyékony vagy gáznemű anyagot továbbítanak. A szilárd közeg szállítására légáramot vagy folyadékáramot használnak (pneumatikus és hidraulikus szállítás), a gáznemű és folyékony anyag a csővezetékben külön közvetítő közeg nélkül áramlik. Az áramlást a csővezetékre kapcsolt gép (pl. szivattyú) tartja fenn.

7.2.1 Csőfajták, szabványaik

A cső legfontosabb mérete: az átmérője. Valamely feladat ellátására nem lehet tetszőleges átmérőjű csövet gyártani, mert ez nem lenne gazdaságos. Szabvány rögzíti, hogy milyen névleges átmérőjű (NÁ) és öntöttvas csöveknél milyen névleges nyomású (NNY) csöveket gyártanak, s a tervezőnek ebből a méreetsorból kell kiválasztani a kiszámított szükséges értékhez legközelebb állót. A kiválasztás szempontjaira később visszatérünk. A névleges átmérő a cső kerek számban kifejezett belső átmérője, tehát nem pontosan a cső belső mérete. Az egymáshoz tartozó cső, karima és szerelvény kiválasztását is a névleges átmérő alapján végezzük el. Névleges nyomás: öntöttvas csővezetékek építésekor alkalmazandó nyomásfokokozatok szabványosítva vannak. Minden névleges nyomáshoz V és G fokozat tartozik. A "V" fokozat 100°C alatti hőmérsékletű vízre, vagy egyéb, forrpon alatti hőmérsékletű, veszélytelen folyadékokra érvényes.

A "G" fokozatban megadott legnagyobb megengedett üzemi nyomás gázra, gőzre és egyéb 300°C alatti hőmérsékletű légnemű anyagra, valamint fokozott biztonságot igénylő folyadékokra vonatkozik.

A csöveket anyaguk szerint szokták csoportosítani, a magyar szabvány is így tartalmazza.

a) Acélcsövek

Az acél a leggyakoribb csőanyag. A gyártás technológiája szerint varrat nélküli vagy hegesztett acélcső fordul elő.

A varratnélküli acélcsővek 10-429 mm külső átmérővel, 1,8-32 mm falvastagsággal és 4-12 m hosszban készülnek. A külső átmérőket, és az ugyanolyan külső átmérővel, de más-más falvastagsággal gyártott csövek folyómétersúlyát is az MSZ 99 tartalmazza. (7.1 táblázat-függelék).

A hegesztett acélcsővek kifejlesztéséhez az vezetett, hogy az ipar egyre nagyobb átmérőjű csöveket igényelt, amelyeknek varratnélküli kivitelben való gyártása már bonyolult feladat. Attól függően, hogy az acéllemezt, vagy -szalagot hossz tengelyével párhuzamosan vagy spirálisan hajlítják csővé és hegesztik össze: hosszvarratos vagy spirálvarratos csöveknek nevezzük. A hegesztési technológia fejlődésével a varratos csövek mindjobban elterjednek, mert igen nagy előnyük az, hogy pontosan a számított méretre gyárthatók, valamint az, hogy nagy átmérőknél kis falvastagság is megvalósítható.

A hosszvarratos csövek külső átmérőit, falvastagságait, folyómétersúlyát az MSZ 3740 tartalmazza. Az acélcsővek anyaga ötvözetlen vagy ötvözött acél. Az ötvözetlen acélcsővek víz, meghatározott nyomású gőz, oldószerek szállítására alkalmasak. Nem használhatók szervesen oldható és szerves savakhoz. Az ötvözött acélcsőveket a szállított közeg milyensége szerint ötvözik a kívánt tulajdonságúra.

b) Öntöttvas csövek

Régebben a víz-, és gázvezetékeket öntöttvasból készítették, amely anyag igen tartósnak bizonyult. Hátránya: a csőelemek összeerősítése bonyolult (hegeszteni nem lehet) módon oldható meg, nehéz, a dinamikus hatásokat nehezen tűri, acélcsőveknél rövidebb hosszokban kapható. A más anyagokból készített csövek gyártási technológiájának fejlődése lassan kiszorítja az öntöttvas csöveket és lehetőséget nyújt jobb, olcsóbb, könnyebb csővezetékek építéséhez. Az öntöttvas csődarabokat tokos vagy karimás kötéssel szerelik össze. (ld. 7.2.2 fejezet). Az öntöttvas csövek névleges átmérőit 25-1200-ig az MSZ 81, a NÁ-hoz és NNY fokozathoz tartozó falvastagságokat az MSZ 83 tartalmazza.

c) Fémcsövek

Ide soroljuk az alumínium, ólom, sárgaréz, vörösréz csöveket, melyeket kémiai ellenállóképességük miatt elsősorban a vegyiparban alkalmaznak. A fémcsövek könnyen alakíthatók, jól tisztíthatók, ezért a tejfeldolgozó ipar, gyógyszeripar, élelmiszeripar nélkülözhetetlen elemei. Az alumínium csövek kivételével a többi alapanyagát külföldről kell behozni, ami azt jelenti, hogy drágák. Az ötvözött alumíniumcső méreteit az MSZ 3757, az ólomcsövek adatait az MSZ 833 és MSZ 835, a rézcsöveket az MSZ 760 és MSZ 733 tartalmazza.

d) Rideg anyagú csövek

Közös jellemzőjük (az elnevezés is mutatja) a törékenysége, a nehéz megmunkálhatóság és az elemek bonyolult összekapcsolása. Ezek a fizikai tulajdonságok különleges gyártási, szerelési körülményeket követelnek. Az azbesztcement (eternit) csöveket nyomó és lefolyócsőként alkalmazzák, de szállítanak benne semleges sóoldatot, gázt, sűrített levegőt is. A többihez képest kevésbé ridegek, fűrészszel vághatók. Ivek, szűkítők, egyéb idomdarabok és csőköti elemek is készülnek az eternit-csővekhez. Szabványaik az MSZ 4742-ben és 4741-ben találhatók. A kőagyag a vegyiparban szerkezeti anyag, mivel az agresszív hatású vegyületekkel szemben ellenállóbb a korrózióálló acélnál is. Elterjedését az sem tudta megakadályozni, hogy igen törékeny és hőmérsékletingadozásokra érzékeny. Szennyvíz szállítására használt kőagyag csöveket földbe fektetik, egyéb helyen pedig a vezeték építésénél ügyelnek arra, hogy az állandóan ellenőrizhető legyen. A kőagyagcsövek adatait az MSZ 567-ben és MSZ 568-ban találhatjuk meg. A vegyipar másik nélkülözhetetlen szerkezeti anyaga az üveg. Az üvegcsövek nemcsak korrózióállóságuk, hanem tisztaságuk miatt is használatosak az élelmiszeripar számos területén. A vegyiparban néhány anyag (pl. foszforsav, lugok, fluorsók) kivételével minden területen alkalmazható. Az üvegcső hátránya a gyenge szilárdság, a kis nyomás-, és hőállóság. Lényeges előnye azonban, hogy az üvegcsövön keresztül a benne áramló közeg jól megfigyelhető.

A drága ötvözött acélcsővek helyett alkalmazták először a műanyag csöveket, amelyek sokszor az adott vegyi anyaggal szemben még ellenállóbbak. Számos előnyük következtében egyre jobban terjednek. Ezek az előnyök a következők: ellenállóak savakkal, lugokkal szemben, rossz hővezetők, könnyűek, jól szerelhetők, sima felületűek, jól tisztíthatók. Bár az újabb és újabb műanyagok minősége egyre javul, néhány hátrányát el kell mondani: nagy hőtágulás, hőre és ütésre érzékeny, kicsi a szilárdsága. Néhány fontosabb műanyagcső szabványa: PVC cső: MSZ 13580, MSZ 7907; polietilén cső: MSZ 7566 és MSZ 7908. A teflon a vegyipar szempontjából igen értékes műanyag, ugyanis szinte minden hatóanyagnak ellenáll. Izre, szagra nem érzékeny, nem ég, nem gyúlékony. Forgácsolással könnyen megmunkálható. A műanyag csöveket ragasztással és speciális hegesztéssel kapcsolják össze csővezetékké.

7.2.2 Csőkötések

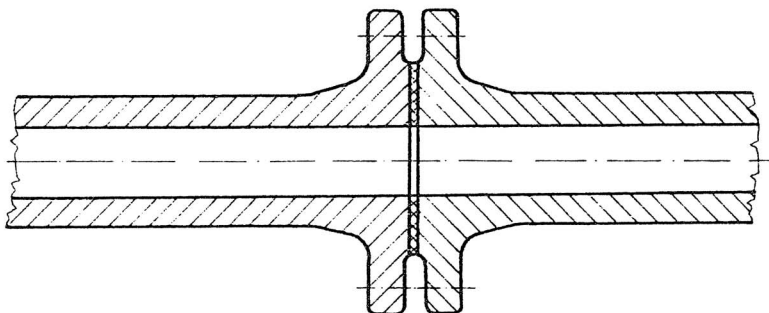
Csődarabokat csővezetékké egyesíteni kétféle módon lehet: oldhatóan és nem oldhatóan. Az oldható kötés előnye, hogy esetleges üzemszavar esetén (ami általában nem a csőben, hanem a szerelvényeknél fordul elő) a csővezetékét megbontva a hiba megszüntethető. Lényeges

szempont az is, hogy oldható kötés alkalmazásakor a szerelési munkák egyszerűsödnek, a csővezeték karbantartása úgyszintén. Hátrányt jelent azonban az, hogy szerelési pontatlanság következtében a kötések nem tömítenek, vagy a tömítést biztosító szerkezeti elem a csőbe "belögvé" zavarja az áramlást.

Mindezek ellenére nem túl nagy átmérőjű csővezetéknel elterjedten használják az oldható csőkötéseket, azaz: a karimás, karmantyús és tokos csőkötetést. Nagy átmérőjű csövek oldható kötése és ezek karbantartása nem mindig gazdaságos. Biztos tömítettséget és jó áramlási viszonyokat nem oldható kötéssel lehet elérni. Ilyen technológia a hegesztés, forrasztás, sajtolás és ragasztás.

I. Oldható csőkötések

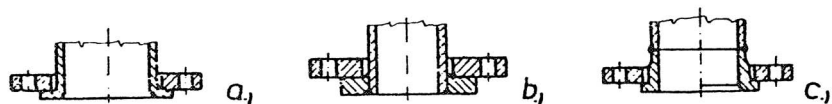
a) Karimás csőkötések: Nagy belső nyomásoknál a csavarokkal összefogott karimás kötés hibátlan szerelés mellett kiváló csőcsatlakozás. Fém, fémötvözet, üveg, kőagyag, porcelán, műanyag, vagy más különleges anyagú csöveknél is elterjedt. Két megoldása használatos: az egyiknél a cső vége karimás kiképzésű (öntöttvas cső 7.01 ábra), a másikonál a sima csővégre karimát csatlakoztatnak. A kötés úgy valósul meg, hogy a két csővég karimája közé tömítést helyeznek, majd a felfekvő felületeket összeillesztve a csavarokat meghúzzák. A csőkarimákat



7.01 ábra
Öntöttvas cső karimás csővéggel

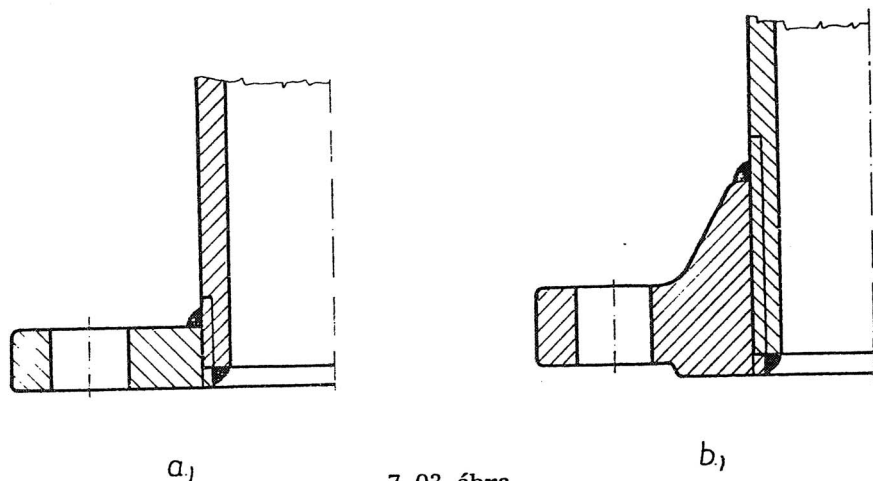
többféle alakban gyártják. A karimatípusok méreteit, nyomástűrőereit, szabvány írja elő. Az áttekintő táblázat (MSZ 2900), amely az összes hazánkban gyártható karimafajtát tartalmazza, a függelékben megtalálható (F 7.02 táblázat). Alárendelt jelentőségű helyen, kis falvastagságú csöveknél un. laza karimát használnak (7.02 ábra). A csővéget kiperemezik (7.02/a ábra) és úgy helyezik rá a karimát. Szokásos egyébként az a megoldás is, hogy a cső végére kötőgyűrűt hegesztenek, s a laza karima ezen fekszik fel (7.02/b ábra). A kötőgyűrű szerepét toldatos ka-

rima is átveheti, ami a hegesztési technológia szempontjából előnyösebb (7.02/c ábra).



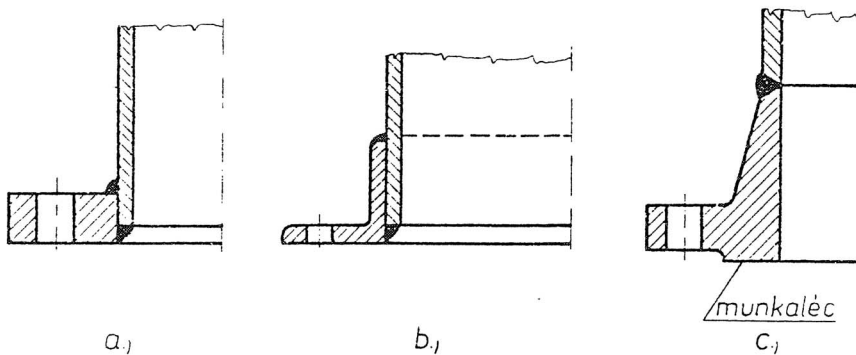
7.02 ábra
Lazakarima megoldások (a,b,c)

Csővégre csavart menetes karimákat mutat a 7.03 ábra. A karima lehet lapos (kör vagy ovális alaku: 7.03/a ábra) és toldatos (7.03/b ábra). Menetes karimáknál a csövet be szokták hegeszteni a karimába, ugyanis a csavarment nem tömit önmagában. Ezt a megoldást nagynyomású és nagy hőmérsékletű közegek szállítására szolgáló csővezetékelnél kedvelik. A rögzített (hegesztett karimák közül a legegyszerűbb a csővégre hegeszthető sima karima, amely kis nyomásoknál alkalmazható (7.04/a ábra),



7.03 ábra
a) Lapos menetes karima, b) Toldatos menetes karima

mert a hegesztés miatt a tömítőfelületek elvetemednek, s az összeszorító csavarok a hegesztési varratot hajlításra veszik igénybe. Kedvezőbb igénybevételt jelent az ún. hegeszthető toldatos karima (7.04/c ábra), amelynél a hegesztési varrat távolabb van a tömítőfelületektől, ezért az előbb említett káros hatás nem érvényesül. A tömítőfelületen a karimát ún. munkaléccel látják el. Ennek két előnye van: 1. nem kell a teljes tömítőfelületet megmunkálni, csak egy kisebb átmérőjű részt, 2. a kisebb tömítőfelület következtében a tömítési nyomás nagyobb, ami a jobb

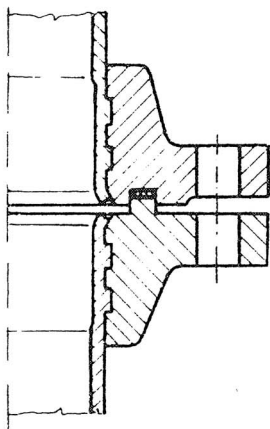


7.04 ábra

a) sima karima, b) szögidomacél karima, c) hegeszthető toldatos karima

zárást segíti elő. Szokásos a cső végére egyenlőszárú szögidomacélból karimát hegeszteni. Ezt általában könnyű lemezcsöveknél használják (7.04/b ábra).

Ha a toldatos karima belső felületére hornyokat készítenek, akkor a cső belehengerelhető (7.05 ábra). Ügyelni kell azonban arra, hogy ez a csőkötés csak hideg közeget szállító vezetékben felel meg, ugyanis a nagy hőmérsékletingadozás okozta deformáció a karima és cső csatlakozást meglazítja.



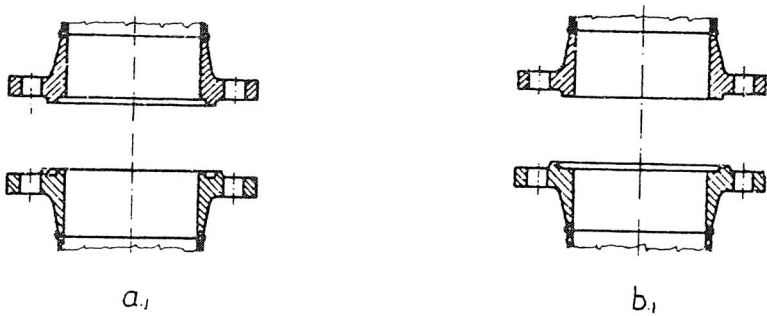
7.05 ábra

Hornyos karima belehengerelt csővéggel

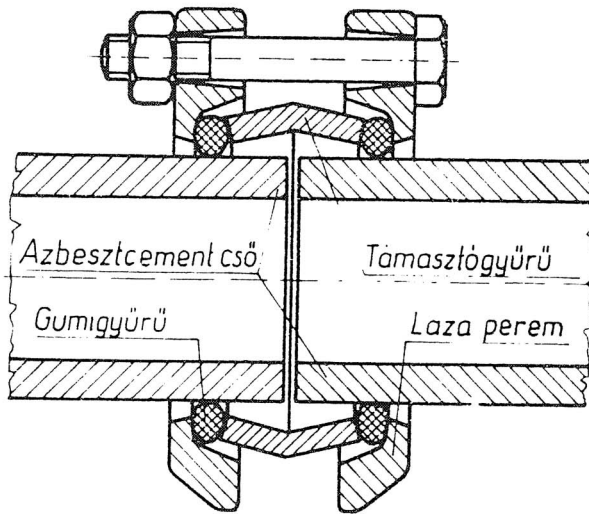
A 7.06 ábrán látható két jellegzetes tömítőfelületkialakítás. Az egyik karima-fél tömítőfelülete kiugrik a karima síkjából, a másik pedig horonyszerűen van kiképezve. A kétféle megoldás neve: horony-szád (MSZ 2993) és kiugrás-beugrás (MSZ 2994).

Különleges karimás megoldás a Gibault-kötés (7.07 ábra), melyet azbesztcement (eternit), üveg, műanyagcsövek csatlakozásánál használnak. A laza karimán átmenő csavarok a közepén levő öntöttvas támasztógyűrű végeinek szorítják a gumból készült tömítőkarikákat. A kialakítás néhány fok szögelfordulást is lehetővé tesz.

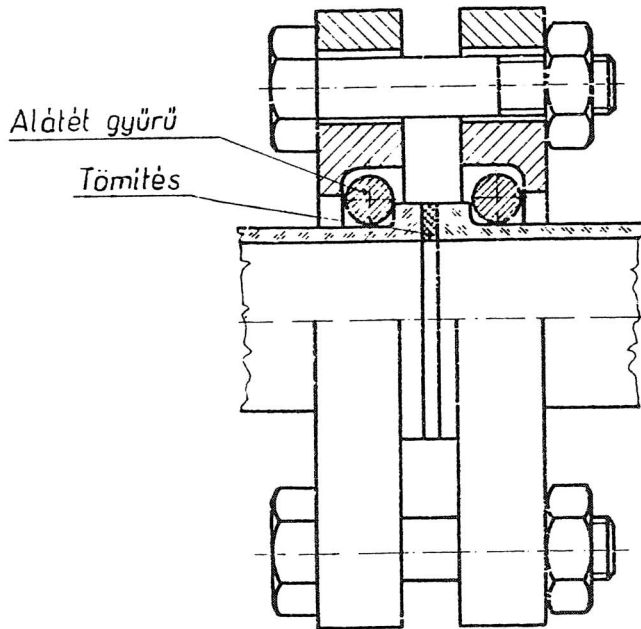
Peremes üvegcsövek kötését fémből készült lazakarimával úgy oldják meg, hogy a karima hornya és az üvegcső pereme közé lágy anyagból készített alátétgyűrűt helyeznek. Ez rugalmasan adja át az összeszorító erőt a csőnek. A tömítést a csővégek közé helyezik (7.08 ábra).



7.06 ábra
 a) horony és szád, b) kiugrás és beugrás

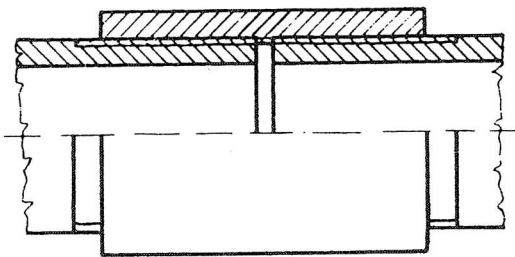


7.07 ábra
 Gibault kötés



7.08 ábra
Lazakarima üvegcsőhoz

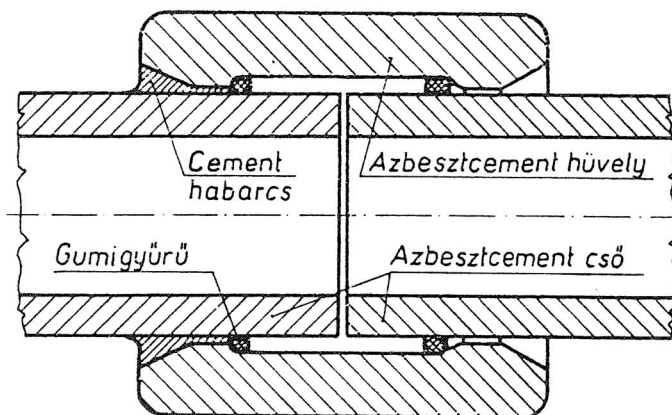
b) Karmantyús csőkötések: A két csővéget egy harmadik darab, az un. karmantyú fogja össze. Kisebb csőátmérőknél a csővégekre menetet vágnak, s erre egy nagyobb átmérőjű rövid, belső menetes csövet (karmantyút) csavarnak. A csavarkötés nem tömít, ezért a meneteket miniumos kenderszállakkal csavarják körül. A menetes karmantyút pl. a gázcsöveknél alkalmazzák (7.09 ábra).



7.09 ábra
Menetes karmantyús kötés

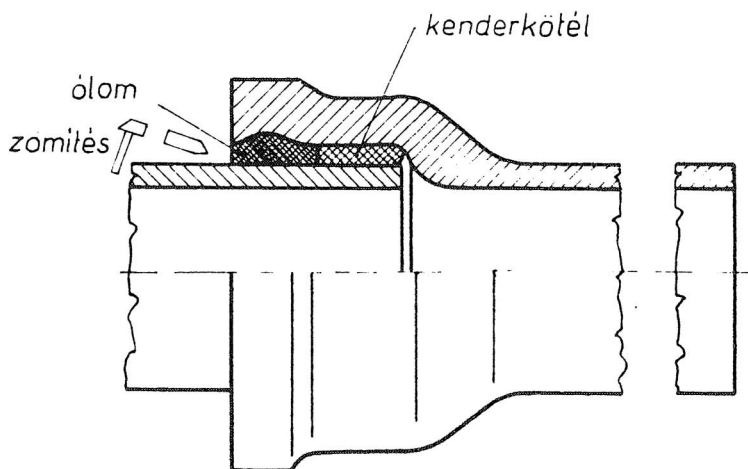
Az azbesztcement csövek gyakori kötésmódja a Simplex-kötés (7.10 ábra). A karmantyú a csöveknél nagyobb átmérőjű, vastagabb falú, szintén azbeszt cső, melynek belsőjébe hornyokat készítettek. Ide helyezik a gumigyűrűket. A karmantyú két vége nem a azonos belső átmérőjű. A szűkebb végét ráhúzzák az egyik csőre, behelyezik az egyik gumigyűrűt, majd miután a má-

sik csövet beillesztették, speciális szerszámmal felhúzzák a másik gumigyűrűt. A rögzítést a nagyobb belső átmérőjű karmantyúoldalra öntött cementhabarccsal oldják meg.



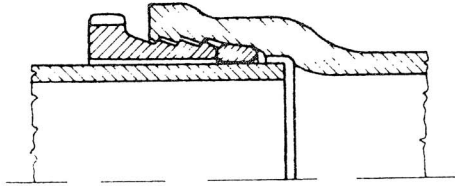
7.10 ábra
Simplex kötés

c) Tokos csőkötés: Szerkezetileg abban különbözik a karmantyús csőkötéstől, hogy itt a karmantyú szerepét az egyik, kiöblösödő végű cső veszi át. Általában földbe fektetett öntöttvas vezetékeknél használják a zömített kötést. A sima csővéget a tokba dugják, a hézagot pedig több menetben becsavart kenderkötéllal töltik ki (7.11 ábra). Ezután a csőkötés közé agyaggátat építenek, s egy tölcséren keresztül ólommal töltik ki a két-kúpos üreget. Az ólom megszilárdulása után az agyaggátat eltávolítják és az ólomot kalapáccsal zömítik. Ma már egyre ritkábban használják.



7.11 ábra
Zömített kötés

Öntöttvas csöveket csavarkötéssel is szokták csatlakoztatni. A tokos csővéget belső menettel látják el (7.12 ábra). A tok aljába gumigyűrűt szorítanak be egy külső menetes gyűrűvel, amelynek peremén hornyok vannak a csavarkulcs számára. A beszorított gumigyűrű a sima csővégen felfeküdve tömít.



7.12 ábra
Csavarkötés

Az agresszív közeg hatása ellen a gumigyűrűt ólomborítással látják el.

II. Nem oldható csőkötések

Ide tartozik a hegesztés, forrasztás, ragasztás, sajtolás.

A hegesztett csőkötések jól tömítenek, olcsón előállíthatók, nem igényelnek karbantartást. Alkalmazásuk azonban csak akkor gazdaságos, ha a vezeték nem kell többé szétbontani. A nehezen tömíthető hűtő- és fűtőolajok, mérgező, erős szagú anyagok, és nagynyomású gőz esetében a hegesztett kötések nélkülözhetetlenek. A forrasztott kötések erősek, vegyi hatáson ellenállnak, ha a forrasztóanyag korrózióállósága legalább a cső anyagáéval egyezik meg.

7.2.3 Csőszerelvények

Csőszerelvénynek nevezzük a csővezetékbe épített olyan szerkezeteket, amelyek a közeg áramlását részben vagy egészben megakadályozzák. A közeg útjába valamilyen zárótestet helyeznek, ügyelve arra, hogy nyitott helyzetben a szerelvényen való áthaladáskor a folyadék vagy gáz ne szenvedjen iránytörést és a cső teljes keresztmetszete szabadon maradjon. A hosszú ideig zárt állapotban tartott szerelvénynek is jól kell tömítenie. Ha a zárófelület megkopott, meg kell csiszolni, vagy ki kell cserélni, ezért annak könnyen hozzáférhetőnek kell lennie.

A csővezetékek szerelvényei lehetnek záró-, szabályozó-, és üzemvitelt biztosító szerelvények.

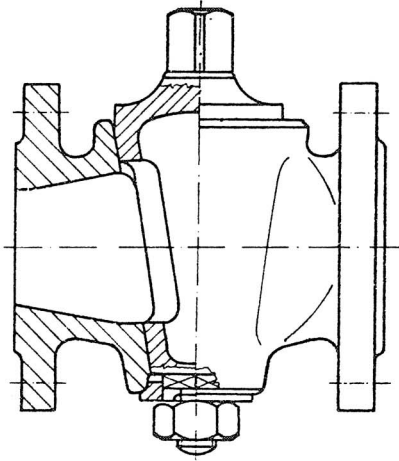
I. Zárószerelvények

A zárószerelvényeket a csővezetékbe csavarmenettel, karimával vagy hegesztéssel építik be. Megköveteljük az üzembiztonságot, a tömör zárást, a jó kezelhetőséget, a kis ellenállást, a könnyű szerelhetőséget. A záróelemek lehetnek: csapok, tolózárak, szelepek. Összehasonlításuk a 7.I. táblázatban látható. A zárófelületeket mozgató orsó anyaga általában sárgaréz, ónbronzzal, acél vagy rozsdasaválló acél.

7.01 táblázat

Jellemzők	Csapok	Tolózárok	Szelepek
áramlási ellenállás	csekély	csekély	mérsékelt
szükséges nyitóerő	csapforgó és ház illesztése szerint	nyomás és zárófelület szerint	csekély
nyitás- és zárás idő	rövid	hosszú	közepes
zárófelületek kopásállósága	rossz	közepes	jó
áramlás iránya	egyenes	egyenes	változó
építési hossz	közepes	rövid	hosszú
építési magasság	alacsony	magas	közepes
alkalmazása NÁ szerint	NA 15-100 (300)	NA 40-2000	NA 10-150 (300)
alkalmasság fojtásra	közepes	rossz	nagyon jó
zárófelületek	2 kúpfelület	2 záró gyűrű	1 záró gyűrűpár
zárófelület-be-csiszolás	könnyű	nehezebb	könnyű
zárófelület berágódás	gyakori	előfordul	ritka
hőmérséklet érzékenység	nagy	közepes	csekély
tisztíthatóság	jó	rossz	rossz

Ugyanezek az anyagok megfelelnek zárófelületnek is, csak arra kell vigyázni, hogy az egymáson szorosan felfekvő felületek különböző anyagból készüljenek, különben egymásba berágódnak. Agresszív hatású szállítandó közeggel érintkező szerelvényfelületeket megfelelő korrózióálló kezeléssel kell ellátni (bevonat, bélés, stb.).



7.13 ábra
Kúpos csap

a) Csapok

Legőssibb, legegyszerűbb működésű záróelem. A csapházban elfordítható, 1:6 kuposságú, általában hosszúkás átmenőnyílással ellátott forgástest van (7.13 ábra). Ha a forgó nyílása az áramlás irányába esik, akkor a csap nyitva van. A nyitást a csapforgó négyzetes végű szárára húzott kulccsal végzik, ami igen gyors nyitást és zárást tesz lehetővé. A hirtelen zárás folyadék-lökést okozhat, ezért az erre veszélyes helyekre nem tanácsos beépíteni. A tömörséget a forgatható csap és ház kúpfelületeinek felfekvése biztosítja. Ha ezek kikopnak, a csap alján elhelyezett csavaranya utánhúzásával lehet a hibát kiküszö-

bölni. Erős kopáskor a csapforgót ki kell cserélni. Nagyobb nyomásnál tömszelencés csapot alkalmaznak.

Újabban gömbcsapokat is készítenek, amelyekben a csapforgó gömb alakú. Ez a megoldás kis zárási erővel tömör zárást és szabad keresztmetszetet biztosít (7.14 ábra).

Készítenek csapokat többjáratúra is, amely az áramlás elosztására szolgál.

b) Tolózárak

A tolózár abban különbözik a csaptól, hogy itt nem forgóelem, hanem az áramlási irányra merőlegesen mozgó lap nyit ill. zár.

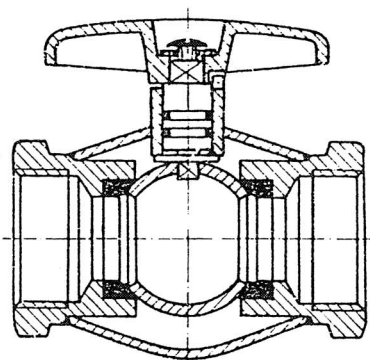
Az ék alakú zárótesttel ellátott tolózárak az ékes tolózárak. A zárótest felemelését az orsó forgatásával végzik. Kétféle megoldás terjedt el. Egyiknél az orsó egy helyben forog, s a házon belüli végén vágott balmeneten a zárótestbe épített szögletes anya felcsavarodik és magával viszi a zárótestet (7.15 ábra). Az orsó függőleges elmozdulását a felső részén levő gyűrű akadályozza meg; ezt ugyanis a tömszelence-

házzal szorítják le. A tolózár háza osztott, hogy a zárótest beszerelése megoldható legyen. A ház anyaga többnyire öntöttvas, a zárófelületek szerepét pedig a zárótestbe erősített zárógyűrűk látják el, amelyek anyaga nemesebb anyag, víznél pl. bronz. Az ékes tolózár nem zár tökéletesen, ezért csak folyadéknál célszerű alkalmazni. Az orsón a menet trapéz vagy zsinórmenet, hogy a surlódási ellenállás minél kisebb legyen.

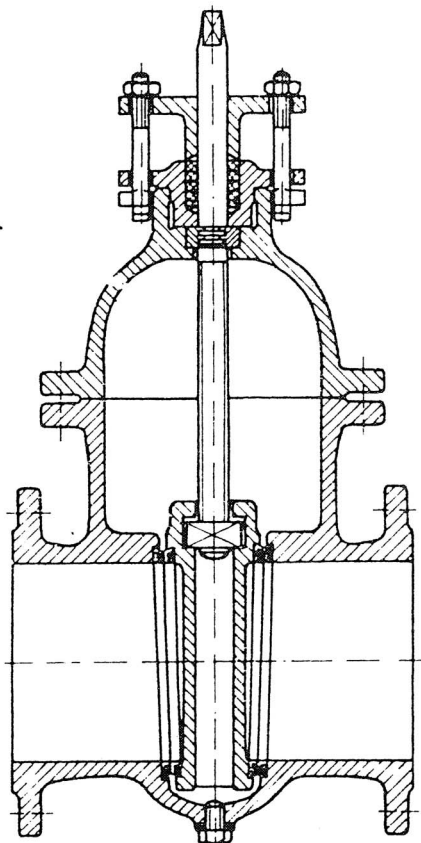
Ha a csővezetékben szállított közeg koptató hatású, pl. iszapos víz, a belső menetes tolózár használata azért nem célszerű, mert a meneteket eltömítheti vagy idő előtt kikoptatja az iszap. Ilyenkor az orsó házon kívüli szakaszán van a csavarmenet. Az orsó egy felül elhelyezett hidban forgathatóan rögzített anyán megy keresztül, amely anyá forgatásával az orsó felemelkedik és magával viszi a zárótestet. Ez az emelkedő orsós tolózár (7.16 ábra). A menetes szakasz hozzáférhető, kenhető és ellenőrizhető, de helyszükséglete az előzőhöz képest nagyobb.

Nagy hőmérsékletű közeget szállító csővezetékben ékes tolózár nem használható. Helyette párhuzamos zárófelületűt építenek be. A nyitáskor fel lépő nagy surlódási erő csökkentésére körülfolyó szolgál, amelynek csapját kinyitva a zárótestek körül a nyomás kiegyenlítődik. A tolózár ezután lehet nyitni (7.17. ábra).

A korszerű nagyüzem nagynyomású és nagyhőmérsékletű anyagokkal dolgozik, amelyek különleges követelményeket támasztanak a szerelvényekkel szemben. Ez az akadálya sokszor az előbbi állapotjelzők további növelésének. A nagynyomású tolózárak acélöntvényből vagy kovácsolással készülnek. A zárófelületek surlódás ill. a kifújásból eredő kopás miatt mennek tönkre. A zárófelülettel szembeni követelmények:

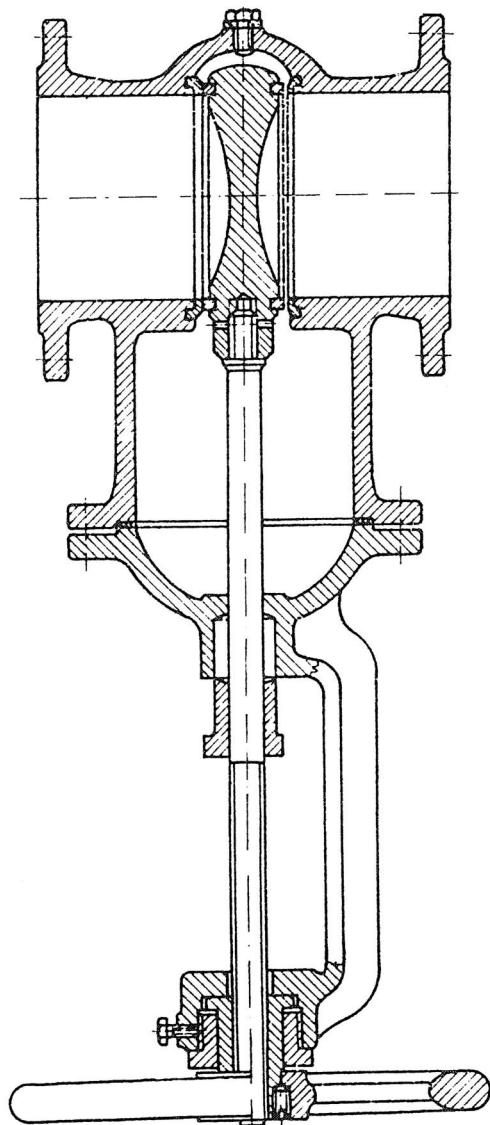


7.14 ábra
Gömbcsap

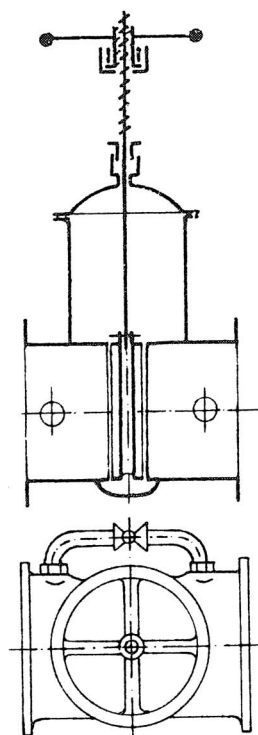


7.15 ábra
Ékes tolózár belül levő orsómenettel

kopásállóság, érzéketlenség repedésre, hőre, korrózióállóság. A ház fala általában vastag, többnyire hőálló acélból készül. Ezt a fajta elzáró testet mindig behegesztik a csővezetékbe. A 7.18 ábra nagy nyomásra és nagy hőmérsékletre alkalmas ékes tolozárát mutat. A ház acélöntvény, a fedél csavarok nélküli, önzáró tömítéssel elátva. Az "f" fede-



7.16 ábra
Emelkedő orsós tolozár



7.17 ábra
Párhuzamos zárófelületű tolozár vázlat

let a belső nyomás szorítja a "t" tömitéshez, ami a felette levő, egy darabból álló "k" karikának támaszkodik, ezt pedig felülről a "g" gyűrű tartja. A gyűrű a ház hornyába illeszkedik, a szerelhetőség miatt 3 szegmensből készítik. Ezeket a gyűrűdarabokat a "k" karika pereme tartja össze. A fedél rögzítésére való a "p" pótfedél. Ezt úgy oldják meg, hogy a fedélen levő menetre egy anyát "a" csavarnak fel, s az anya a pótfedélre támaszkodva, felhúzza a fedelet és ezzel összeszorítja a tömitést.

c) Szelepek:

A csőelzáró szerkezetek között a legjobb zárást a szelepek biztosítják. Jellegzetességük, hogy a zárótest (szeleptányér) a szeleptányér síkjára merőlegesen, a közeg áramlási irányában mozdul el. A szelep fő részei: a szelepfészkek, az orsó, a már említett szeleptányér - ezek a záróelemek; továbbá a szelepház, a szelepfedél, a tömszelence és a kézikerek. A kézikerek forgatásával az orsó felmeli a szeleptányért, a szelep nyit. Ahhoz, hogy az így létrehozott átömlő felület (a szeleptányér "D" átmérőjével és "h" emelkedésével számított hengerpalást) megegyezzen a szeleptülés keresztmetszetével, azaz a szelep teljesen nyitva legyen,

$$\left(\frac{D^2 \pi}{4} = D \pi h \right)$$

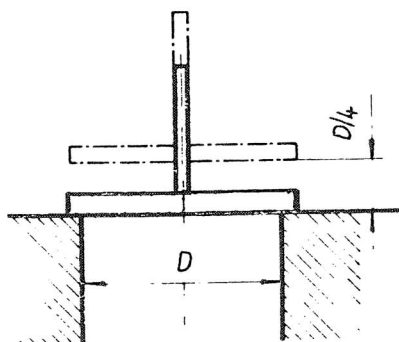
a szeleptányért

$$h = \frac{D}{4}$$

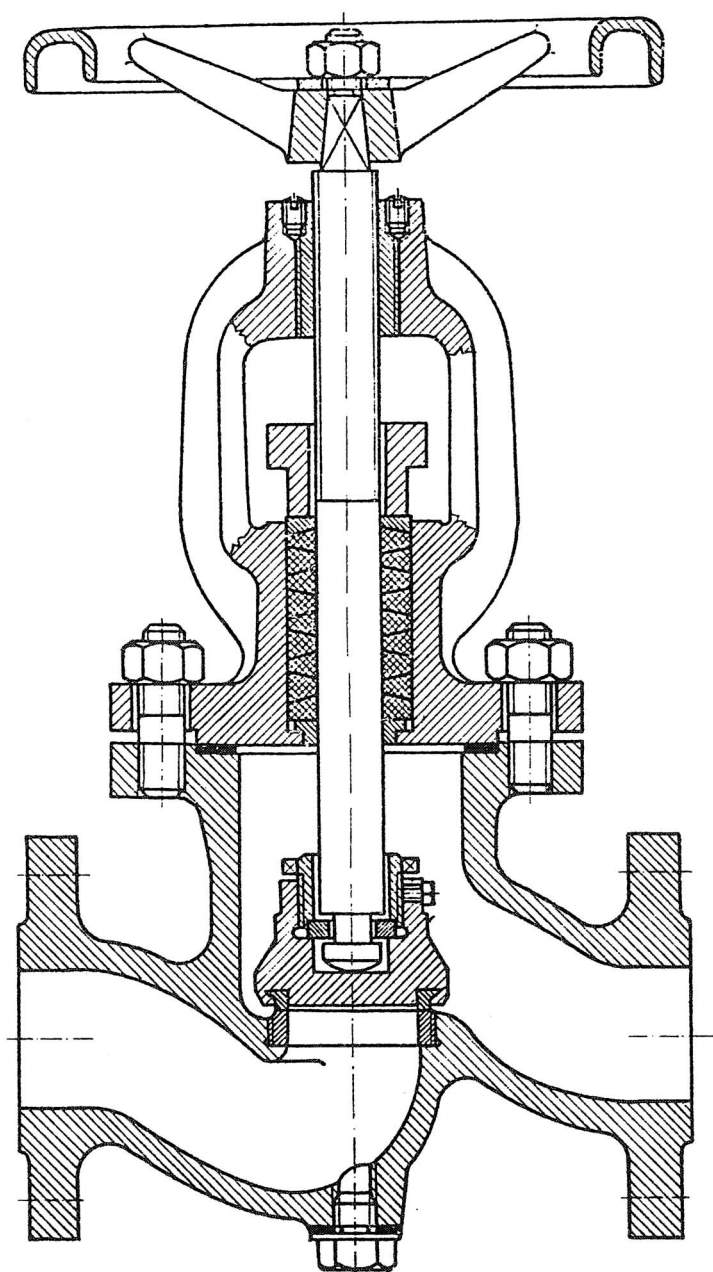
magasságra kell felemelni (7.19 ábra). Ha ezt a magasságot nem éri el, a teljes mennyiségnek csak egy részét engedi át, tehát fojt.

A szelep zárásakor és nyitásakor a teljes nyomás az orsóra hat, és ha nagy a szeleptányér, ez igen tekintélyes erőt jelent. Éppen ezért a szelepeket nem lehet olyan nagy méretekben készíteni, mint a tolózárakat, ahol nyitáskor ill. záráskor csak surlódási ellenállást kell legyőzni.

A szelepházban van a tulajdonképeni átömlési nyílás a szelepfészkekkel (v. szeleptüléssel). A szelepház felül osztott, mert a szeleptányért csak így lehet beszerelni. A házat fedél zárja, amelyben tömszelencét helyeznek el, s ezen keresztül vezetik az orsót (7.20 ábra).



7.19 ábra
Szükséges szelepemelkedés

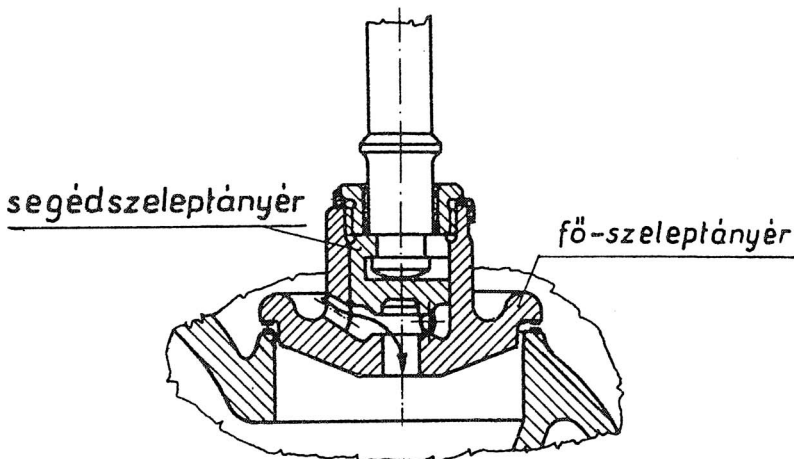


7.20 ábra
Kézi elzárószelep

A tömszelence fenekére, a tömitőgyűrűk alá kis perselyt helyeznek, ami megakadályozza, hogy a tömítés begyűrűdjön a belső térbe, valamint megkönnyíti a tömítések cseréjét is. A fedelet csavarok szorítják a házhoz, a biztos zárást itt is a tömítés végzi. Ha a szelepen gőz vagy víz áramlik át, a ház legmélyebb pontjára kis nyílást kell elhelyezni, amelyet záró csavar tömítéssel zár le. Ez a nyílás az összegyűlt folyadék eltávolítására szolgál.

A zárófelületeket zárógyűrűvel látják el, ami kopás- hő és korrózióálló anyagból készül.

Ha nagy az üzemnyomás és a szeleptányér felülete, akkor a szelep zárásához nagy erő szükséges. Ezért az áramlás irányát úgy változtatják meg, hogy a szeleptányérra fölülről hat a közeg nyomása, a zárás tökéletes lesz, a nyitást pedig ún. segédszeleppel (tehermentesítő szeleppel) oldják meg. A nagynyomású szelepek ilyen különleges szeleptányérját mutatja a 7.21 ábra. A tányér felső részét furatokkal látják el, amelyek a segédszelep nyit ill. zár, mielőtt a fő szeleptányér elmozdulna. Az így szabaddá vált furatokon átáramlik a nagynyomású közeg a szeleptányér alá, felfelé nyomja azt, s az így kiegyenlített nyomás ellenében a szelep nyitása könnyebbé válik. Záráskor szintén a segédsze-



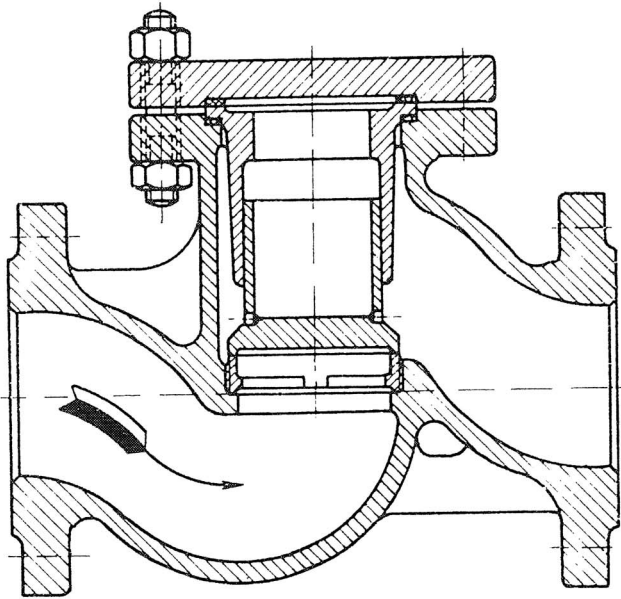
7.21 ábra
Nyomásmentesítő szelep

lep mozog először, elzárja a furatokat, s ezután már a teljes közegnyomás a zárást segíti. A segédszelepes, nyomáskiegyenlítő módszert normál nyomású szelepeknél is szokták alkalmazni.

II. Üzemvitelt biztosító szerelvények

Az üzemvitelt biztosító szerelvények feladata az üzembiztonság és a gazdaságosság megóvása. Az üzemzavar megelőzése ugyanis költség-megtakarítást is jelent. Ezért minden csővezeték el kell látni olyan szerelvényekkel, amelyek eleget tesznek az előbbi igényeknek.

a) Visszacsapószelepek: Üzemi rendeltetése az áramlás irányváltásának megakadályozása. Önműködően dolgozik, azaz a szeleptányér mozgását maga az áramló közeg idézi elő. A könnyű szeleptányér rövid hüvelyben vagy csapban végződik (nincs orsó!), s a szelepházba erősített hüvelyben elmozdulhat. Az elmozdulást, felemelkedést a helyes irányban áramló közeg váltja ki (7.22 ábra). Ha az áramlás megfordul, a közeg a szeleptányért a szeleplülésre szorítja. A tökéletes zárást rugó beépítésével

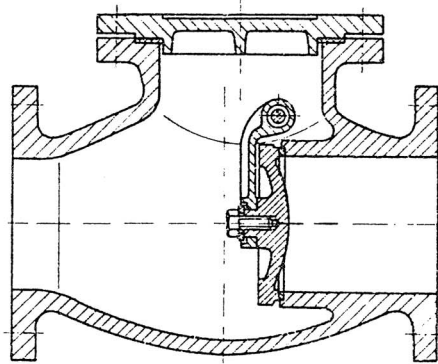


7.22 ábra
Visszacsapó szelep

is lehet fokozni. A visszacsapószeleppel azonos feladatot lát el a kisebb áramlási veszteséggel működő torlócsappantyú. A közeg a fedélhez karral kapcsolt záróelemet (tányért) iven mozgatja: az áramlás irányából kifordítja, így az áramlás útját nyitva tartja, ellenáramláskor pedig lezárja a keresztmetszetet (7.23 ábra).

b) Biztonsági szelepek

A nyomástartó edények, tartályok, kazánok, csővezetékek alapvető biztonsági előírása, hogy bennük az üzemi nyomás ne lépje túl azt az értéket, amelyre a szerkezetet méretezték. Felesleges lenne részletezni, hogy milyen súlyos következményekkel járna, ha a nyomás a megengedett érték fölé emelkednék. A készülékek védelmét biztonsági szelepek látják el. Szerkezetük szerint súly-, vagy rugóterhelésűek lehetnek. A súlyterhelésű biztonsági szelepeknél a szeleptányért az emelő elvén működő súlyterhelés tartja zárva addig, ameddig a szeleptányérra ható nyomásból adódó erőhatás nyomatéka kisebb, mint a súlynyomatéka (7.24 ábra). Rugóterhelésű biztonsági szelepekben a rugót közvetlenül a szeleptányér fölé helyezik el. Amíg a közeg nyomása által okozott nyomóerő a rugónyomással egyensúlyt tart, a szelep zárva van, ha azonban a közeg nyomása a megengedettnél nagyobb, kinyílik (7.25 ábra).



7.23 ábra
Torlócsappantyu

A biztonsági szelepek tehát a veszélyes túlnyomás hatására kinyílnak, a többletközeget kiengedve nyomáscsökkentést eredményeznek ("kifújnak"). A fentiekén kívül számos másféle üzemvitelt biztosító szerelvényt alkalmaznak, pl. víztelenítő, légtelenítő szelepeket.

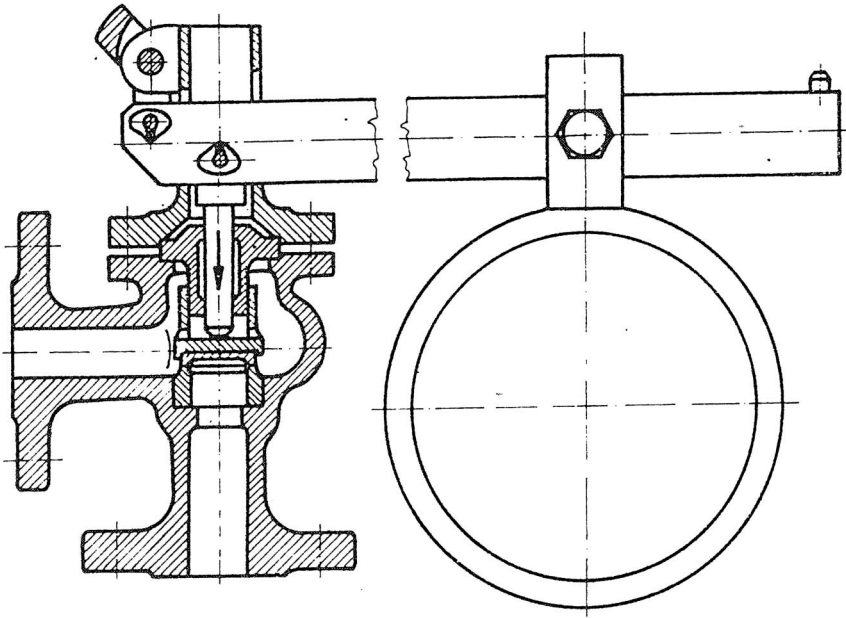
III. Szabályozó szerelvények

A szabályozó szerelvények, mint nevükből is kiderül, az üzemvitelt szabályozzák, azaz biztosítják, hogy az előírt paraméterek egy adott készülékben (csővezetékben), egy adott technológiában megfelelő értéken maradjanak, vagy azt, hogy ezek a mennyiségek a kellő helyen, kellő időben megváltozzanak.

a) Nyomáscsökkentők

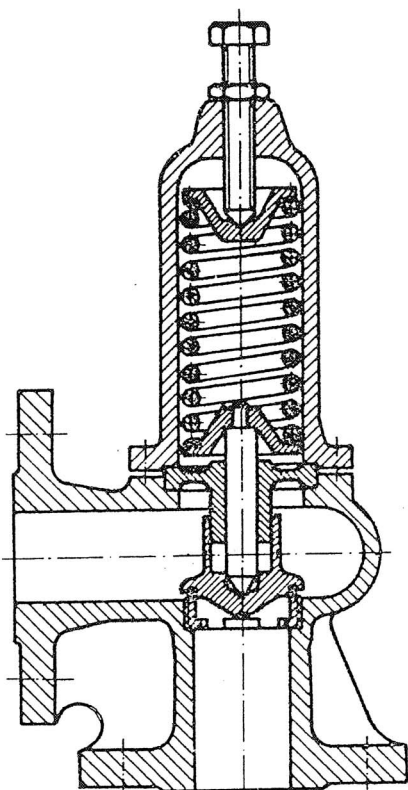
A különféle közegek csővezetékben, hosszabb távra való szállítását célszerű nagyobb nyomáson végezni és ezt azután a felhasználási helyen csökkenteni a kívánt értékre.

A nyomáscsökkentő szelepek a szükséges kisebb nyomást keresztmetszetszűkítéssel, vagyis fojtással hozzák létre. Az átömlési keresztmetszetet a mindenkori fogyasztásnak megfelelő nagyságúra kell beállí-

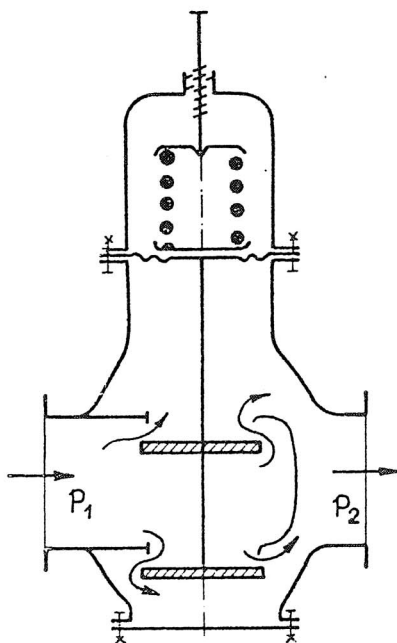


7.24 ábra
Súlyterhelésű biztonsági szelep

tani. Ezt egy membrán beépítésével oldják meg. A felül elhelyezett membránhoz (rugalmas laphoz) erősített szelepszár alján két szeleptányér van (7.26 ábra). A bal oldalról működő nagyobbik, p_1 nyomás az alsó tányéért nyitni, a felsőt zárni igyekszik, ezzel a membrán tehermentesül, azaz kicsi lesz a szabályozáskor legyőzendő ellenállás. A szeleptányérok nyitásakor a közeg a jobb oldali, kisebb (p_2) nyomású térbe áramlik, amely tér a fogyasztóval van összekötve. A mindenkorli fogyasztás alapján a megfelelő keresztmetszeteket a membrán rugó segítségével állítja be. Ha a kis nyomású térben a fogyasztás csökken, a nyomás kicsit megnő. A megnövekedett nyomás felfelé nyomja a membránt, ez magával viszi a szelepszárat és ezzel zárja a szelepníllásokat, s a nyomás ismét az eredeti kis érték lesz. A membrán érzékenységét a



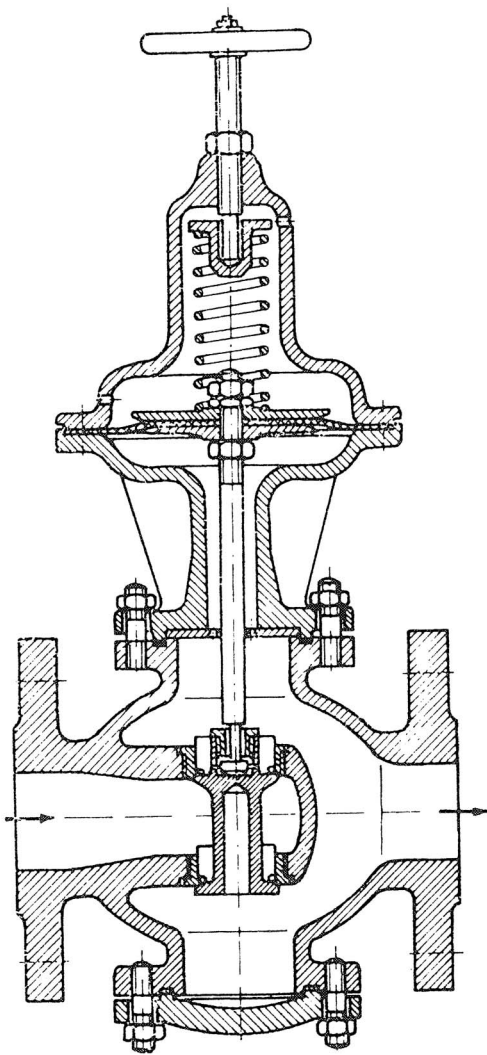
7.25 ábra
Rugóterhelésű biztonsági
szelep



7.26 ábra
Nyomáscsökkentő szelep
vázlata

fölötte lévő rugó felső tányérjának állításával lehet szabályozni. Erre egy csavarorsó szolgál. Egy ilyen nyomáscsökkentő szelep metszetét mutatja a 7.27 ábra.

A 7.28 ábra un. segédvezérlésű nyomáscsökkentő szelepet ábrázol. A redukált nyomás (p_2) állandó értékét itt is a szelepnitásnak a fogyasztástól függő állítása szabályozza. A szeleptányér helyzetét a vele kétkarú emelővel (E) összekötött szabályozótárcsa (s) lefelé ható, p_2 -ből eredő nyomóerő és a tárcsát emelni igyekvő rugóerő egyensúlya szabályozza. Az M membrán a tárcsa alját zárja el a p_2 nyomású tértől és megoldja a rúd tömített kivezetését is. A T tárcsa és a hozzá csatlakozó membrán a szeleptányér tehermentesítését végzi. A K állítócsavarral a kívánt p_2 nyomást lehet beállítani. A nyomáscsökkentők beépítésekor a következőkre kell ügyelni:



7.27 ábra
Nyomáscsökkentő szelep

1) a csökkentett nyomású közeg felhasználási helyén, vagy ahhoz közel, irány- és keresztmetszetráta nélkül kell beépíteni,

2) áramlási irányt figyelembe véve kell beszerelni,

3) előtte szűrőt kell alkalmazni, hogy a szelep ne szennyeződjön,

4) előtte zárószerelvényt, a kisnyomású oldalon biztonsági szelepet és nyomásmérőt kell elhelyezni.

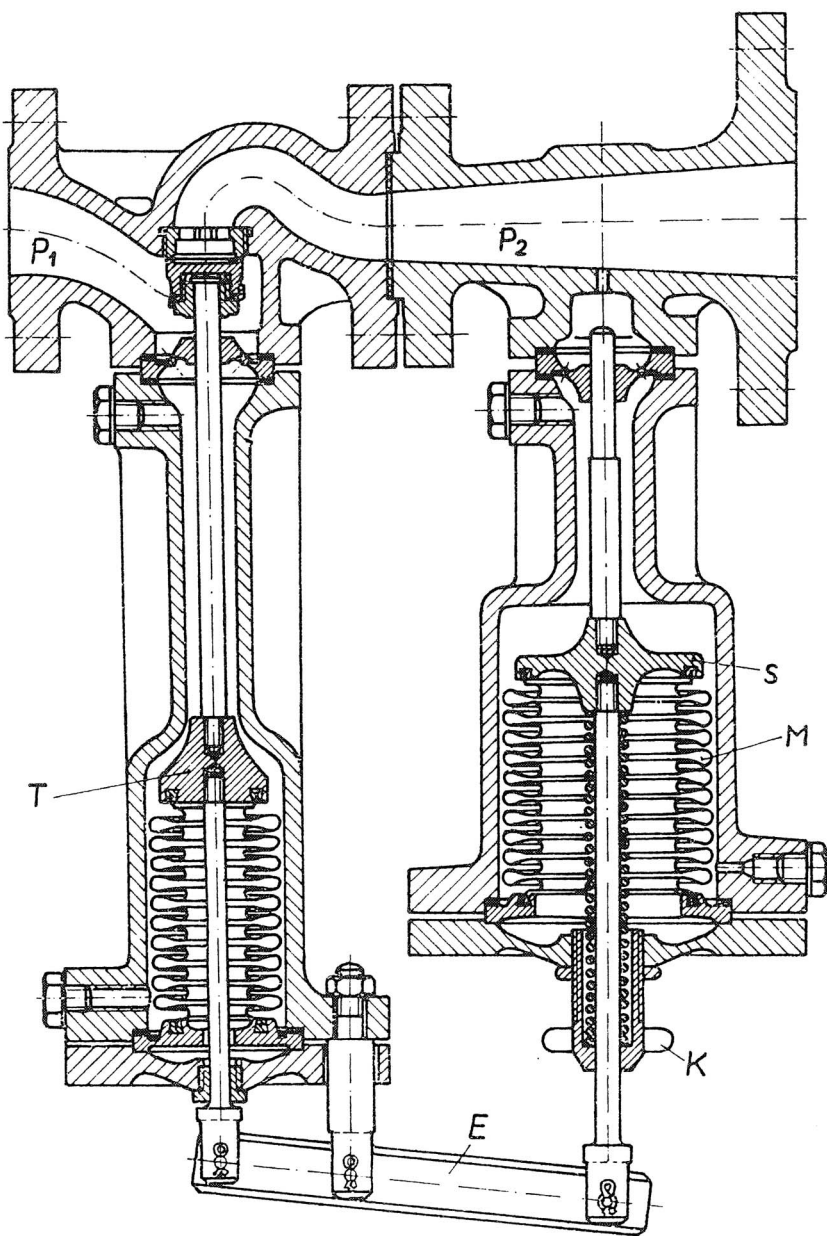
b) Hőmérséklet szabályozók

A hőmérséklet szabályozók két részből állnak: érzékelőből és beavatkozóból. Az érzékelő egy termosztát, amely a rendelkező jelet is kiadja. A beavatkozó szerv egy szelep.

Ha pl. egy fűtött készülék hőmérséklete az előírt értéket eléri, akkor a további melegítést meg kell szüntetni (zárni kell a hőszállító közeg vezetékét), amíg a készülék csökkenő hőmérséklete ismét igényli a fűtést. A termosztát érzékelője nagy hőtágulási együtthatójú folyadékkal van töltve, amely hő hatására kiterjed és egy dugattyúként működő membránra hat. A membrán összeköttetésben van a beavatkozó szelep szeleptányójával, így

azt a megfelelő irányban képes elmozdítani. A szelep zárásával a fűtőközeg áramlását megszüntettük, a szabályozási feladat viszont akkor teljes csak, ha a hőmérséklet csökkenésére hatására a szelep nyílik és a készülék fűtése ismét megindul.

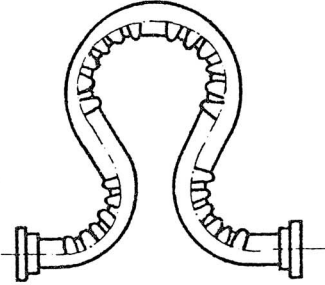
A hőmérséklet és nyomás, mint két legfontosabb jellemző szabályozásán kívül, mennyiséget, folyadékszintet, stb. is lehet meghatározott értéken tartani. Ezen szabályozó szerelvények ismertetésére nem térünk ki.



7.28 ábra
 Segédvezérlésű nyomáscsökkentő szelep

7.2.4 Csőkiegyenlítő berendezések

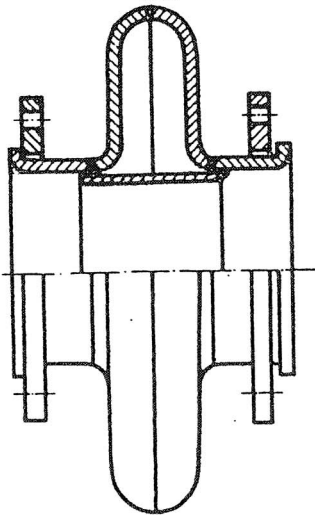
A csővezetékek hő hatására hosszváltozást szenvednek. Hosszú vezetékknél ez komoly problémát okoz, tehát feltétlenül megoldandó a hosszváltozás felvétele. Erre szolgálnak a csőkiegyenlítők (csőkompenzátorok), amelyek közelében biztosítani kell a csővezeték szabad elmozdulását.



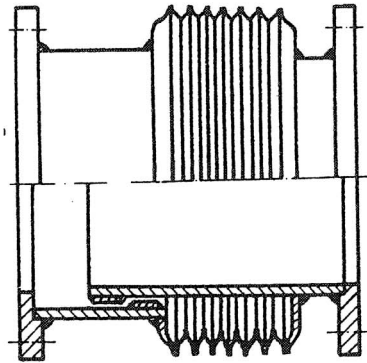
7.29 ábra
Csőlíra

Az egyik legegyszerűbb csőkiegyenlítő a csőlíra (7.29 ábra). Rugalmas acélból készül, sima vagy redőzött kivitelben. Kis nyomásokon üzembiztos, karbantartást nem igényel. Nagy csőátmérőnél alkalmazása már nehézkes. Irányváltoztatás nélküli áramlást biztosít a lencsekompenzátor. 0,25 MPa túlnyomásig nagy átmérőjű csővezetékben használják (7.30 ábra). A keresztmetszetbővülés következményeként fellépő nagy áramlási veszteségek kiküszöbölésére egyik végén behegeztett csövet tesznek a lencsekompenzátor bel-

sejébe. 2-2,5 MPa belső túlnyomásra, 400°C hőmérsékletig alkalmazható a hullámlemez kompenzátor (7.31 ábra). A tömör zárást a hullámos

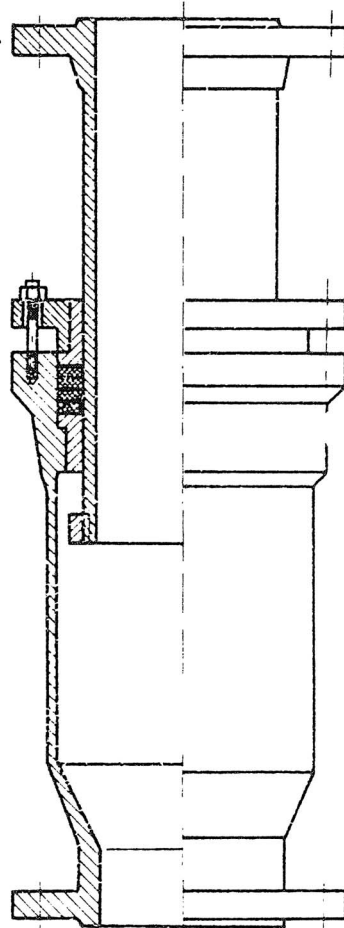


7.30 ábra
Lencsekompenzátor



7.31 ábra
Hullámlemez kompenzátor

felületű, pontosan hegesztett króm-molibdén lemezek biztosítják. A hosszváltozás következtét itt is teleszkópszerűen egymásba csuszó két cső elmozdulása teszi lehetővé. Hosszú, egyenes csöveknél a nagy nyúlások felvételére a tömszelencés kiegyenlítő (7.32 ábra) a legalkalmasabbak. A tömítőanyag zsirozott vagy faggyúzott kenderzsinór, vagy grafitos azbesztzsinór. A két csővég közötti tömszelence házáét és perselyét is bronzgyűrű betéttel látják el, hogy az összerozsdásodást megakadályozzák. A tömszelencés kivitel hátránya, hogy rendszeres karbantartást igényel, a tömítéseket szükség esetén cserélni kell.



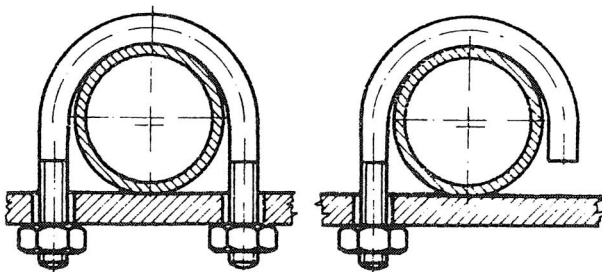
7.32 ábra

Tömszelencés kiegyenlítő

7.2.5 Csőmegfogások, tartószerkezetek

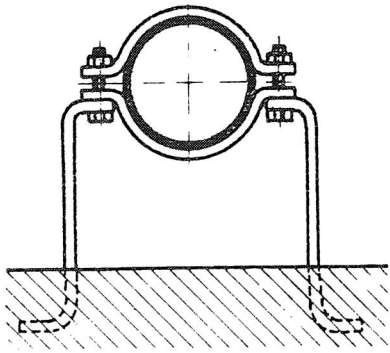
A csővezetékeket épületben vagy épületeken kívül a fal mellett, a padló vagy a mennyezet közelében vezetik. A vezeték megfogására, alátámasztására valók a különféle csőtartók. Vannak merev és elmozdulást megengedő csőmegfogási módok. Figyelembe kell ugyanis venni a csővezeték hőmérséklet hatására bekövetkező megnyúlását. Nem lehet tehát csak merev csőmegfogást alkalmazni a csővezeték rögzítésekor, mert a felhalmozódó káros feszültségek a vezetéket tönkreteszik.

Egyik legegyszerűbb cső rögzítési mód a kengyeles, (7.33 ábra), amit



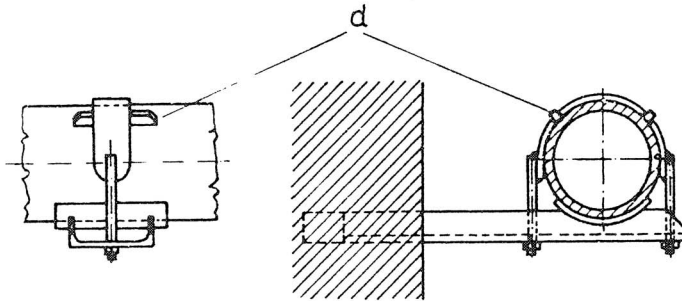
7.33 ábra

Leszorító kengyelek, a) kétszáras, b) egyszáras

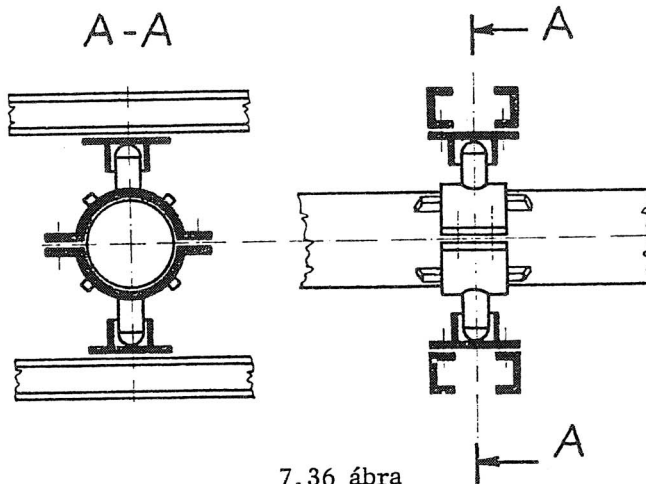


7.34 ábra
Lapacél konzolos csőalátámasztás

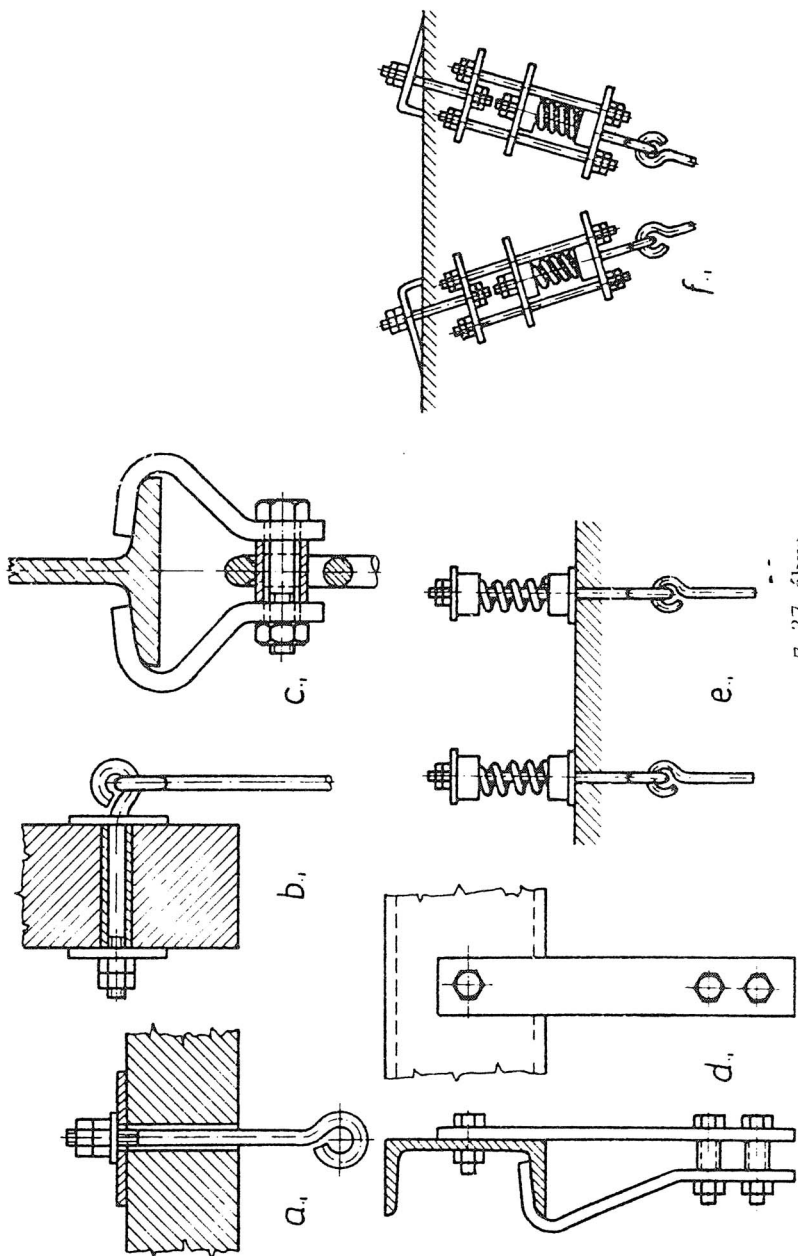
szigetelés nélküli csőveknél alkalmaznak. Szintén gyakran építik be a csőbilincset (7.34 ábra). Az ábrán a csőbilincs laposacélból készült konzollal kapcsolódik az épületfalhoz. Ha a cső eltolódását meg kell akadályozni, akkor a bilincsnél a csőre kis lemezdarabkákat (d) hegesztettek (7.35 ábra). A cső a tartóhoz hegesztett lemezbőlcsőben fekszik, a lemezeszorító csavarok végei pedig a lemezbilincshez vannak hegesztve. A csőfalban ébredő hajlító igénybevétel csökkenti a csuklós csőmegfogás (7.36 ábra). Tervezés-kor gondolni kell arra is, hogy az esetlegesen fellépő dinamikus hatásra se lazuljon ki a kötés.



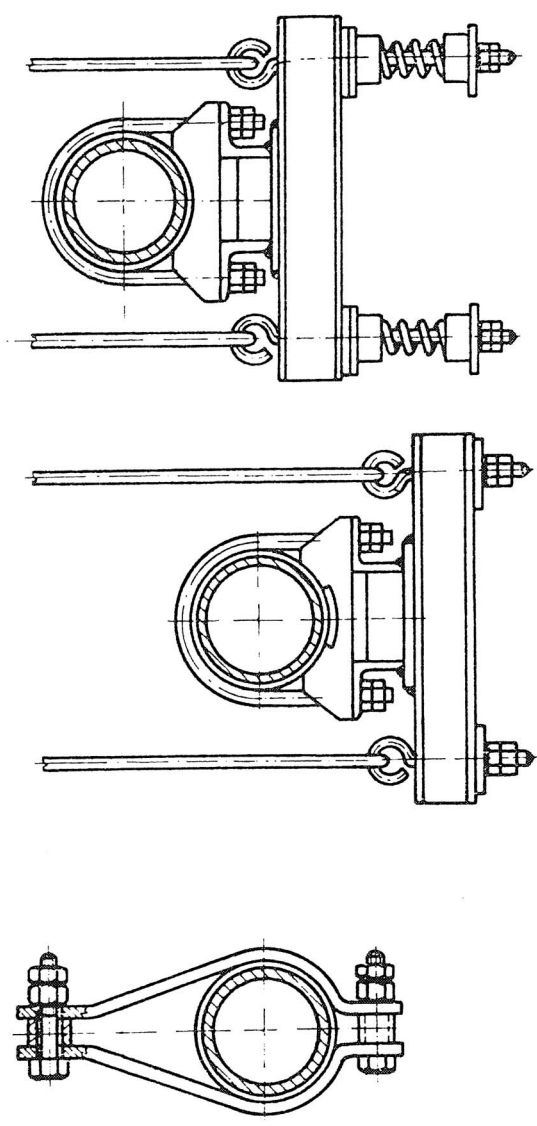
7.35 ábra
Konzolos alátámasztás idomacéllal



7.36 ábra
Csuklósan elforduló rögzített megfogás



7.37 ábra
Csúffüggeszécsék



7.38 ábra
Csőfelfüggesztés csőhoz való erősítése

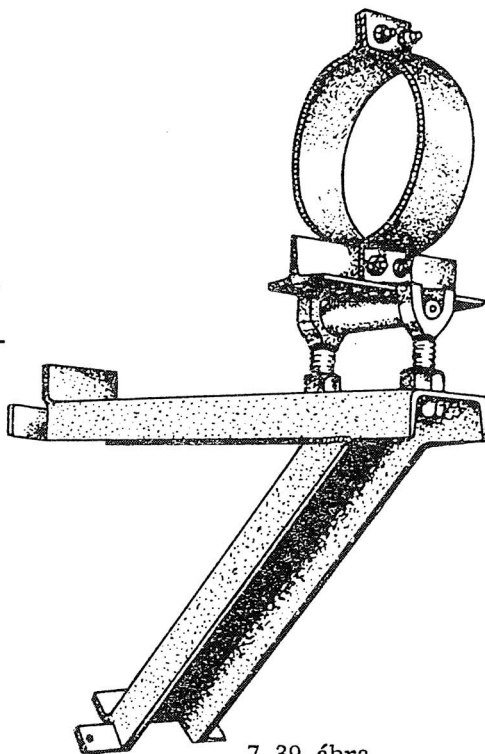
Az ún. csőfelfüggesztések között szintén igen sokfajta megoldás él a gyakorlatban. Ha a megfogási pont függőleges irányban várhatóan nem mozdul el, merev, ha az elmozdulást biztosítani kell, rugós felfüggesztést alkalmazunk. A felfüggesztés részei: a hordszerkezethez (pl. gerenda) való erősítő, a felfüggesztő rudazat, és a csőmegfogó szerkezet. A 7.37 ábrán különböző megoldások láthatók: a) síkfelület átlukasztása rudas felfüggesztéshez, b) vasbeton gerendába öntött csővön átmenő csavarhoz erősítés, c) I-tartóhoz karmokkal erősítés, d) U-tartóhoz rögzítés pánntal, e) síkfelületen rugós támasz, f) ferde rugós támasz. A felfüggesztő rudazatot többnyire köracélból készítik, laposacélból ritkábban, de akkor ezt egyszer megcsavarják. A rudazaton függő cső általában bilincsben vagy kengyelben fekszik (7.38 ábra). Az állványokon alkalmazott görgős alátámasztás előnye, hogy a hőtágulás következtében keletkező elmozdulásokat felveszi (7.39 ábra).

Hosszu csővezetékben a beépített csőtágulás kiegyenlítő miatt vezető keretet használnak, amely egyben megakadályozza, hogy a cső lecsusszon az alátámasztásról. A csővezeték a vezetőkeretben ágazott görgőkön (7.40 ábra), vagy golyókön (7.41 ábra) mozdulhat el.

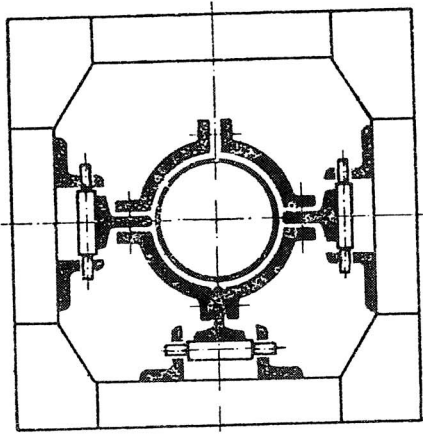
A csőalátámasztások, felfüggesztések egymástól való távolságára nincs általános szabály, függ a cső, a szállított közeg és az esetleges szigetelőanyag súlyától. Kisebb átmérőjű csöveknél közelebb, nagyobbaknál, mivel ezek merevebbek, távolabb helyezzük el az alátámasztásokat. Az ellenőrzést hajlításra végezzük el, mint egyenletesen terhelt kéttámaszú tartónál.

7.2.6 Csővezetékek szigetelése

A meleg közeg szállítására a hőveszteségek csökkentése céljából szigetelni kell. A hőszigetelő anyagok közül szervesek: parafa, tőzeg, növényi rostok, nemez, stb; szervetlenek: kovaföld, azbeszt, salakgyapot, kőgyapot, üvegszál, habbeton,



7.39 ábra
Görgős alátámasztás



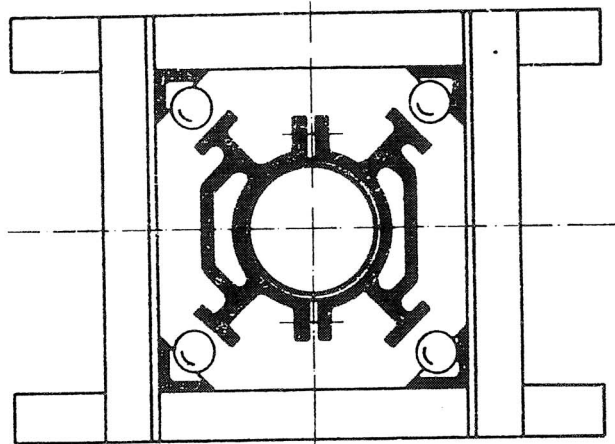
7.40 ábra
Görgős vezetőkeretes csőtá-
masz

stb. Kisebb hőállóságuk miatt a szerves szigetelőanyagok csak korlátozottan használhatók.

A hőszigetelések kiválasztásakor nem elhanyagolható szempont a szerelési technológia. A kivitelezés költségei nagymértékben befolyásolják a szigetelés gazdaságosságát, ezért törekedni kell a gyorsan és olcsón szerelhető szigetelések készítésére.

a) Tömítéses hőszigetelések:

A csővezeték és burkoló köpenye közé meghatározott sűrűséggel szálas, por vagy dara alakú hőszigetelő anyagot tömnek. Jó szigetelést biztosít, könnyen és tet-szés szerinti vastagságban elké-



7.41 ábra
Golyós, vezetőkeretes csőtámasz

szíthető. Hátránya az, hogy a kivitelezési hibák nem észlelhetők, valamint az, hogy igen kényes a tömítésre használt szálas anyag minőségére és a tömörítés mértékére. Tömítésre használt anyagok: salakgyapot, üvegyapot, azbeszt, kovaföld, duzzasztott perlit.

b) Felcsavart hőszigetelések: a hőszigeteléshez használandó tömlőt, zsinórt, kötelet, paplant, matracot előre elkészítik, utána a csővezeték

köré tekerik, majd szükség szerint dróthálóval, huzallal hozzáerősítik. A felcsavarást egy-vagy több rétegben végzik. A leggyakoribb anyagok, amit az ilyen típusú szigeteléseknél használunk: salakgyapot (filc), üveg-szál, azbesztszínór, jutaszövet, a paplanok, tömlők tömőanyaga általában ugyanaz, mint a tömítéses hőszigeteléseké.

Ez a szigetelés jól bírja a rázkódást, szétszereléskor a szigetelőanyag visszanyerhető.

c) Kenéssel felvitt hőszigetelések: Kovaföldből vízzel képlékeny masszát készítenek, ezt felkenik a meleg cső felületére, ahol az megkeményedik. Ezt a műveletet addig ismétlik, amíg a kívánt vastagságot eléri. A külső felületet végül lesímitják, textílianyaggal betekerik, majd befestik. A megfelelő minőségű szigetelő masszát úgy kapják, hogy a kovaföldhöz egyéb anyagokat kevernek szükség szerint, így szál-anyagot, gipszet, cementet, vizet. A hőmérsékleti túréshatára 800 °C, ezért ezt a szigetelési technológiát régóta, és ma is elterjedten használják.

d) Légcellás hőszigetelések: Lényege az, hogy a csővezeték körül légréteget alakítanak ki, mivel a levegő hővezetési tényezője a legkisebb a hőszigetelő anyagok között. Az alumíniumfóliás szigeteléskor a fóliát gyűrű állapotban, több rétegben, távtartókkal, vagy anélkül szerelik fel. Kb. 600 °C-ig szigetel, ha azonban a fólia elveszti külső fényét, szigetelési tulajdonságai is leromlanak. Fólia helyett vízhatlanított hullámpapírt is használnak, ami azonban csak hidegszigetelésre alkalmas.

e) Gépi úton felhordott hőszigetelések: Hagyományos eljárás a szóróberendezéssel való szigetelés. Az anyag általában cementtel vagy műanyag ragasztóval kevert azbeszt, amit egyenletesen szórnak a felületre. Előnye a gyorsaság és az, hogy tetszőleges alakú felületre felvihető. A műanyagok fejlődésével egyre több műanyag szórt bevonatot alkalmaznak. A helyszínen habosított műanyagok a jövő szigetelőanyagai, hiszen már napjainkban is egyre elterjedtebben alkalmazzák ezeket.

7.2.7 Csövek festése, jeleik

A csővezetékeket az üzemekben meghatározott színű festékekkel jelölik meg aszerint, hogy milyen közeg áramlik bennük. A használatos színjelölések: gőz - piros; gáz - sárga; olaj - barna; víz - zöld; savak - narancs; kátrány - fekete; levegő - kék; lugok - lila; vákuum - szürke. (MSZ 2980).

A jelölést vagy az egész cső befestésével vagy csak helyenként alkalmazott színes jelekkel, esetleg az áramlás irányát jelző színes nyilakkal valósítják meg.

A csővezeték elrendezési rajzán az alátámasztásokat, idomdarabokat, szerelvényeket, stb. nem rajzolják ki részletesen, hanem meghatározott jelképeket használnak. Ezeket a jelképeket az MSZ 84 és MSZ 2950 (F 7.03 táblázat - függelékben) tartalmazza.

7.2.8 Csővezeték szerelése, üzembehelyezése

A csővezeték szereléséhez tartoznak mindazok a műveletek, amelyekkel a csőelemeket összefüggő és üzemképes csővezetékké építik. A műveletek sokrétűek és jellegükben is különböznek. Nagy szerepet játszanak a gazdasági tényezők is, azaz a szerelés idejére már rendelkezésre kell állni a szükséges mennyiségű és minőségű anyagnak, munkaerőnek. A jól szervezett szerelés egyik tényezője, hogy különválasztják a helyszini elkészítésű és a kivitelező által még a műhelyben gyártandó darabokat. Nem helyszínen csak olyan alkatrészeket célszerű megcsinálni, amikhez célszerszámok, hőkemence, stb. szükségesek.

A szerelés műveletei: 1) csőelemek egyesítése - karimás és hegesztett kötések elkészítése; 2) csőhajlítás - eredménye a csőív, amely a csővezeték irányát változtatja meg; 3) csőidomok készítése - elosztók, T- és keresztidomok, stb.

A csővezeték üzembehelyezése előtt ki kell fúvatni. Így távolítható el a csőben maradt rege, szerelési hulladék, egyéb idegen anyag, ami üzemzavart okozhat. Szokás még ugyanilyen célból a csövet kimosni. A tisztítást követi a nyomáspróba, amellyel a csővezeték tömörségét és ezzel együtt a szerelési munka minőségét lehet ellenőrizni és elbírálni. A nyomáspróbát szigetelés előtt, előírt próbanyomással kell elvégezni. A vízzel töltött, végein lezárt csőben a folyadéknyomást egyenletesen fokozzuk a meghatározott értékig és az előírt ideig nyomáson tartjuk. A nyomáspróba kielégítő, ha 6 óra alatt a nyomáscsökkenés kisebb, mint 20 000 MPa. Ha a csővezeték nyomásállóságát megállapították, akkor a vezeték kimérésével bírálják el üzemképességét.

7.2.9 Csővezeték méretezési szempontjai

Csővezeték tervezésénél a szállítandó közeg milyenségének és mennyiségének ismeretében először a cső átmérőjét kell meghatározni. Ennek első lépése a közeg sebességének megválasztása. A gyakorlatban szokásos értékek a következők:

Dugattyús szivattyúhoz csatlakozó
vízvezetékben

1 - 2 m/s

Centrifugál szivattyúhoz csatlakozó vízvezetékben	2 - 4 m/s
Kisnyomású légvezetékben	12 - 16 m/s
Nagynyomású légvezetékben	20 - 25 m/s
Telített gőz csővezetékben	20 - 30 m/s
Túlhevített gőz csővezetékeiben	30 - 50 m/s

A szállítandó közeget (q, m³/s), mint alapadatot ismerjük, a sebességet (v) szintén, a kontinuitás egyenletéből a csőátmérő (d) számítható:

$$q = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot v$$

$$d = \sqrt{\frac{4q}{\pi v}}$$

A sebesség kiválasztásával kapcsolatban megjegyezzük, hogy a csővezeték átmérőjét nem egyedül a csőben áramló közeg mennyisége és sebessége határozza meg, mert nagy jelentősége van a surlódásból eredő nyomásvesztésnek is. A nyomásvesztés mint ismeretes a sebesség négyzetével és a vezeték hosszával nő, a csőátmérő és az áramló közeg fajtérfogatának növekedésével csökken. Így a felvett sebességgel számított csőátmérő csak akkor fogadható el, ha a teljes csővezetékre kiszámolva a nyomásvesztést, annak értéke a megengedettet nem lépi túl. Ha a teljes vezeték az egyenes csőszakaszon kívül sok ívet, szerelvényt tartalmaz, kisebb sebességet ajánlatos választani, ugyanis tudjuk, hogy ezek az elemek növelik a csővezeték nyomásvesztését. Ehhez nagyobb csőátmérő, több szigetelőanyag, ezáltal nagyobb beruházási költség szükséges. A kisebb nyomásvesztésű csővezetéknek viszont kisebb az üzemköltsége. A beruházás egyszeri, az üzemvitel pedig állandó, folyamatos költség.

A csővezeték átmérőjének meghatározása tehát nem szorítkozhat a képlet gépies használatára, hanem a gazdaságossági szempontok figyelembevételével az optimális megoldást kell keresni.

A csőátmérő meghatározásának szokásos eljárása tehát: a tervező felveszi a csőben szállítandó közeg áramlási sebességét és a szállított mennyiség ismeretében kiszámítja a csőátmérőt. A megfelelő csőszabványból kikeresi az ehhez legközelebb álló értéket, majd ezzel pontosítja az eredetileg felvett sebességet. Az új sebességgel kiszámítja a csővezeték nyomásvesztését, amely az egyenes szakaszok, ívek és a szerelvények ellenállásából tevődik össze.

A csővezeték átmérőjének meghatározását a falvastagság kiszámítása követi. Ezt vékonyfalú csöveknél közelítőleg az ún. kazánformulával végezzük el (4.4. Egyszerű és összetett igénybevételek c. fejezet).

A belső túlnyomásra igénybevett acélcsővek falvastagságát pontosan az MSZ 2970 szerint kell meghatározni. A szabvány a csőben áramló közeg hőmérsékletétől és nyomásváltozásának jellegétől függő összefüggéseket ad, amelyek szintén a kazánformulán alapszanak és alkalmasak az ún. elméleti falvastagság (s) számítására. Ezt az elméleti értéket meg kell növelni a falvastagság megengedett eltérése miatti c_1 és a korróziós elhasználódás miatti c_2 pótlékkal. Így a szükséges falvastagság

$$s_{sz} = s + c_1 + c_2$$

A pótlékok megállapításához szintén az MSZ 2970 nyújt segítséget.

A csővek méretének meghatározásán kívül nagy gonddal kell előírni a cső anyagát is. Enélkül a méretezés nem oldható meg, ugyanis a σ_{meg} értékét csak az anyagmegválasztás után lehet rögzíteni. A csőanyag minősége függ az áramló közeg nyomásától, hőmérsékletétől, vegyhatásától. Figyelembe veendő még az egész vezeték szilárdsági igénybevétele is, hogy káros nyúlások, lehajlások és egyéb alakváltozások ne keletkezheszenek. A közegek szerinti csőanyag-kiválasztásra az egyes csőfajtáknál utaltunk.

Példák

1. Mennyi lesz annak a csővezetéknek az átmérője, amelyben 8 m^3 $0,2 \text{ MPa}$ túlnyomású, hideg víz áramlik óránként?
A felhasználandó összefüggés:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot q}{\pi \cdot v}}$$

Válasszuk az áramlási sebességet táblázatunk alapján $v = 1,1 \text{ m/s}$ -re.

A térfogatáram: $q = 8 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 2,2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

A csőátmérő: $d = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{3,14 \cdot 1,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} \approx 0,05 \text{ m}$

$$d = 50 \text{ mm}$$

Varratnélküli acélcsővet választva (MSZ 99) a tényleges, szabványos belső átmérő $d_{SZ} = 51,2$ mm.

2. Meghatározandó annak a csőnek a falvastagsága, amelynek külső átmérője 140 mm, az üzemi nyomás 3 MPa, az üzemi hőmérséklet 400°C és az áramló közeg erősen korrozív anyag.

Válasszuk ki először a csőanyagot, legyen KO 36 jeltű korrózióálló acél. Vegyünk fel ehhez a hőmérséklethez és anyaghoz:

$$\sigma_{\text{meg}} = 5 \cdot 10^7 \text{ Pa} \quad \text{megengedhető feszültséget.}$$

120°C feletti hőmérséklet és túlnyomóan egyenletes igénybevétel esetére az MSZ 2970 szabványból varratnélküli csőre az elméleti falvastagság:

$$s = \frac{p \cdot D_k}{2 \sigma_{\text{meg}} + p}$$

$$s = \frac{3 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,14 \text{ m}}{2 \cdot 5 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} + 3 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 4,08 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

A c_1 pótlék a legnagyobb gyártási pontatlanság feltételezésével

$$c_1 = 0,05 \text{ cm.}$$

A c_2 pótlékot most a kapott falvastagságérték felfelé kerekítésével

adjuk hozzá, mert a korrózióálló acél felhasználódása nem számottevő.

A szükséges falvastagság tehát:

$$s_{SZ} = 4,08 \text{ mm} + 0,9 \text{ mm}$$

$$s_{SZ} = 4,98 \text{ mm}$$

Az ehhez legközelebbi szabványos falvastagság

$$s' = 5 \text{ mm.}$$

Az alkalmazott cső tehát; acélcső: 140x5 MSZ 99; KO 36, MSZ 4360

7.3 TARTÁLYOK, VEGYIPARI BERENDEZÉSEK

7.3.1 Alapkészülékek

Alakjuk szerint megkülönböztetünk síkfalú, hengeres, gömb és egyéb alakú tartályokat.

a) Síkfalú tartályok: A legkönnyebben előállítható, legegyszerűbb tartályforma. Anyagszükséglete igen nagy, de jó a térkihasználása. Csak kis terhelések, kis (általában hidrosztatikus) nyomás viselésére alkalmas. A kis igénybevétel ellenére a tartály falait rendszerint merevíteni kell.

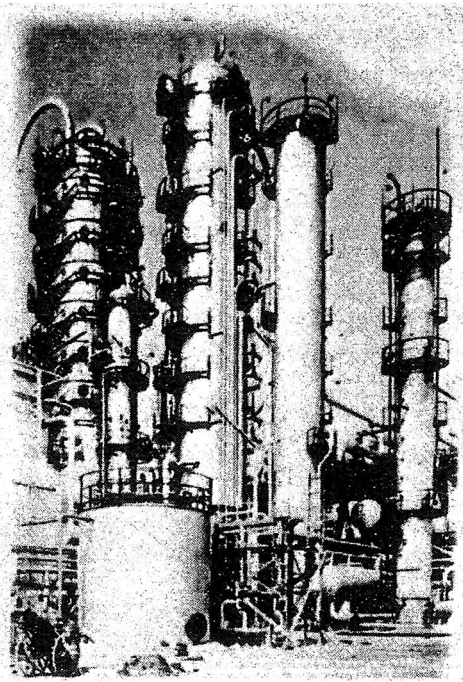
b) Hengeres tartályok: Leggyakoribbak a hengeres tartályok. Kis alapterületen nagy tárolóteret biztosítanak. Alul fenékkal, felül fedéllel záródnak és valamilyen alátámasztáson nyugszanak. Ezekről a szerkezetekről a 7.3.6/f. fejezetben lesz szó. A tartály anyagától, falvastagságától függően bármilyen nyomás alá helyezhető. Jelenleg hazánkban max. 160 bar túlnyomásig készülnek hengeres tartályok. A tartály arányait a hossz és az átmérő viszonyszámával adják meg, mely szerint azokat az álló hengeres tartályokat, melyekre $L/D > 5$, inkább oszlopos készüléknek nevezik.

A tartály helyzete szerint álló hengeres és fekvő hengeres lehet, a benne levő töltet alapján pedig gáz-, folyadék-, és szilárd anyagot tároló tartály. Szilárd anyagok tárolására nem-nyomástartó tartályokat alkalmaznak. Nézzük meg röviden az egyes készülékeket részletesebben!

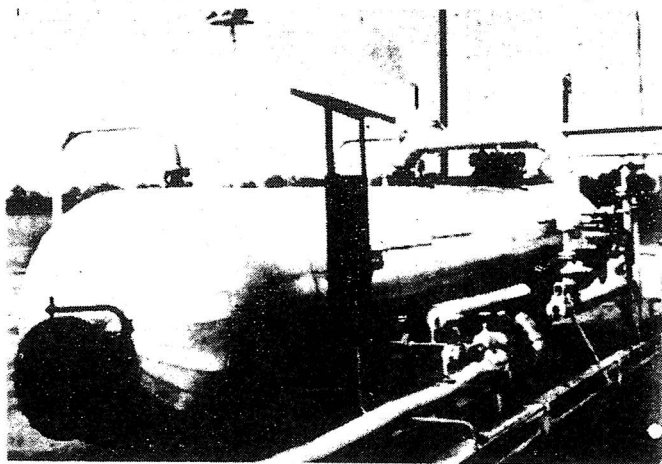
Az állóhengeres tartályokat a hazai gyártási lehetőségek miatt előnyben kell részesíteni a gazdaságosabb helykihasználású és kedvezőbb szilárdsági igénybevételű gömbtartályokkal szemben (7.42 ábra). A toronyok a rektifikálás, az abszorpció, az extrakció stb. jellegzetes készülékei. Stabilitásukat úgy lehet biztosítani, ha horpadásra, belső vagy külső nyomásra, szélnyomásra megfelelően méretezik. Alátámasztásuk általában az ún. készülékszoknya, amelyről később lesz szó.

A vegyipar egyik leggyakrabban alkalmazott tartálytipusa a fekvő hengeres tartály. Szilárdsági méretezése komoly és bonyolult feladatot jelent. Nyomáskorlátait a gyártástechnológia fejlettségi szintje határozza meg (7.43 ábra). Felhasználási területe igen széles, mégis leggyakrabban folyadékot tárolnak benne. Lényeges körülmény, hogy ezeket a tartályokat sohasem szabad teljesen megtölteni, hogy a folyadék fölött páratér maradjon! A fekvőhengeres tartályok legelterjedtebb alátámasztása az ún. nyereg.

A hengeres tartályok másik gyakori alkalmazási területe a gáztárolás. Mind a kisnyomású, mind a nagynyomású gáztartályoknál különleges szerkezeti megoldásokat találunk.

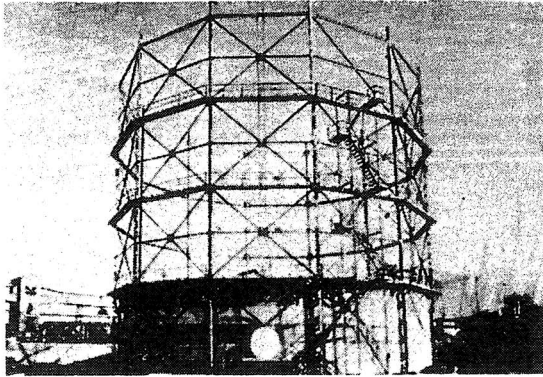


7.42 ábra
Állóhengeres tartálycsoport



7.43 ábra
Fekvőhengeres tartály

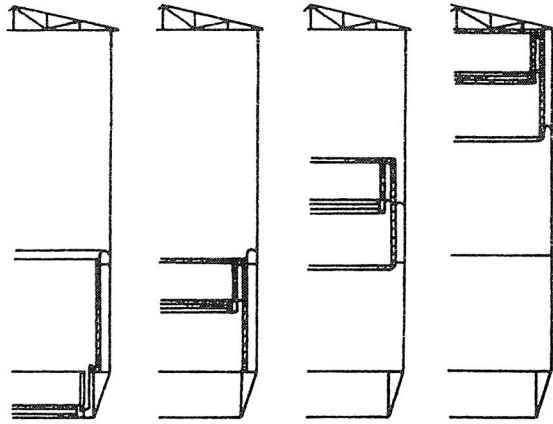
A kisnyomású un. vízzáras gáztartály lényege, hogy egy vízzel telt tartályba nyitott végével lefelé egy mozgásképes másik tartály merül. Ha a bemerülő tartály súlya a gáz nyomásával tart egyensúlyt, akkor harangos megoldásról beszélünk. A harangot (bemerülő tartály) billenés és elfordulás ellen meg kell vezetni. Nagy térfogatok tárolására is alkalmas (7.44 ábra). A teleszkópos megoldásnál a harangot több, egymásba összetolható övből állítják össze. Az öveket egymáshoz és az álló hengeres falhoz gumírozott pamut vagy nylon zsákokkal tömítik, amely tömítések gyorsan elhasználódnak, cserélni kell őket, ami igen nagy hátránya ennek a szerkezetnek (7.45 ábra). Ilyen megoldásúak a gázgyári tartályok.



7.44 ábra
Harangos gáztartály

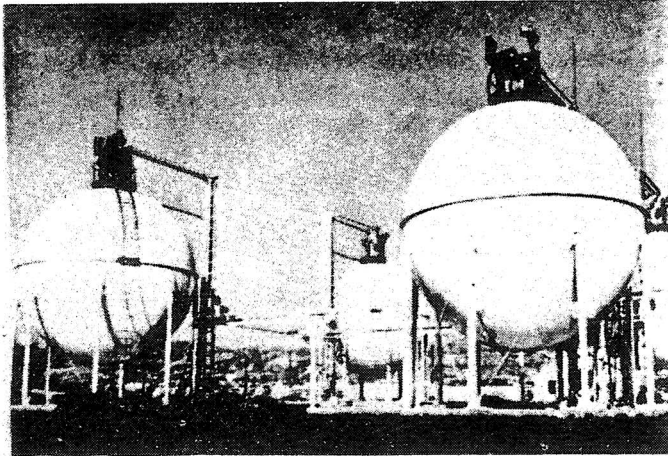
c) Gömbtartályok: Gazdaságos anyagfelhasználása és kedvező szilárdsági igénybevétele alapján a korszerű ipar korszerű készüléke a gömbtartály. A gömbalak alkalmazásával 50%-os az anyagmegtakarítás. A gömb falában ébredő feszültségek fele akkora, mint az ugyanilyen átmérőjű és belső nyomású hengeres tartályéban. Gyártásuk azonban meglehetősen bonyolult feladat, ezért csak lassan terjed el. Cseppfolyós vagy gáznemű anyagok tárolására használják, nálunk 0,6-2 MPa túlnyomásig 10-400 m³ űrtartalommal gyártják (7.46 ábra).

d) Egyéb tartályok: nálunk nem gyártott ide sorolt tartálytípus a csepptartály. A csepptartályok egyenszilárdságúak, csak feltöltött állapotban önhordó a héjszerkezetük, ezért üresen tartószerkezettel kell ellátni behorpadás ellen. Anyagmegtakarítás a hengeres tartályokhoz viszonyítva 30% (7.47 ábra).

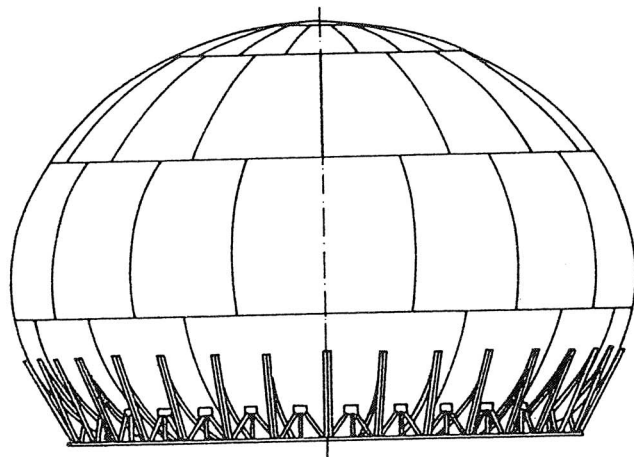


a, üres b, $\frac{1}{3}$ töltés c, $\frac{2}{3}$ töltés d, tele tartály

7.45 ábra
Teleszkópos gáztartály



7.46 ábra
Gömbtartályok



7.47 ábra
Cseptartály

7.3.2 Tartályok szerkezeti anyagai

A tartályok a legkülönbözőbb szerkezeti anyagokból készülhetnek. Leggyakrabban acélból, annak ötvözeteiből, acélöntvényből, öntöttvasból, a nem vas fémek közül szükség esetén rézből (és ötvözeteiből), aluminiumból, nikkelből (és ötvözeteiből), horganyból, ónból, ólomból, grafitból építenek tartályokat. Korrózióállóságuk miatt a vegyipar elterjedten használja az üveg-, porcelán-, kőagyag-, műanyag-, gumikészülékeket. A korróziót tárgyaló 7.1 fejezetben szó volt arról, hogy milyen megfontolásokat igényel egy-egy szerkezeti anyag kiválasztása. Korróziós és gazdasági szempontból gyakran a drága ötvözött szerkezeti anyagok helyett a készüléket egyszerű szénacélból tervezzük meg, s a korrózióknak kitett belső felületét felületvédelemmel látjuk el. Ezek alapján beszélhetünk fémes és nemfémes bevonatú készülékekről. A leggyakoribbak a következők:

a) Fémes bevonatok:

A plattirozott szerkezeti anyag úgy keletkezik, hogy két vagy több fémréteget melegen összehengerelnek. Az egyik réteg a mechanikai, a másik a korróziós igénybevételt veszi fel. Kb. 0,1 mm vastagságtól készíthető, de a hegeszthetőség miatt célszerű 1,5-6 mm rétegvastagsággal dolgozni. Készítenek fémlемеzzel bélelt fémszórással borított készülékeket is, de ezek hegesztési és egyéb szempontból úgy tekinthetők, mint az egyszerű acélkészülékek, míg a plattirozott tartályok szerkezeti részei külön megfontolást igényelnek. A megfelelő helyen ezekről lesz szó.

b) Nemfémes bevonatok:

Itt kell megemlíteni a gumival bélelt készülékeket, melyek igen korrózióállóak és a zománczott készülékeket, melyek kialakítása a szerkezeti elemek tekintetében ismét csak külön kategóriát képvisel. A zománczott készülék minden részének jól hozzáférhetőnek kell lenni, az éleket le kell kerekíteni. A hegesztési varratok csak akkor zománcozhatók, jól, ha simák és lemunkáltak. Ezenkívül a hegesztéseket feszültségmentesíteni kell, mert a zománcreteg húzófeszültséget nem tud felvenni.

7.3.3 Tartályok terhelési fokozata*

A nyomás alatti tartályokat tervezés és gyártás szempontjából terhelési fokozatba sorolják. Ennek alapja a terhelésmutató (T), amelynek számítását a következő összefüggéssel végezzük el:

$$T = V \sqrt[3]{P_t^3},$$

ahol V = a tartály literben kifejezett teljes úrtartalma, p_t = tervezési nyomás bar-ban (ld. köv. fejezet). A kapott T értéke szerint a tartály terhelési fokozata, ha

-	T	≥	1 000	terhelési fokozatba nem sorolt
1 000 <	T	≤	30 000	kisterhelésű
30 000 <	T	≤	1000 000	középterhelésű
1000 000 <	T	-	-	nagyterhelésű

A terhelésmutató, a töltet hőmérséklete és vegyhatása alapján állapítják meg az elvégzendő vizsgálatok terjedelmét és adják ki a megfelelő üzembentartási engedélyt.

7.3.4 A tartály töltete*

A töltet a tartályban levő gáznemű, folyékony vagy szilárd közeg. A töltet a tartály falára, fenekére, fedelére nyomást gyakorol, amely számításánál figyelembe kell venni a töltet saját súlyából származó nyomást is.

A tervezés, az üzemelés és az ellenőrzés szempontjából a következő nyomáselnevezéseket használják:

*A 7.33. és a 7.34. fejezetekben leírtak helyett a közelmúltban új előírásokat dolgoztak ki.

Tervezési nyomás: (p_t) az a túlnyomás, amelyre a tartályt üzemel, szilárdsági és biztonsági szempontok figyelembevételével tervezik. Értékét az üzemi nyomás ($p_{\bar{u}}$) határozza meg, ha a $p_{\bar{u}} = 1 \dots 10$ bar,

$$p_t = p_{\bar{u}} + 1 \text{ bar; ha } p_{\bar{u}} > 10 \text{ bar, } p_t = 1,1 p_{\bar{u}}.$$

Üzemi nyomás: az a legnagyobb nyomás, amelyen a tartály rendeltetésszerűen üzemel. Értéke nem lehet nagyobb az un. engedélyezési nyomásnál (ld. később!).

Próbanyomás: ugyanúgy, mint a csővezetékeket, a tartályokat is nyomáspróba alá kell helyezni üzembeállítás előtt. Ennek a nyomásnak a konkrét értéke a próbanyomás, amelynek nagyságát a "Nyomástartó edények biztonsági szabályzata" a következőképpen határozza meg (7.2 táblázat). Minden nyomásérték túlnyomásban értendő.

7.02 táblázat

A tartály anyaga	Engedélyezési nyomás p_e	Víznyomáspróba p_p
Öntvény	nyomástól függetlenül	$1,5 p_e$, de legalább 3 bar
egyéb (acéllemez, műanyag, stb.)	$\left. \begin{array}{l} 0,7 \text{ bar-ig} \\ 0,7 \text{ bar-tól} \\ 4 \text{ bar-ig} \\ 4 \text{ bar fölött} \end{array} \right\}$	$\left\{ \begin{array}{l} 2 \text{ bar} \\ p_e + 1, \text{ de} \\ \text{legalább } 2 \text{ bar} \\ 1,25 p_e \end{array} \right.$

Engedélyezési nyomás: az a max. nyomás, amelyen a tartály üzemelését engedélyezik. Az engedélyezési nyomás nagyságát a kazánvizsgáló biztosok a tartály elhasználtságától, állapotától függően állapítják meg.

Névleges nyomás: A tartályok és építőelemeinek egységesítésére, a csereszabotosság biztosítására szabványos nyomássort állapítottak meg. Tervezéskor a számított nyomásértékhez a sorban legközelebb álló magasabb nyomást kell figyelembe venni. Ez a névleges nyomás. A terhelésmutatót meghatározó összefüggésből is látható, hogy a készülékben uralkodó nyomás alapvetően meghatározza a készülék veszélyességét. Mivel a szerkezeti anyag szilárdsági igénybevétele főleg a falra ható nyomásból ered, ezért a nyomás méretezési alapadat a tervezés során.

A töltet nyomása mellett a hőmérséklete a legfontosabb állapotjelző.

Méretezési hőmérséklet: az a megengedett legnagyobb vagy legkisebb hőmérséklet, melyre a tartály fala üzem közben vagy a környezet hatására felmelegedhet ill. lehülhet.

Üzemi hőmérséklet: az a hőmérséklet, amelyet a tartály fala rendeltetésszerű használatkor a tárolt közeg hatására felvesz.

Méretezéskor a fal legnagyobb hőmérséklete a mértékadó. A szerkezeti anyagot úgy kell megválasztani, hogy annak szilárdsága ezen a hőmérsékleten még elfogadható legyen. Ez azt jelenti, hogy az anyagra megengedett feszültség a fellépő maximális hőfokon megengedett érték legyen. A készülék üzemi hőmérsékletét rendszerint fűtéssel vagy hűtéssel érik el. A falban fellépő hőfeszültségeket szintén számításba kell venni. A hőmérsékletet és nyomást, mint lényeges üzemi jellemzőket a készülék műszaki leírásában és adattábláján fel kell tüntetni.

7.3.5 Nagynyomású készülékek

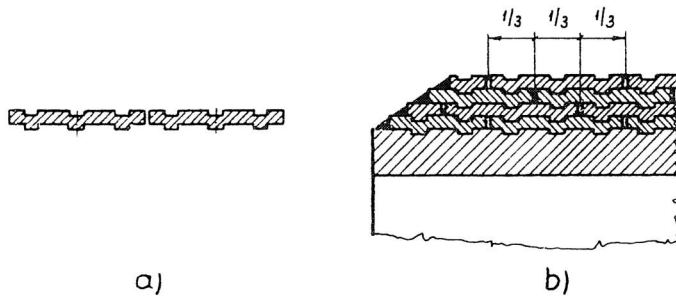
A vegyiparban, laboratóriumi méretekben 30 GPa, nagyüzemi méretekben 500 MPa nagyságu túlnyomást értek el. A nagy nyomás alatti készülékek tulajdonképpen vastagfalú csövek. A falban levő feszültségeloszlással már számolni kell méretezéskor. Legnagyobb a feszültség belső nyomás esetén a belső szálban és a külső szál felé hiperbolikusan csökken. A közepes feszültséget alapul venni komoly hiba, ugyanis a maximális érték tullepheti a folyáshatárt, ami a készülék tönkremeneteléhez vezet.

Nagynyomású készülékek gyártása: különleges nyomásviszonyok különleges gyártási eljárásokat követelnek. Egyszerű vastagfalú csőként nem készíthető, mert nincs olyan anyag, amelynek a folyáshatár a kívánt nagyságú lenne. A nagy falvastagság miatt és a nagyobb átmérőknél 25–30 MPa nyomás fölött kovácsolt darab gyártása már nehézséget okoz. A kovácsolt testeket hosszában átfúrt hatalmas öntecsekből kovácsolják, ami igen körülményes eljárás. Vastag lemezből hajlítva és összehegesztve a készülék 20 MPa túlnyomás felett nem üzemeltethető.

Az alkalmazható gyártási eljárások alapelve: ha egy vastagfalú csőre külső nyomást működtetnek, ezzel ellentétes irányú ún. előfeszültség ébred a falban. Ha ezután belső nyomás hat a csőre, az ebből ébredő feszültségből levonódik az előfeszültség, s a tényleges üzemi feszültség a kettő különbsége lesz. Egyik legrégebbi gyártási forma, amellyel ágyúcsöveket is készítettek a többrétegű cső. Az egyes rétegeket melegen sajtolják fel egy magcsőre, s a gyűrűk zsugorodása hozza létre az előfeszültséget. Nagy méreteknél azonban nem alkalmazható ez az eljárás.

A másikat, melynek neve autofrettázs eljárás, lényegesen egyszerűbb kivitelezni. Egy vastagfalú csövet akkora belső nyomással terhelünk meg, hogy a belső falban ébredő feszültség túllépje a folyáshatárt, így a cső maradé alakváltozást szenved. Ez azonban nem terjed ki a falvastagság egészére, csak kb. a belső harmadra, ezért, ha megszüntetjük a belső nyomást, a külső, még rugalmas zónák visszahúzódnának,

de a maradó alakváltozást szenvedő belső fal megnyúlásra kényszeríti azokat. A külső öv tehát megnyúlik, a belső összenyomódik és a belső falban nyomófeszültség, előfeszültség ébred, mely a nyomástűrési kritériuma. Újabban tekerccselt fallal gyártják a vastagfalú készülékeket. Egy magcsőre a 7.48 ábra szerinti profilt tekerccselik fel, a következőket pedig 1/3 osztáselosztással (7.48/b ábra). A szorosan egymásra fekvő rétegekkel elérhetjük, hogy a falban egyenletes legyen a feszültségeloszlás, ami szilárdsági méretezés szempontjából rendkívül kedvező. Végül a vastagfalú készülékekkel kapcsolatban ki kell térni a hőmér-



7.48 ábra

a) tekerccselőszalag-profil, b) tekerccselt fal felépítése

séklet hatására is. A készülékek falában ugyanis nemcsak a nyomásterhelés hatására ébrednek feszültségek. Ha a falat melegítjük, akkor a hőt felvevő oldalán nagyobb lesz a hőfok, mint a hőt leadó oldalon. A hőmérsékletkülönbség következtében a különböző mértékben táguló oldalak miatt a falban hőfeszültség jön létre. Hatványozottan jelentkezik ez a hőfokkülönbség vastag falaknál. A keletkezett hőfeszültséget a nyomásterhelésből számított feszültségekkel összegezni kell, s együttes értéknek kell a megengedett feszültségnél kisebbnek lenni.

A vastagfalú készülékek szerkezeti kialakításairól a tartáryelemek ismertetésében szólnunk.

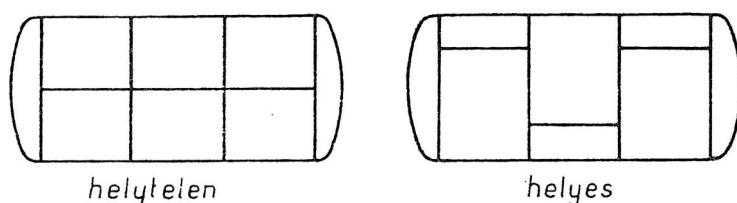
7.3.6 A készülékek elemei

Ebben a fejezetben a tartáryok szerkezeti elemeit, azok konstrukciós megoldásait tárgyaljuk meg.

a) Tartáryfalak:

Ez a címszó a sík tartáryfalakat is tartalmazza, mégis a hengeres falak jellemzésére térünk csak ki. Síkfallu tartáryoknál a megfelelő oldalak elhajlítással, vagy idomacélok felhegesztésével alakítják ki. A hen-

geres köpenyt, ha átmérője kisebb, mint 324 mm, ami a legnagyobb varratnélküli cső mérete, célszerű csőből gyártani. Nagy átmérőknél (ez a gyakoribb) a köpenyt lemezből hajlítják és hegesztéssel alakítják ki a hengeres alakot. Az átmérőknek igazodni kell a fedelek szabványos átmérősorához. A hegesztés lehet hosszvarratos vagy spirálvarratos. A vékonyabb lemezeket V a vastagabbakat X tompavarrattal erősítik össze. A lemezéleket hegesztés előtt le kell munkálni. Nagyméretű, hosszú tartályoknál, amelyek csak több palástrészből állíthatók össze, a hegesztési varratokat lépcsőzetesen kell elhelyezni, hogy kettőnél több varrat egy pontban ne találkozzon (7.49 ábra).



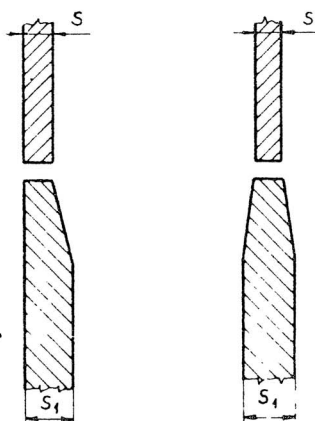
7.49 ábra
Hegesztési varratok elhelyezése

A különböző vastagságú köpenylemezeket a 7.50 ábra szerint kell összeilleszteni. Furatokat, kivágásokat, cső-csonkokat, stb. hegesztési varratban vagy közvetlen közelében mellőzni kell. A hengeres köpenyhez csatlakozik a többi szerkezeti elem, a fedelek, fenekek, csonkok, karimák, alátámasztások, stb.

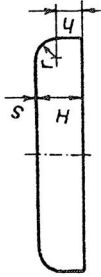
b) Fedelek, fenekek:

A fedeleket, fenekeket a tartályhoz általában tompán hegesztik hozzá. Ezek az elemek általában domborítottak, mert igénybevételük és anyagkihasználásuk így a legkedvezőbb. Használhatnak ezenkívül síkfedeleket és tányérfedeleket is.

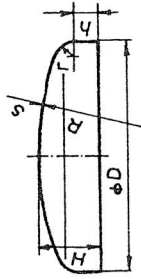
A fedelek (fenekek) fajtáit a 7.51 ábra foglalja össze. A domborított fenekek méreteit szabvány írja elő, ehhez minden esetben alkalmazkodni kell. Ha a készülékben uralkodó nyomás nem kicsi, nem szabad a varratot sarkokban elhelyezni, mert az könnyen megrepedhet (7.52 ábra). Ezért van szükség az edényfenekek ún. szakáll-részére, amely egy hengeres toldat és fokozatos görbületátmenettel csatlakozik a



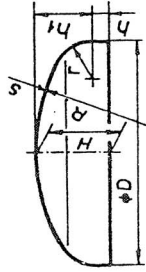
7.50 ábra
Különböző vastagságú lemezek összeillesztése



a) Sík. peremezetti teli fenék



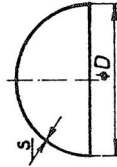
b) Sekélydomborítású fenék



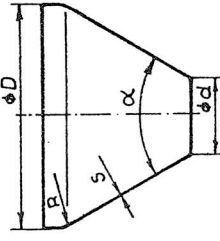
c) Mélydomborítású fenék



d) Homorú edényfenék

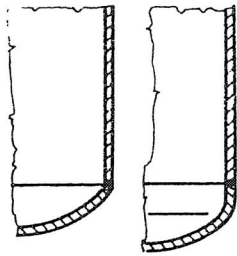


e) Félgömbfenék

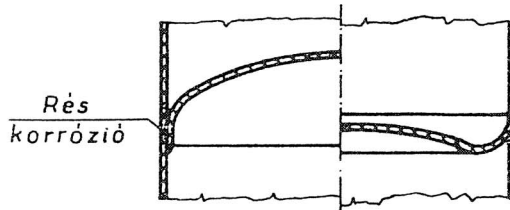


f) Kúpos edényfenék

7.51 ábra
Fedelek, fenekek

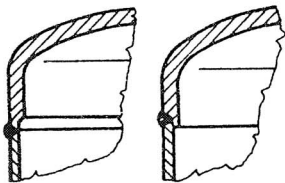


Helytelen Helyes
7.52 ábra
Tartályfenék csatlakozása

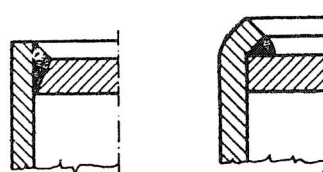


7.53 ábra
Köpeny és fedél csatlakozása

a domborításához. Így a hegesztési varrat nem kerül görbületi sugármegváltozás közelébe, tehát a feszültségcsúcsot egyrészt a sarokgörbület, mint fokozatos átmenet, másrészt a hegesztési varrat távoltartása küszöböli ki. Az így domborított edényfedelek nagyobb nyomásterhelést bírnak, mint a síkfedelek. A köpenyhez való hegesztésnél kerülni kell az ún. átlapolt megoldást, mert ez a részkorrózió veszélyét rejti magában (7.53 ábra), ezenkívül a sarokvarrat tömítésre igen alkalmas, de teherviselésre már nem. Ha a köpeny és fedél között lényeges falvastagság-különbség van, a fedél szakállrészét a 7.54 ábra szerint le kell vékonyítani. Előfordul, hogy kis átmérőjű, kisnyomású készüléket behegeszt-



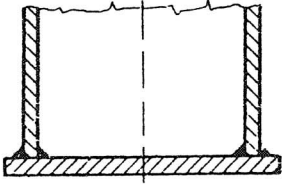
7.54 ábra
Csatlakozás falvastagság-különbség esetén



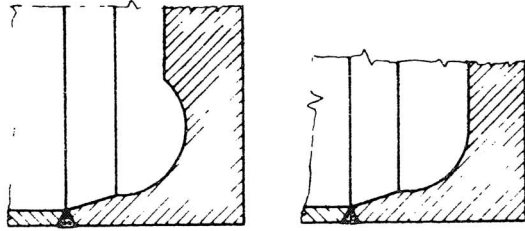
7.55 ábra
Behesztett tárcsafedél

tett tárcsafedéllel zárnak le (7.55 ábra). Szilárdságilag kedvezőtlen megoldás, és a sarokvarrat elkészítése is igen nagy körültekintést igényel. Hidrosztatikus nyomással terhelt, álló tartályokon alkalmazható a meglehetősen egyszerű, de igénybevétel szempontjából gyenge ráhegesztett fedél (7.56 ábra).

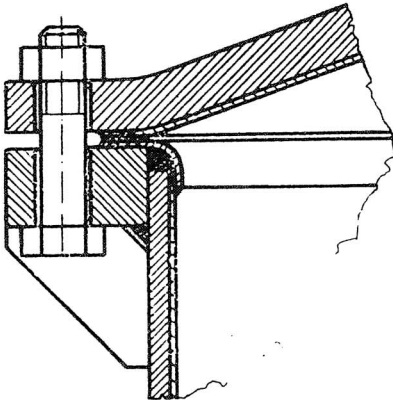
Nagynyomású tartályok fedele a kovácsolt síkfedél (7.57 ábra). Az ún. tányérfedeleket bűvő- és szerelőnyílások lezárására használják. A 7.58 ábra egy plattírozott készülék tányérfedelét mutatja. A nagy méreteket - holott a belső nyomás kicsi - a fedél által viselt súly indokolja.



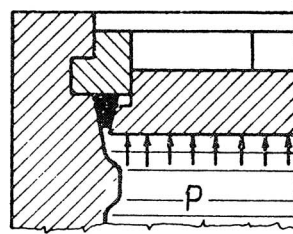
7.56 ábra
Ráhegesztett fedél



7.57 ábra
Kovácsolt síkfedél



7.58 ábra
Plattírozott készülék tányérfe-
dele

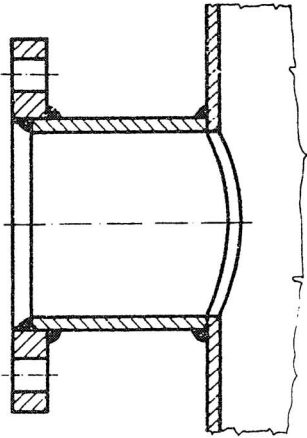


7.59 ábra
Öntömítő síkfedél

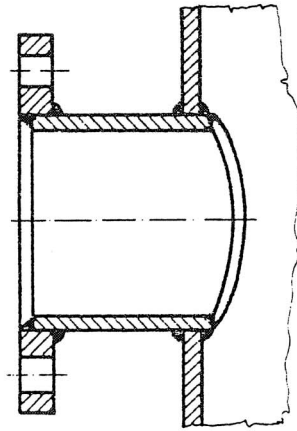
Nagynyomású készülékeknel jelentős az ún. öntömítő síkfedél. 30 MPa nyomásig és 350 °C hőmérsékletig átmérőkorlátozás nélkül használható. A belső nyomást egy tömítőgyűrű veszi fel és adja át a fölötte levő támasztógyűrűnek (7.59 ábra). A tömítőgyűrű bármilyen szívos anyagból készülhet. (Ld. még 8.16. ábrát).

c) Tartálycsonkok

A tartályokhoz csatlakozó szerelvények, műszerek, csővezetékek, csonkokon keresztül kapcsolhatók a készülékhez. A csőcsonk általában egy hengeres cső, amely a tartályfal és a karima közötti összeköttetést szolgálja. A csonkot hegesztéssel erősítik a tartályhoz. A 7.60 ábrán olyan megoldás látható, amelyen a cső végét pontosan hozzáillesztették a kivágáshoz, tehát a csövet az áthatásnak megfelelően kell lemunkálni. Teherbíróbb kötést kapunk, ha a csövet kissé beledugjuk a nyílásba úgy, hogy belül is meg lehessen hegesztetni (7.61 ábra). Ezt a megoldást azonban alul elhelyezett leürítő csonkoknál kerülni kell,

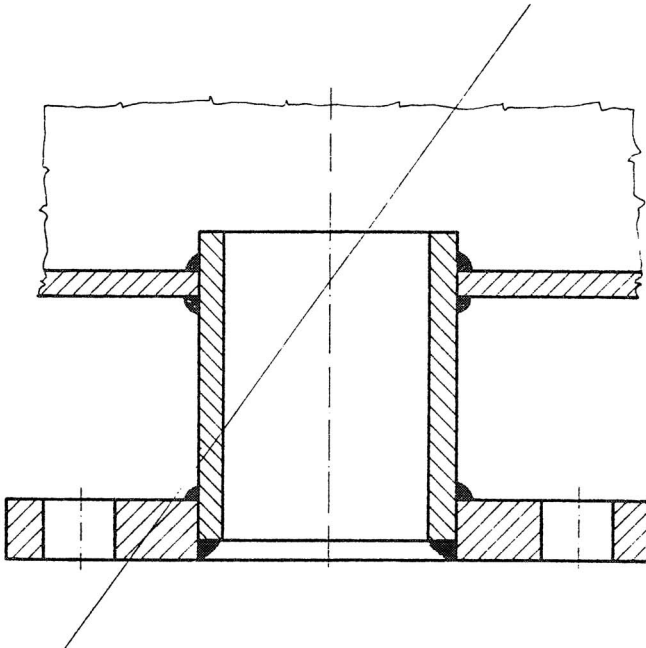


7.60 ábra
Karimás csőcsonk felhegesztése



7.61 ábra
Csőcsonkok behegesztése

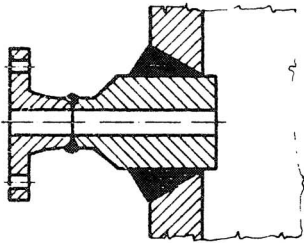
ugyanis a csonk és a tartályfal tövében megrekedhet a töltet és erős korróziót okozhat (7.62 ábra).



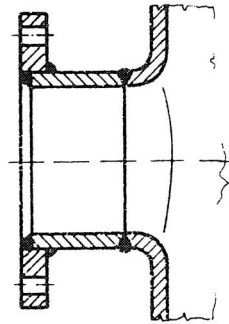
7.62 ábra
Leürítő csonk helytelen hegesztése

Ha a csőcsonk falvastagsága jóval kisebb a tartályénál, akkor egy vastagfalú közdarabra hegesztjük fel a csatlakozó karimát (7.63 ábra).

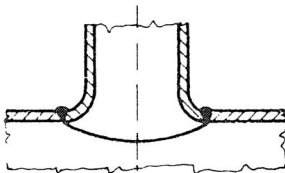
Az áramlási ellenállást csökkenti és sarokban ébredő feszültségcsúcs hatásától kíméli meg a varratot az a megoldás, amelynél a köpenyen a szükségesnél kisebb nyílást vágnak, széléit felmelegítik és kihajlítják. Síkramunkálás után a csonkot hozzáillesztik és meghegesztik (7.64 ábra). Az áramlási szempontból kedvező lekerekített átmenetet a cső szélének kiperemezésével is létre lehet hozni (7.65 ábra). A tartályon vágandó nyílás nagyobb az egyébként szükségesnél.



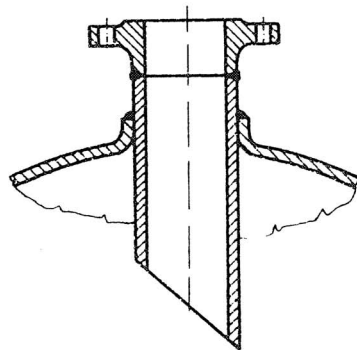
7.63 ábra
Kis átmérőjű csatlakozás kialakítása



7.64 ábra
Csőcsonk felhegesztése lekerekített átmenettel

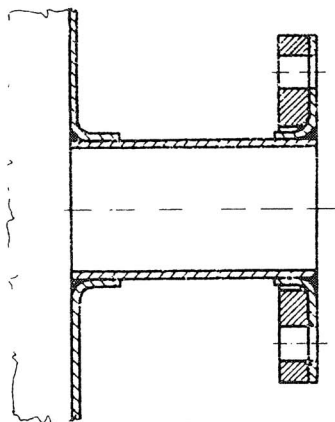


7.65 ábra
Kiperemezett csőcsonk



7.66 ábra
Tartályba benyúló cső behegesztése

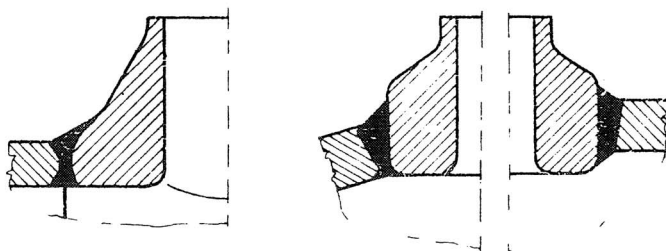
A tartályba benyúló cső behegesztése a készüléknyílás kiperemezésével oldható meg (7.66 ábra). Vékonyfalú szerkezeteknél a köpenyt szintén kiperemezük és a csőcsonkot keményforrasszal rögzítik (7.67 ábra). Nagynyomású készülékek kovácsolt csonkjainak kiképzése látható a 7.68 ábrán.



7.67 ábra
Vékonyfalú csőcsonk-csatlakozás

Plattírozott és bélelt készülékek csőcsonkjait NÁ 80-ig saválló acélból, előlött pedig plattírozott vagy bélelt acélból kell készíteni (7.69 és 7.70 ábrák). Az ellenőrző furat a tömörségvizsgálatnál játszik fontos szerepet. A varratot ugyanis szappanos vízzel bekenik, majd a furatba levegőt nyomnak és figyelik a varrat tömörségét. Megjegyezzük még, hogy bélelt tartályoknál kerülni kell a sarkokat és az éleket. Egy helyes és egy helytelen megoldást mutat a 7.71 ábra.

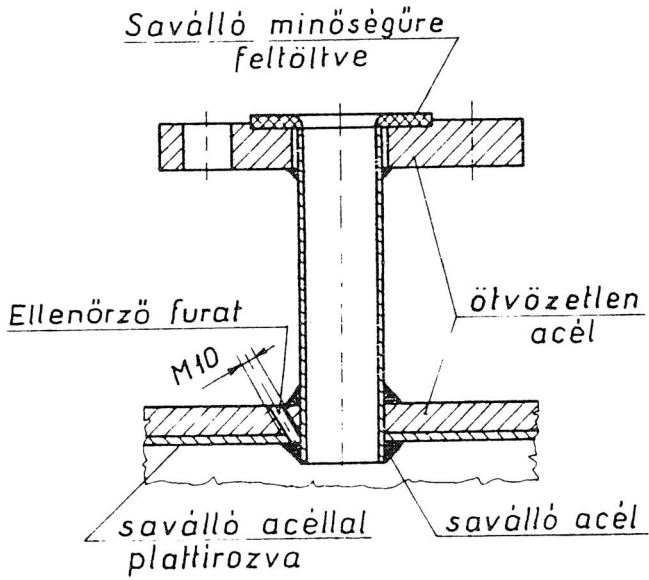
A 7.72 ábrán egyszerűen elkészíthető csonkrögzítés látható. A csövet azonban nemcsak hegeszteni kell, hanem be is kell hengerelni a tartályfalba, hogy réskorrózió ne



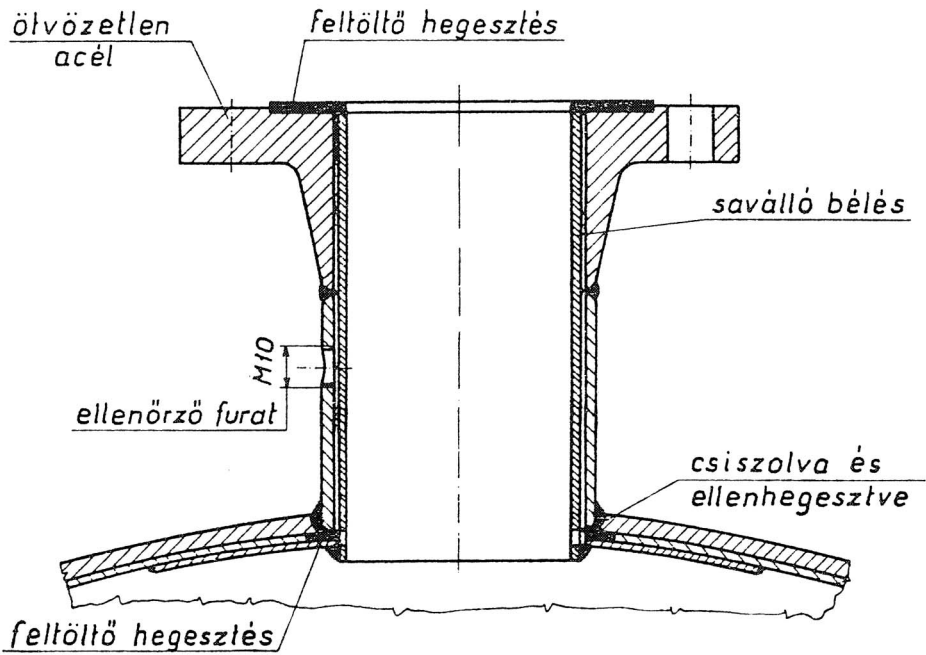
7.68 ábra
Nagynyomású kovácsolt csonkok

jöhessen létre. Erre a veszélyre a korróziót tárgyaló fejezetben felhívtuk a figyelmet. Zománcozott készülékek helyes csonk-kialakítására láthatunk példát a 7.73 ábrán. Csonkok hegesztési varratba nem kerülhetnek, ha ez mégis elkerülhetetlen, akkor gyengítő hatását a varratellenőrzésnél figyelembe kell venni.

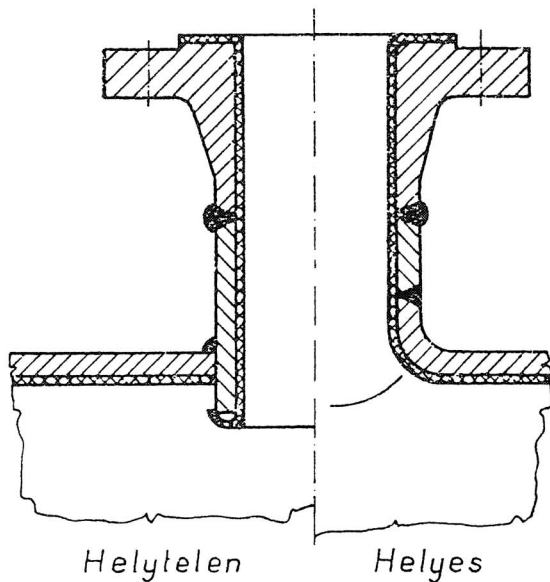
Ha a csonk számára készült kivágás nagysága egy bizonyos méretet meghalad, számolnunk kell e kivágás gyengítő hatásával. A folytonos felület megszakadási környezetében ugyanis megnő a feszültség. A kivágások hatását merevítéssel lehet kiküszöbölni. A merevítés megoldható falvastagság-növeléssel (drága!) és úgy, hogy ezt a falvastagságnövelést a kivágás környezetére korlátozzuk, pl. merevítőgyűrűk felhegesztésével. A 7.74 ábrán három példát mutatunk be erre. Az un. tőkari-



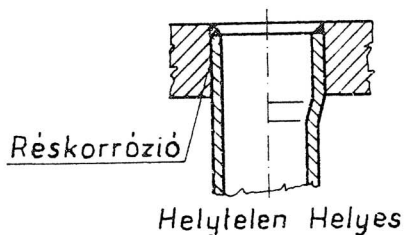
7.69 ábra
Plattírozott készülék csőcsonkja



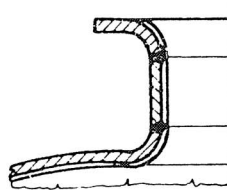
7.70 ábra
Csonk bélelt készülékhez



7.71 ábra
Bélelt csonkok



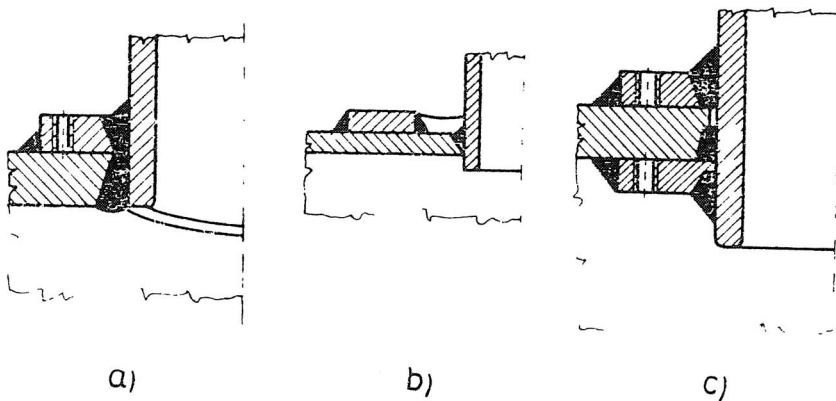
7.72 ábra
Csőcsonk behengerléssel



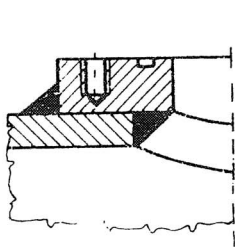
7.73 ábra
Zománcozott készülék
csonkjai

más megoldás előnye, hogy tulajdonképpen a csonkot is és a karimát is helyettesíti a tőkarimának nevezett merevítőgyűrű. Egyedüli hátránya a körülményes megmunkálás (7.75 ábra). A csonkok szerkezete után nézzük meg, hogy technológiai szempontból milyen fontosabb típusok ismereteseek.

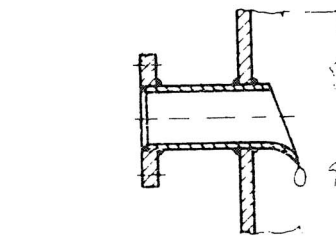
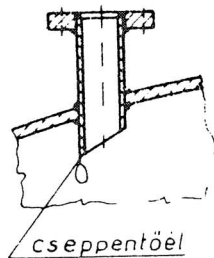
1. Anyagbevezető csonkokat úgy kell kialakítani, hogy az anyag ne folyhasson végig a készülékfalán, mert ott korróziós elváltozást okozhat. Ezért benyúló csonkokat alkalmaznak, melyeknek hosszát a szerelhetőség szabja meg.



7.74 ábra
Merevítőgyűrűs csonkkialakítás



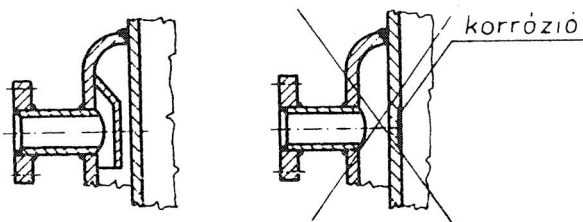
7.75 ábra
Tőkarima



7.76 ábra
Anyagbevezető csomok cseppentő éllel

A cseppentőél az előbb említett korrózióveszélyt csökkenti (7.76 ábra).

2. Fűtőgőzbevezető csomok tervezésénél ügyelni kell arra, hogy a beáramló gőz ne fújhasson közvetlenül a készülék falára, mert az káros hőfeszültségeket okoz. A gőz útjába ezért terelőlemezt szoktak beépíteni (7.77 ábra).



7.77 ábra
Köpenyfűtő csomok

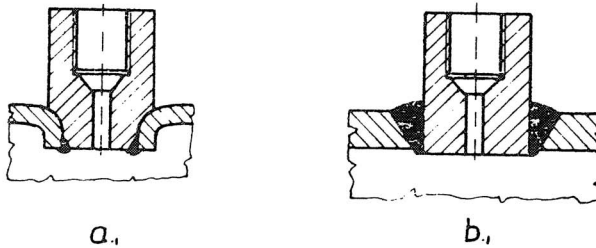
3. A kondenzcszokok minimális mérete a gőznyomástól és gőzfo-gyasztástól függ, kiszámítása minden esetben indokolt.

4. A biztosítószelep-csonk méretezését nagy gondossággal kell el-végezni, mert szűk csonk készülékrobbanást okozhat.

5. A túlfolyócsonk helyes méretezésére azért kell ügyelni, mert a rossz kialakítás működésében akadályozhatja meg a túlfolyót, ami együtt jár azzal, hogy a készülék a megengedettnél nagyobb nyomás alá kerülhet.

6. A búvó-, kezelő-, tisztítónyílások csonkjai a szokásosnál na-gyobb átmérőjűek, ezért szinte minden esetben merevítést igényelnek. Ezek nem csatlakozó csonkok, tetejüket fedéllel zárják le, amelyre sokszor kémlelőablakot építenek.

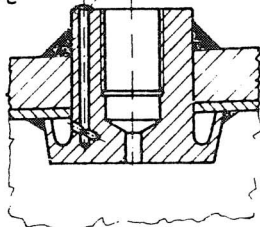
7. Nyomásmérő és hőmérő csonkok: A tartályokra szerelt nyo-másmérők és hőmérők csatlakozó csonkjai többnyire menetesek. Ezek-re láthatunk példát a 7.78 és 7.79 ábrán. Hőmérőcsonk megoldást



7.78 ábra

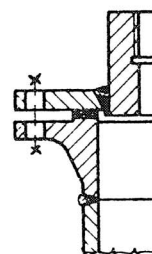
- a) nyomásmérő csonk alumíniumtartályhoz
- b) nyomásmérő csonk acéltartályhoz

Nyomáspróba után
hegesztve



7.79 ábra

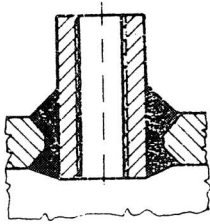
Nyomásmérő csonk plattí-rozott készülékhez



7.80 ábra

Hőmérőcsonk

a 7.80 ábra, egy másik változatot, - amelyen a hőmérő védőcsövön át csatlakozik a csonkhoz - a 7.81 ábra mutat.



7.81 ábra
Hőmérőcsonc védőcső-
vel

d) Készülékkarimák:

A készülékkarimák formailag azonosok a csőkarimákkal, csupán méreteikben különböznek. A csőkarimáknál keskenyebbek, vékonyabbak, több kisebb csavar kell összeszerítésükhöz. Méretezésük közelítő eljárással szokásos.

A készülékkarimák is szabványosítva vannak. A háromféle típust a 7.82 ábra mutatja be.

A karimák felhegesztésekor a tömítőfelületek olyannyira elvetemednek és meghul-

lámosodnak, hogy a tömítőhatás leromlik, vagy megszűnik. Javításhoz nagyméretű szerszám-gép szükséges, amelyre a karimát felfogva a tömítőfelületek síkra munkálhatók. Már a csőkarimáknál is említettük, hogy a hegeszthető toldatos karima alkalmazásával ez nem jelent problémát, mivel a hegesztési varrat távolabb van a tömítőfelületektől, mint pl. sima karimánál.

Ekkor sem szabad azonban folyamatosan körbehegeszteni, hanem azonos varratszakaszokat kell készíteni egymással szemben, váltakozva.

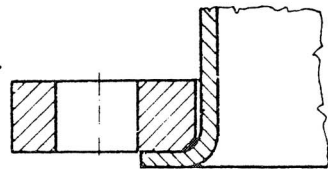
Egyszerű szénacélkészülékek karimáit szabványból választják ki, más, különleges szerkezeti anyagú tartályok karimagmeggoldásairól azonban külön kell szólnunk.

1. Öntött készülékek karimái:

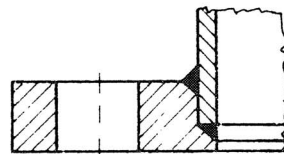
Kerüljük az éles sarkokat és a hirtelen átmeneteket, mert az öntöttvas ezekre igen érzékeny ridegsége miatt. A csavarlyukat sem szabad kifúrni, hanem öntéskor kell kila kítani.

2. Saválló acélkészülékek karimái:

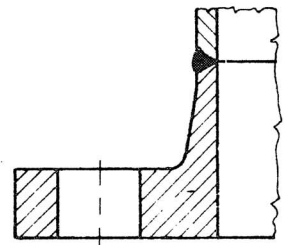
Saválló készüléket korrozív töltetekenél alkalmaznak, a ha a töltet a tömítés alá szivárog, megtámadhatja a karimát és a tömítést is. Célszerű legalább a tömítőfelületet savállóra kiképezni. Erősen korrozív töltetek esetében az egész karimát saválló acélból kell készíteni, ez azonban nagyon drága.



a,



b,

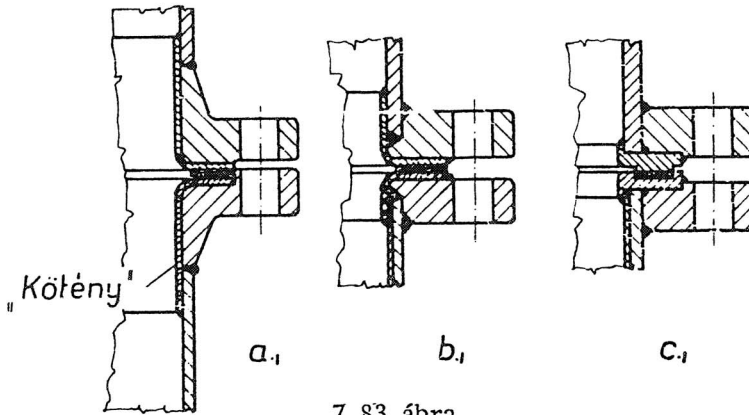


c,

7.82 ábra

Szabványos készülékkarima típusok, (a) laza, (b) sima, (c) hegeszthető toldatos

Ha a nyomás 0,6 MPa alatt van, s a laza karima megfelelő, a saválló köpenyt kiperemezik. Nagyobb nyomásnál a karimát ötvözetlen acélból készítik és saválló acéllal kibélelik. A 7.83 ábrák ilyen bélelt kivitelek mutatnak. A béléslemez (kötény) nemcsak a karimát, hanem a varratot is védi a korróziótól. A b) és c) ábrán az alsó karima plattírozott készülékhez csatlakozik. A c) ábrán látható megoldás lényege az, hogy a tömítőfelület a karimába illesztett és behegesztett saválló acélból esztergált gyűrű. Csak nagy méreteknél használják, mert elég drága ez a karimamegoldás.



7.83 ábra
Saválló acélkészülékek karimái

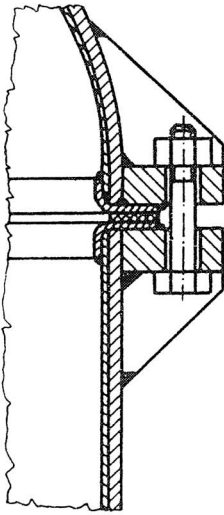
Plattírozott készülékek sima karimáját úgy is felszerelhetik, hogy kívülről a köpenyhez hegesztik és egy kiperemezett saválló acélgyűrűt helyeznek a tömítőfelületek közé, hogy azokat a korróziótól megvédjék (7.84 ábra).

3. Rideg anyagú készülékek karimái:

Ebbe a csoportba tartoznak az üveg, a kőagyag, a porcelántartályok. Példaképpen nézzünk meg egy kőagyag illetve porcelán készülékek-nél szokásos karimamegoldást (7.85 ábra). Az öntöttvasból készült karimát saválló cement-vagy kitréteggel ragasztják a porcelántesthez.

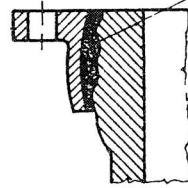
4. Zománcozott anyagú készülékek karimái:

A karima helyes kialakításánál figyelemmel kell lenni a zománc mechanikai tulajdonságaira. A köpeny és a karima között megfelelő átmenetnek kell lenni, hogy a zománcot hőfeszültség ne érje. A 7.86 ábrán zománcozott öntöttvas készülékkarima látható. A nagy lekerekítési sugár az előbb említett szempontoknak felel meg. A 7.87 ábrák különféle megoldásokat mutatnak: a) nyitott tartályok szegélyeként használatos, b) c) e) leggyakoribb alkalmazások (nálunk az e) típust kedvelik);

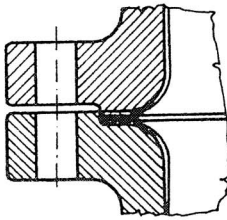


7.84 ábra
Plattírozott készülékek karimája

Saválló cement vagy kitt

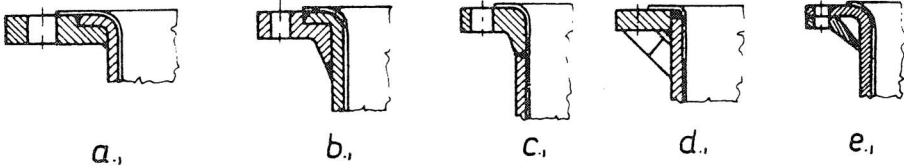


7.85 ábra
Porcelánkészülékek karimája



7.86 ábra
Zománcozott, öntöttvas karima

d) bordázott karima. A bordát keresztben elvágják, felhegesztik, utána zománcznak, majd az elvágott bordát összehegesztik. Mindegyik típus hátránya azonban, hogy az összeszorító csavarok meghúzásából származó erő a hosszú karon nagy hajlítónyomatékot fejt ki, s a karima közelében a zománcban hajszálre-

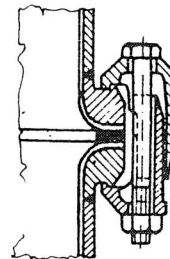


7.87 ábra
Zománcozott készülékek karimái

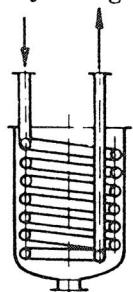
pedések keletkeznek. A hajlítási kar csökkentése a zománc épenmaradását eredményezi. Erre példa a 7.88 ábra. Az aránylag keskeny karimát szorítók fogják össze, amelyek a csavarokat is tartalmazzák. A szorítóerő a tömítés középvonalában működik, a káros hajlítónyomaték igen kicsi.

e) Készülékek fűtőberendezései:

A vegyiparban igen gyakori, hogy a tartályban elhelyezett töltetet melegíteni kell. A hő közlésére többféle mód nyílt: gyakran helyeznek a készülék belsejébe ún. csőkígyót, amelybe vezetett forró víz, gőz vagy füstgáz a csőkígyó falán hőmennyiséget ad át a fűtendő közegnek, ő maga pedig lehűl. A csőkígyó körkeresztmetszetű csőből spirálisra hajlítva készül, anyagát a fűtőközeg és töltet határozza meg, amelybe merül (7.89 ábra). Általában igen gyakran kell cserélni, hamar elhasználódik. A fűtés másik elterjedt módja a kettős köpeny. A kettős köpeny-nyel ellátott készüléket duplikátornak nevezik. A két köpeny közé vezetik a hűtő- vagy fűtőközeget. Gőzfűtés esetén a gőzt felül engedik be, s a kondenzvizet alul vezetik el (7.90 ábra). Hátrányos tulajdonsága ennek a megoldásnak, hogy a belső köpeny külső nyomásra



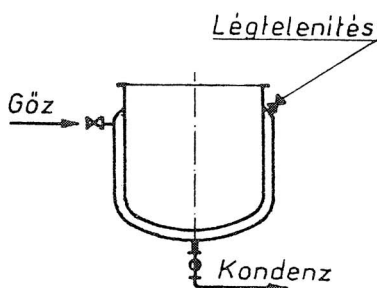
7.88 ábra
Szorítóval kombinált zománczott karima



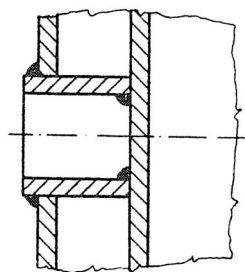
7.89 ábra
Csőkígyó

van igénybevéve, ezért köpenyek közötti térben csak közepes nagyságú nyomás engedhető meg. Nagy nyomás a készülék falát horpadásveszéllyel fenyegeti. Szokásos ilyenkor a két köpenyt rövid csövekkel kitámasztani (7.91 ábra). A belső tér túlnyomása 0,3 MPa, a külsőé 0,8 MPa. A kettős köpeny kétféleképpen csatlakozhat a tartályhoz: hegesztéssel és karimával. A felhegesztett kettős köpenyeket akkor alkalmazzák, ha a külső tér várhatóan nem piszkolódik be, nem lesznek lerakódások, mert szétszerelni nem lehet. A 7.92 ábrán néhány hegesztési megoldást mutatunk be.

Saválló tartályra nem hegesztik fel közvetlenül a dup-

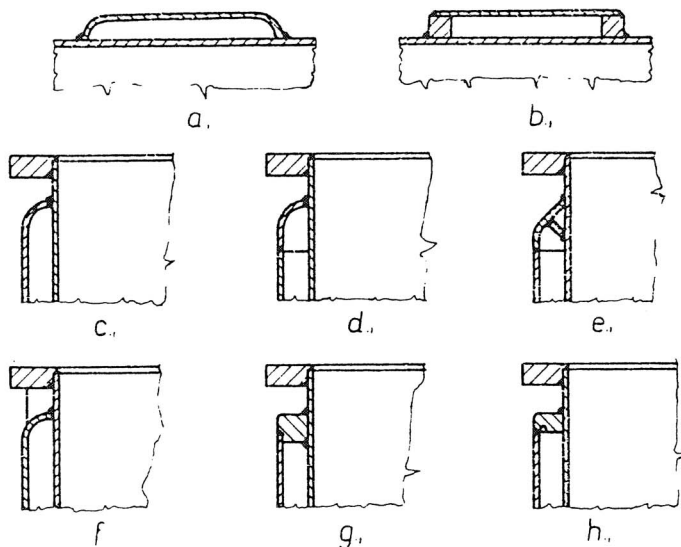


7.90 ábra
Kettős köpeny vázlat



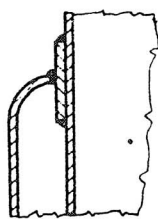
7.91 ábra
Csővel kitámasztott kettős köpeny

likaturát, hanem egy ún. átmeneti gyűrűt helyeznek a belső köpenyre. Ez szintén saválló acél, s ehhez hegesztik azután a fűtőköpenyt (7.93 ábra).



7.92 ábra

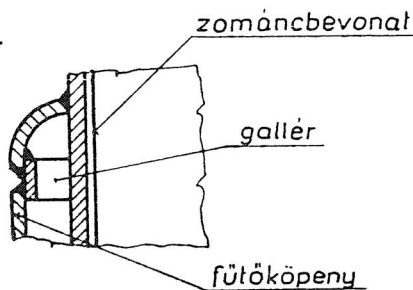
Kettős köpeny felhegesztése



7.93 ábra

Zománcozott készülékekre kettős köpenyt hegeszteni nagyon körülményes lenne. Ha mégis elkerülhetetlen, akkor zománcozás előtt ún. "gallért" hegesztenek a köpenyre, majd a zománccréteg elkészülte után ehhez a gallérhoz hegesztik hozzá a fűtőköpenyt. Hegesztés közben a gallér és a tartályfal összeillesztési helyét hűteni kell (7.94 ábra).

Karimás csatlakozású kettős köpenyek használatosaválló készülék sak akkor, amikor a fűtőteret gyakran kell tisztítani. A karimás kötés oldható, a köpeny tehát leszerelhető (7.95 ábra). A kettős köpenyeknél egy fontos méretezési problémára szeretnénk felhívni a figyelmet. A belső köpeny terhelését vizsgálva a fűtőgőz nyomása külső nyomásként jön számításba. Ha a készülék zárt, akkor a belső nyomást (ha van) abszolút vákuumnak tekintjük. A külső és belső nyomás különbségére méretezni tilos! Ha a belső tér nyomása a nagyobb, akkor a falat belső túlnyomásra is méretezzük, s a két

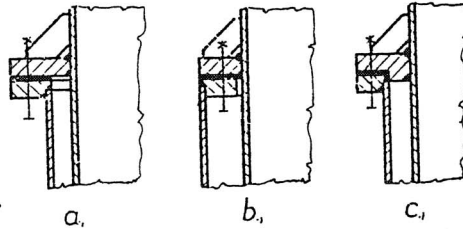


7.94 ábra

Zománcozott készülék "gallérja" a kettős köpenyhez

falvastagságérték közül a nagyobbát választjuk meg.

A külső köpenyt belső túlnyomásra veszi igénybe a fűtőgőz, azonban, ha ennek nyomása az atmoszféricusnál kisebb, feltétlenül el kell végezni a fűtőköpeny külső nyomásra való ellenőrzését.



7.95 ábra

Karimás csatlakozású kettős köpenyek

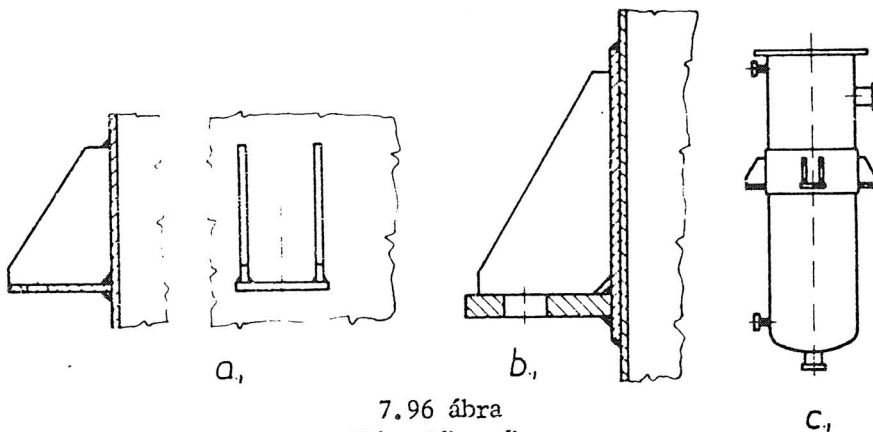
f) Alátámasztások:

Alátámasztásoknak azokat

a szerkezeteket nevezzük, amelyek a készülék és a töltet súlyát viselik, illetve átadják az alapozásnak. Az alátámasztás milyenségét a tartály alakja, az üzemi körülmények határozzák meg. Minden egyes alátámasztás méretezésénél illetve kiválasztásánál számításba kell venni, hogy ezek járulékos feszültségeket ébresztenek a készülékfalban. Ez a feszültség igen nagy értéket is elérhet, tehát a szilárdsági, teherbírási számítások után a készülékfalat ellenőrizni kell erre a terhelésre is. A vegyipari tartályok, berendezések alátámasztására használt szerkezetek a következők:

1. Készülékpata:

Azokat az álló vegyipari készülékeket támasztják meg patával, amelyek acélszerkezetre kerülnek. 2-3-4 patát helyeznek el meghatározott magasságban, körben a tartály kerületén. A patát vagy lemezből vágják ki és bordaszerűen hegesztik fel egy vízszintes lemezre, vagy hajlítják. Sokféle megoldás él az iparban. A patát felhegeszthetik közvetlenül a köpenyre (7.96/a ábra), vagy párnalemez közvetítésével



7.96 ábra
Készülékpaták

(7.96/b ábra). Ez utóbbira azért van szükség, hogy a pata környezetében, a készülékfalban a feszültségeloszlás egyenletes legyen és a vékony köpeny ne horpadjon be a hegesztések mellett. Ugyanebből a megfontolásból erősítőgyűrűt is szokás felhegeszteni (7.96/c ábra). Saválló és plattírozott acélból készült tartályok párnalemezeit, erősítőgyűrűt a köpenyével azonos anyagból csinálják, és erre hegesztik fel a szénacél patákat.

2. Tartógyűrű:

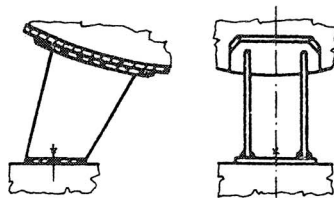
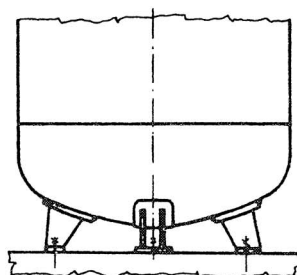
A pata által okozott igénybevétel a helyi megtámasztás hátrányait viseli magán. Csökkenteni lehetne a fellépő feszültségeket, ha sok patát hegesztenénk föl a tartályra. Tartógyűrű alkalmazása megoldást jelent, ugyanis a terhelőerő a kerületen egyenletesen oszlik el, így kedvezőbb feszültségeloszlást biztosít, mint a készülékpata. A tartógyűrűk az álló tartályok kedvelt alátámasztásai. Idomacélból készítik őket (L, T vagy U szelvényükből). Szokásos kialakításokat mutat a 7.97 ábra.



7.97 ábra
Tartógyűrűk

3. Készülékláb:

Készüléklábat álló, ritkán fekvő tartályok megtámasztására használnak. Álló tartályok fenékre hegesztik közvetlenül vagy párnalemezzel. A párnalemez szerepe itt is ugyanaz, mint a készülékpatáknál. A láb a fenék gömbstüveg részére kell felhegeszteni, a saroktól megfelelő távolságra, mert a varrat a sarok feszültségcsúcsát még tovább növelné. A lábak szokásos alakját és a helyes hegesztési varratelhelyezést láthatjuk a 7.98 ábrán.



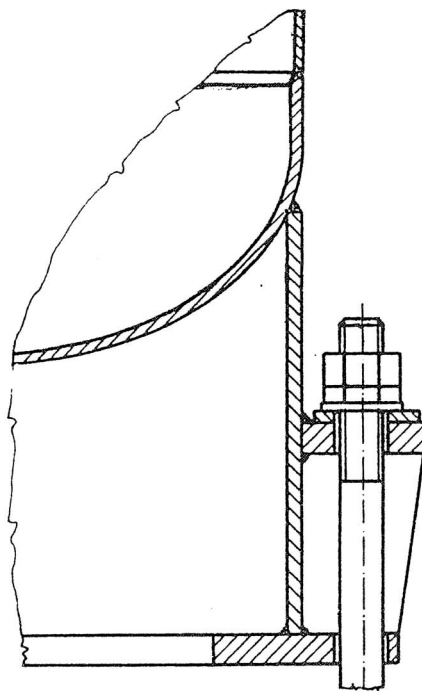
7.98 ábra
Készüléklábak

4. Készülékszoknya:

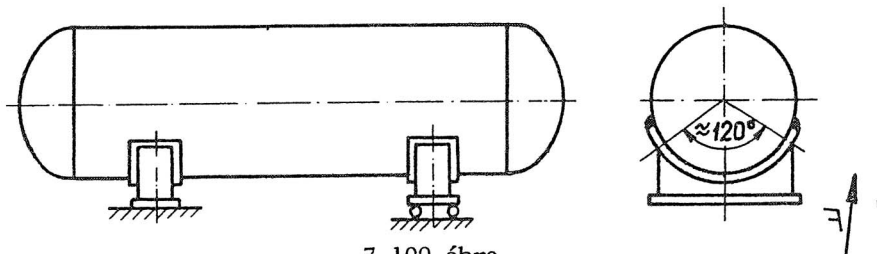
A toronyszerű készülékek tipikus tartószerkezete, de kedvező tulajdonságai következtében egyre több helyen alkalmazzák. A készülékszoknya tulajdonképpen a köpeny meghosszabítása, ezért a fellépő erők alkotóirányuak, hajlító igénybevétel nem okoznak. Egyszerűen elkészíthető, de igen nagy az anyagszükséglete (7.99. ábra) Hátránya még, hogy a készülék fenékén elhelyezett csomok nehezen hozzáférhető. Ezen szoktak segíteni a szoknyán vágott nyílásokkal, ez viszont gyengíti az alátámasztást.

5. Készüléknyereg:

Fekvő helyzetű tartályok-alátámasztásaként készüléknyeret használunk. Készülhet betonból vagy lemezből (hegesztve). Az alátámasztás akkor a legkedvezőbb, ha legalább 120° -os szögben fogja közre a tartály kerületét. A nyereg hatására a készülékben ébredő feszültségek meglehetősen nehezen számítható, kellemetlen igénybevételt jelentenek. A tartály falában jelentős hajlító nyomaték ébred, s ennek hatására a tartály szélső alkotójában a nyomaték irányától függő húzó ill. nyomófeszültségek keletkeznek és hozzáadódnak a belső nyomásból származó feszültséghez. Éppen ezért a nyereg méretezése után a tartálytestet szilárdságilag ellenőrizni kell. Általában két nyeret használnak, ritkábban hármat. Az egyik nyeregben a tartályt fixen kell rögzíteni, a másikban azonban biz-



7.99 ábra
Készülékszoknya



7.100 ábra
Nyeregben elhelyezett fekvőtartály

tosítani kell a hőtágulás okozta elmozdulás lehetőségét. A nyereg készülékhez való rögzítése, hegesztéssel szokásos, legtöbbször párnalemez alkalmazásával (7.100 ábra). Az alátámasztások helyét úgy kell megállapítani, hogy a készüléket egyenletesen megoszló terhelésű tartónak feltételezve a megtámasztásokban egyenlő nagyságú nyomatékok ébredjenek (7.100 ábra).

A felhasznált és az ajánlott irodalom

1. Óri Róbert (szerk.): Vegyipari csővezetékek, Műszaki Könyvkiadó, Bp. 1972.
2. Tartályok, gyártás, szerelés, üzemeltetés. KGM Műszaki Tudományos Tájékoztató Intézet. 1972. Bp.
3. Titze, H.: Vegyipari készülékek szerkezeti elemei, Műszaki Könyvkiadó, Bp. 1966.
4. Szántay B.: Vegyipari készülékek szerkesztése, Tankönyvkiadó, Bp. 1963.
5. Terplán Z.: Gépelemek III. Tankönyvkiadó, Bp. 1974. (J14-581)
6. Vörös I.: Gépelemek I. Tankönyvkiadó, Bp. 1966. (J4-523)
7. Vörös I.: Gépelemek II. Tankönyvkiadó, Bp. 1964. (J-617)

8. TÖMÍTÉSEK

8.1 ALAPFOGALMAK

A tömítés rendeltetése: Csatlakozófelületek közötti közegáramlás megakadályozása vagy mérsékelése.

A csatlakozófelületek egymáshoz való viszonya a tömítések fő osztályozási elvét is megadja.

A csatlakozófelületek lehetnek egymáshoz képest álló vagy mozgó szerkezeti elemek, az elemek pedig sík vagy görbe felületek.

A mozgó elemek végezhetnek egymáshoz képest haladó vagy forgó mozgást, ill. forogva haladó mozgást.

A közeg, amelynek kiáramlását meg kell akadályozni, lehet gáz vagy folyadék, ill. az ezekben lebegő szilárd részek, pl. por.

A csatlakozófelületek között megfelelően kialakított térrész, amelyben a tömítés hatását kifejti, a tömitőtér. A tömitőtér úgy is kiképezhető, hogy a csatlakozófelületek pontosan illeszkednek egymáshoz, és a keletkezett rés áramlási ellenállása vagy a részbe sajtolt zsír vagy folyadék közegellenállása hozza létre a tömitettséget. Ilyen esetben tömitésről mint gépelemről nem beszélhetünk.

Tömités a tömitőtérben elhelyezkedő egyszerű vagy összetett gépelem, amelynek feladata:

a) Anyagvesztés elkerülése. Ez az értékvesztésen kívül csökkentheti a tömités élettartamát (pl. az áthaladó közeg koptató- és korrózióhatása miatt). A kikerülő anyag veszélyeztetheti a környezetet mérgező, szennyező vagy tűzveszélyes volta miatt.

b) Különböző közegek keveredésének elkerülése.

c) Nagy kopások elkerülése, amiket a külső térből a szerkezetbe kerülő szennyeződés (pl. por) okozhat.

A tömités hatásmechanizmusa alapján a tömitettség a következőkkel érhető el:

a) Mechanikus összenomással: a tömitést mechanikus módon a tömitőtérbe nyomjuk, a tömitettség az összenomás mértékével közel arányos. Az ilyen elven üzemelő tömitések a kompressziótömitések.

b) Tömitőél hengeres felületre való szorulásával vagy szorításával. Rendszerint koncentrikus hengerfelületek között használjuk. A tömitőtérben tulfedéssel illesztett tömités tömitőéllal van ellátva, az élt általában körrugó szorítja a hengerfelületre, ezáltal néhány tized mm széles

tömítőfelület keletkezik. Ez az éltömítés. Ezt kis nyomások esetén vagy szennyeződéseknek a tömitett térbe jutásának megakadályozására használjuk.

c) Homlokclapon csuszó, forgó tengelyek esetén alkalmazott tömítés. A tömitettséget két köszörült, sugárirányban sík felületű, egymáson elcsuszó gyűrűfelület biztosítja. Ez a csuszógyűrűs tömítés.

d) A tömitést meghatározott alakura készítjük, amely alakot az beépítve is megtartja, azonban a nyomáskülönbség hatására rugalmas alakváltozás következik be, amiáltal a kezdetben meglevő vonalszerű érintkezési felület szélesebb érintkezési felületté alakul. A tömitettség a nyomás növekedésével arányos lesz. Ezek a rugalmas tömitések. Ezt a tömitéscsoportot az előbbi tulajdonságok következtében önműködő tömités-nek is nevezzük.

e) A dugattyógyűrűs tömítés rugalmas, felhasított fém- vagy műanyaggyűrű, amely rugóhatás következtében a tömitett felületnek nekiszorulva hozza létre a tömitettséget. Kizárólag hengeres felületek tömitésére használjuk.

Tömített tér a gép vagy a berendezés szerkezeti elemekkel körülhatárolt, a környezet nyomásától eltérő nyomás alatt álló része.

A tömítőrés a tömitőtérnek az a része, amely a tömitett felületek között az illesztés jellegéből adódik, és amelybe a tömités- vagy annak egy része a nyomás következtében létrejövő alakváltozáskor be tud hatolni.

Szorítóerő az az erő, amely a tömitést működés közben a tömitendő felületre szorítja és a tömitettséget biztosítja.

Szorítónyomás a tömités egységnyi felületére jutó szorítóerő.

A tömités előfeszítése, ill. előszorítása olyan rugalmas alakváltozással jön létre, amelyet a tömitőtér megfelelő kialakításával, esetleg külön gépelem alkalmazásával hozunk létre a tömités nyugalmi (nyomás-különbség nélküli) állapotában.

A különféle tömitőanyagok felhasználási területeiről az F 8.01 függelék ad tájékoztatást.

8.2 TÖMITÉS PEREMEK KÖZÖTT

A karimatömítések felosztását a 8.01 ábra mutatja.

A lapos tömítés külön megtámasztás nélkül helyezkedik el a két karima között. A surlódó erő tartja helyben. A tömitést a nyomás kifújhatja a csavarok között. Alkalmazási határa $p D < 4,50 \cdot 10^5 \text{ N/m}$.

Az átmenő tömítés (8.02 ábra) a karimák egész csatlakozó felületét beborítja. A csavarok meghúzása a karimában nem ébreszt hajlítónyomatékot.

Kis és középnyomású karima tömitések

Lapos tömitések:

Átmenő
Munkaléces

Rejtett tömitések:

Félig rejtett
Teljesen rejtett

Nagynyomású tömitések

Tömitési nyomás fedél-
csavarokkal

Rejtett
Vágóéles
Kupos (tömitőanyag nélkül)

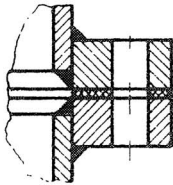
Öntömitő szerkezetek

Tömitő lencse
Deltagyűrű
Ékgyűrű
Graylog-tömités
Kettős-kup tömités

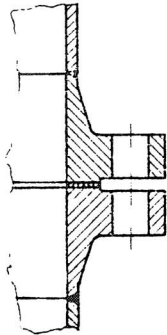
8.01 ábra

A munkaléces tömités (8.03 ábra). A felfekvő felület lényegesen kisebb, mint az átmenő tömitésben. Ugyanakkora csavarerővel nagyobb szorítónyomás fejthető ki.

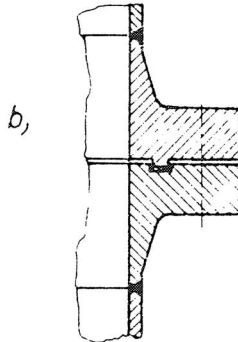
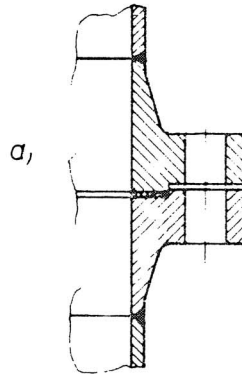
A rejtett tömitésben a tömitőkarika radiális irányban meg van támasztva. (8.04 ábra).



8.02 ábra
Átmenő tömités

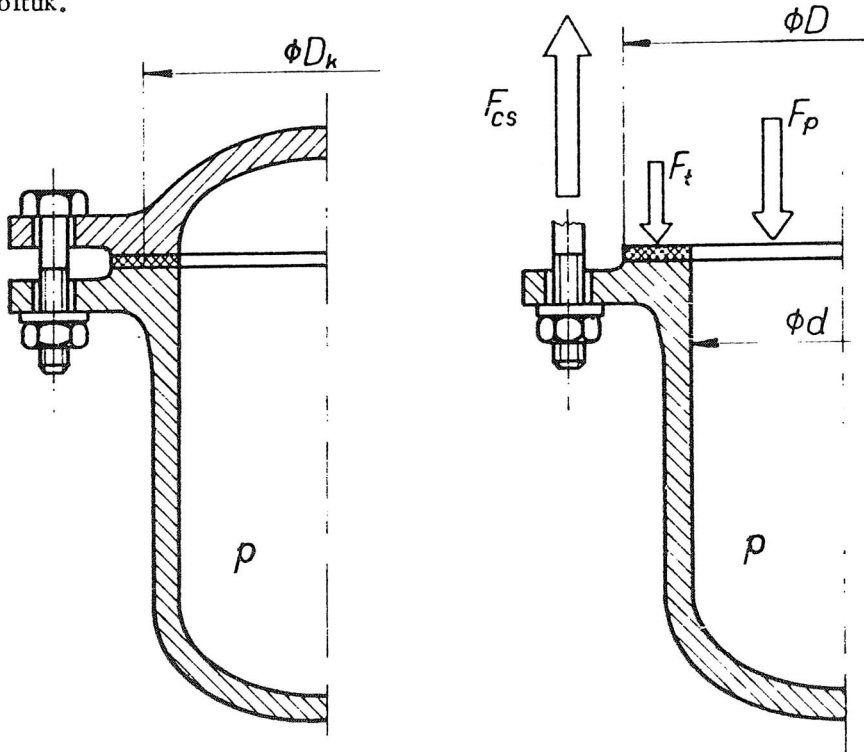


8.03 ábra
Munkaléces tömités



8.04 ábra
Rejtett tömitések: a) félig rejtett, b) teljesen rejtett

A fenti kompressziós tömitésekre ható erőket 8.05 ábrán, a sima-karimás tartályfedél tömitésén vizsgáljuk. A jobb oldali ábrán a tartályfedelet gondolatban eltávolítottuk és hatását megfelelő erőhatásokkal pótoltuk.



8.05 ábra
A tömitésre ható erők

F_t a szorítóerő, ami a p_{sz} szorítónyomással kifejezve:

$$F_t = 0,25 \pi (D^2 - d^2) p_{sz} \quad (1)$$

A megfelelő tömitőhatáshoz a tömitőanyagot a p_t tömitési nyomásnál nagyobb szorító nyomással kell összenyomni. A tömitési nyomás a készületben uralkodó p nyomással arányos:

$$p_t = m p \quad (2)$$

A képletben m a tömitő anyagtól függő tömitési tényező. Értéke az F 8.02 táblázatból vehető [5]. A szorító nyomást a csavarok meghu-

zásával hozzuk létre. A csavarok által kifejtendő F_{cs} szorító erőnek ki kell egyenlíteni a készülékben uralkodó p nyomás hatását (F_p) és létre kell hoznia a szükséges tömitési nyomást. Szántay szerint [5]:

$$F_{cs} \cong \frac{D_k^2 \mathfrak{F}}{4} p + 2 \mathfrak{F} D_k b \text{ mp} \quad (3)$$

A képletben b a tömitőfelület alakjától függő effektív tömitési szélesség. Értéke a 8.05 ábrából vehető.

A csavarokat terheletlen állapotban és a kb. 20°C környezeti hőmérsékleten huzzuk meg. A készüléket nyomás alá helyezve a szorító nyomás csökken. A csavarokat úgy kell meghuzni, hogy a legnagyobb üzemi nyomáson és hőmérsékleten a tömitéseket összeszorító erőből származó szorítónyomás nagyobb legyen, mint a p_t tömitési nyomás.

A karimákat és az összekötő csavarokat úgy méretezik, hogy a csavarok szokásos meghuzása biztosítja a szükséges tömitési nyomást, ha a csavarokat fokozatosan huzzuk meg a 8.07 ábrán megadott sorrendben. Nagy nyomáson és hőmérsékleten és nagyméretű karimáknál a szükséges csavarerőt mérésrel kell beállítani. A készülék szerkesztői ilyenkor a mellékelt szerelési utasításban megadják a csavar meghuzásához szükséges nyomatékot és a meghuzási sorrendet. Ebben az esetben a csavart nyomatékjelző kulccsal huzzuk meg.

A megfelelő tömités további feltétele, hogy a tömitőanyagot párhuzamos sík felületek nyomják össze. Szerelés előtt a tömitőfelületeket meg kell tisztítani a sorjától és az esetleg ráragadt szennyeződésektől, például a korábban kiszerelt tömitőanyag maradványaitól. A 8.08 ábra két hibás szerelésű tömitést mutat. A 8.09 ábrán hibás szerelés következtében az 1 és 3 csövek tengelyei nem esnek egy egyenesbe. A hiba kijavitása helyett a 2 jelű csövet megpróbálták a helyére erőszakolni.

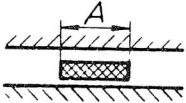
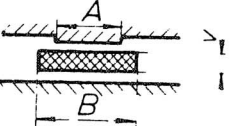
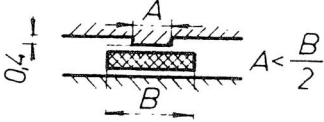
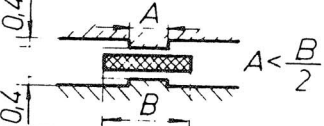
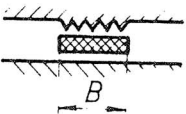
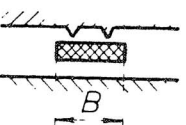
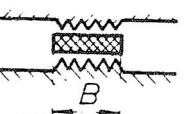
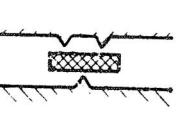
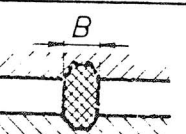
Az F 8.02 táblázatban megadtuk, hogy az egyes tömitőanyagok milyen legnagyobb üzemi nyomásig (p_{max}) alkalmazhatók..

A tömitőgyűrű alakját és anyagát a hőmérséklet, a nyomás és a csővezetékben áramló közeg vegyi tulajdonságai alapján kell kiválasztani. Néhány közepes nyomásnál használt tömitőgyűrűt a 8.10 ábra mutat.

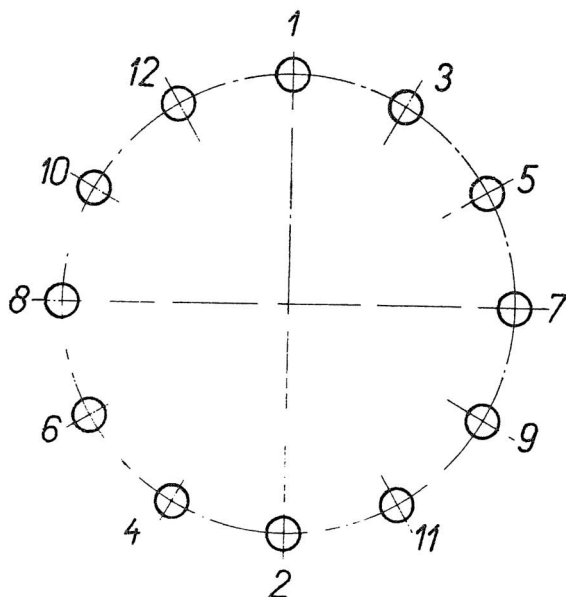
A nagynyomású karimatömités a készülékszerkesztés egyik régi problémája.

A fém tömitőanyagokkal Schwaigerer és Seufert [10] végeztek vizsgálatokat és a következő számunkra fontos következtetéseket szürték le:

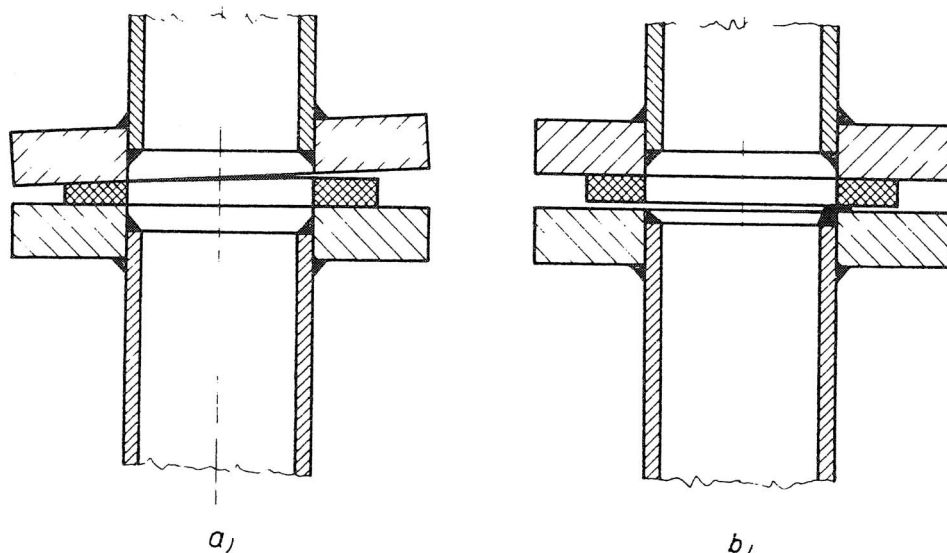
1. A tökéletes tömités elérésére sík tömitőfelületek esetén a tömitőanyag R_{eH} folyási határa készérésének megfelelő tömitési nyomást

TÍPUS- JEL	TÖMÍTŐ FELÜLET SÉMA	EFFETIV SZÉLESSÉG
		$b =$
1a		$\frac{A}{2}$
1b		$\frac{A+v}{2} \sim \frac{A+B}{4}$
2		$\frac{A+B}{2}$
3		$\frac{B}{4} \sim \frac{A}{2}$
4		$\frac{B}{3}$
5		
6		$\frac{B}{4}$
7		
8		$\frac{B}{8}$

8.06 ábra
A tömítőfelületek kialakítása

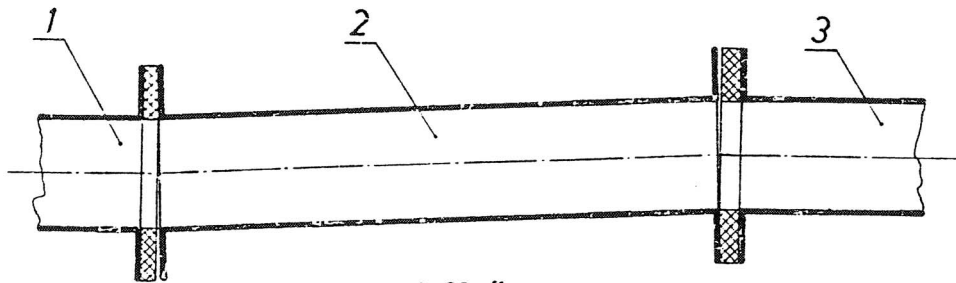


8.07 ábra
Csavarok meghúzási sorrendje

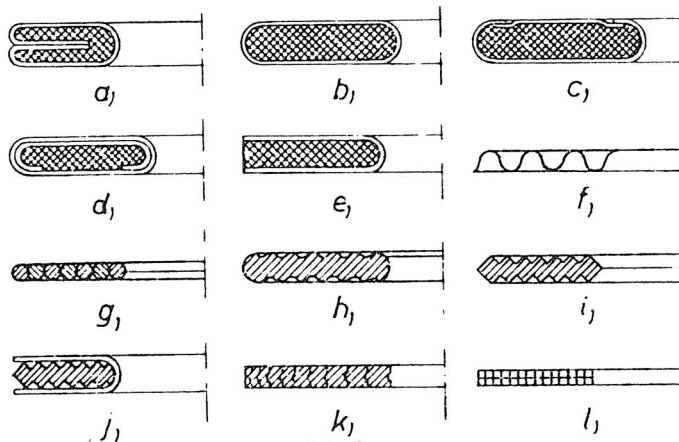


8.08 ábra
Hibásan szerelt tömitések

a) a felső karimát ferdén hegesztették fel a csőre, ezért a tömitőfelületek nem párhuzamosak, b) az alsó karima tömitőfelülete nem sík, mert a tömitőfelületre kifolyt hegesztési varratot nem munkálták le.



8.09 ábra
A cső befeszítéséből adódó hibás tömités



8.10 ábra
Tömitőgyűrűk
a...e) fémlémez bevonatu, f...l) fémgűrűk

kell alkalmazni. Ha a tömités szélességét csökkentjük, akkor ugyanazt a tömitési nyomást kisebb csavarerővel tudjuk elérni. Ez vezetett a vonalmenti felfekvést adó fém tömitések kialakításához. Ebben az esetben a tömitési nyomás már nem értelmezhető. Helyette a p'_t hosszegység-

re eső tömitőerőt használják, mértékegysége N/m.

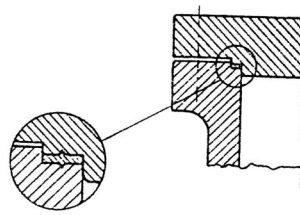
Schwaigerer és Seufert vizsgálatai szerint vonalmenti felfekvés esetén $p'_t = 0,0015R_{eH}$ hosszegységre vonatkoztatott tömitőerő szükséges a tökéletes tömités elérésére. Az összefüggésben R_{eH} és p'_t mértékegysége N/m^2 ill. N/m.

2. Az 1. pontban megadott értékek függetlenek a közegtől (gáz, olaj stb.) és a felületi érdességtől.

3. Ha a tömitetlenség egyszer fellépett, az utánhuzás nem segít. A tömitést szét kell szedni, meg kell tisztítani és a tömitőelemet ki kell cserélni, vagy után kell munkálni.

A tömitőfelületek fényesre csiszolt tükrösített felületek. A könnyű utánmunkálás végett egyszerű geometriai kialakításuk.

A 8.11 ábrán bemutatott nagynyomású rejtett tömités fedélben a szorítónyomást a leszorítócsavarok létesítik. A tömitőanyag réz, kisebb hőmérsékleten alumínium. 300 bar nyomásig és 400°C-ig használható. A tökéletes tömitést biztosító plasztikus alakváltozás elérése végett a gyűrű keskeny.



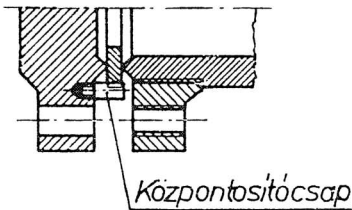
8.11 ábra

Rejtett tömités nagynyomáshoz fém tömitőgyűrűvel

A vágóél tömités (8.12 ábra) 300 bar nyomásra és 450°C-ra használható, kis átmérőnél, laboratóriumi méretekben. A tömitőgyűrű réz vagy lágvas. A vágóélek könnyen megsérülnek. Központosító csapok

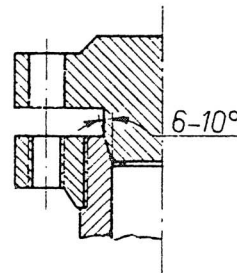
biztosítják, hogy a vágóélek mindig ugyanazon a nyomon tömitsenek. Ennek ellenére a tömitőgyűrűt csak öthat záráshoz lehet felhasználni.

A kupos tömitésben nincs szükség külön tömitőgyűrűre (8.13 ábra). 400 bar nyomás és 400°C felett is használható. A tökéletes tömitést biztosító plasztikus alakváltozás miatt a tömitőfelületeket időnként után kell munkálni. A szétszedéshez két szembenfekvő kiemelő csavart kell alkalmazni.



8.12 ábra

Vágóél tömités

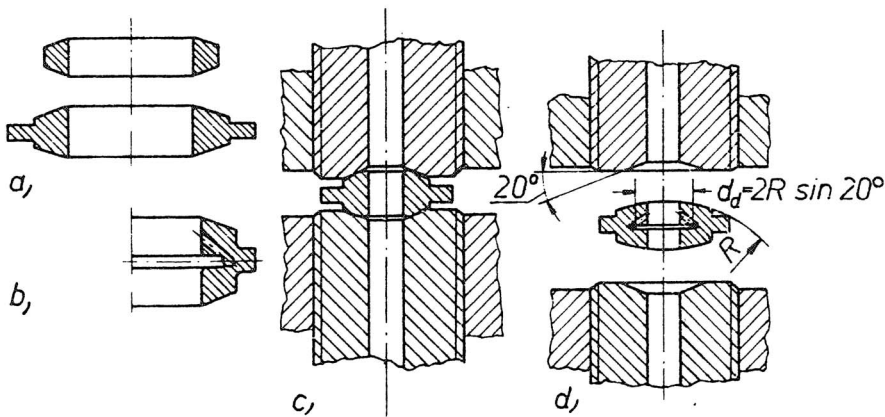


8.13 ábra

Kupos tömités

Nagynyomású készülékekben és szerkezetekben előszeretettel alkalmaznak olyan megoldásokat, ahol a tömitőerő a nyomással arányos. A csavarokkal csupán az üzem indításához szükséges tömitőerőt hozzuk létre. A készülékekben uralkodó nyomás önmaga létesíti a szükséges szorító nyomást.

Az egyik leggyakrabban alkalmazott öntömitő elem a tömitőlencse (8.14 ábra). A tömitőfelület alakja szerint megkülönböztetünk gömb- és kupfelületű tömitőlencsét. 2500 bar nyomásig és 600°C hőmérsékletig használják. Javitott formája a hasított lencse (b) ábra) a nyomás szétfeszíti, érzéketlen a hőmérséklet ingadozásra. Nagy hőmérsékletre használják.



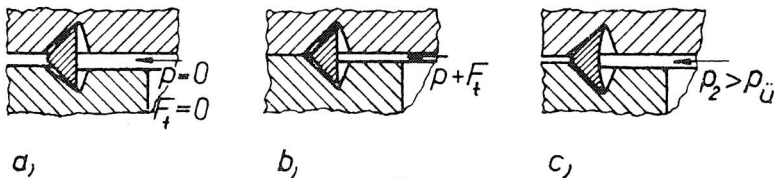
8.14 ábra

A tömítő lencse

a) hasítás nélkül, b) hasított, c) szerelése, d) csatlakozó felületei

A gömbfelületű tömítőlencse utánmunkálás nélkül ismételtlen felhasználható. Utánmunkálás csak akkor szükséges, ha a csavarok túlzott meghúzása miatt a plasztikus alakváltozás területe túl nagy. Irányérték: az érintkezési felületnek nem szabad 2 mm-nél szélesebbnek lenni [3]. Célszerű a csavarok meghúzási nyomatékát ellenőrizni, pl. a csavarnyúlás mérésével.

Laboratóriumi és egyéb kisméretű készülékek tömítésére nagyon jól bevált a delta-gyűrű. A 8.15 ábra különböző üzemállapotai világosan mutatják a tömítési elvet. Az a ábrán a fedél előfeszítés nélkül van a készülékre helyezve. A b ábra normál üzemviszonyok között, meg-



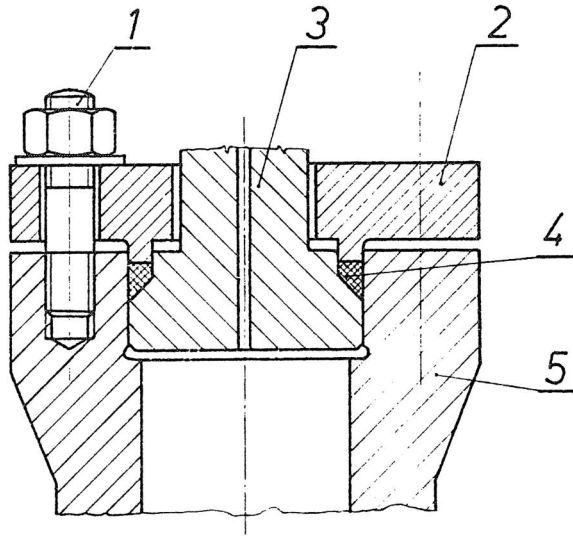
8.15 ábra

A delta-gyűrű

p belső nyomás, F_t szorítóerő, p_2 az üzemi nyomást meghaladó belsőnyomás

felelően előfeszítve és a megengedett belső nyomással terhelve mutatja a tömítést. A c változaton a tervezettnél nagyobb üzemi nyomás a csavarok előfeszítését feloldja, a két karimafél eltávolodik egymástól, de a belső nyomástól befeszített deltagyűrű még mindig tömit. Gyártása nem egyszerű. Szerelése is nagy körültekintést igényel.

Az ékgyűrűs tömités (Bridgman-tömités) (8.16 ábra) az öntömítő fedelek tipikus megoldása. A csavarok meghuzásával csupán az üzem indulásához szükséges szorító nyomást hozzák létre. A készülék nyomásának növekedésével a tömitésre ható szorítónyomás is növekszik.



8.16 ábra

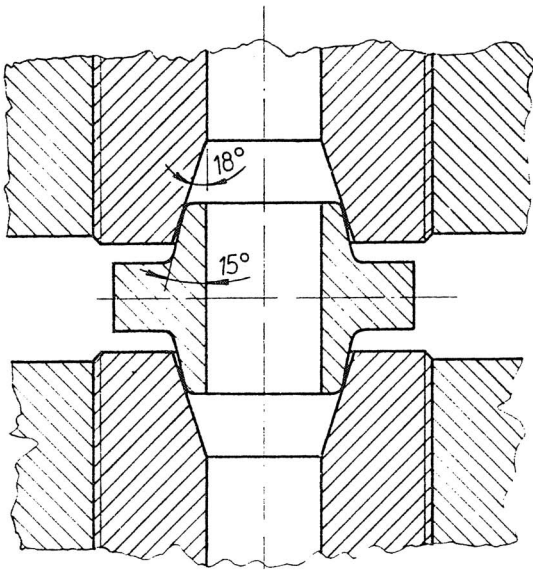
Ékgyűrűs öntömítő fedél

1 csavar, 2 perem, 3 fedél, 4 ékgyűrű, 5 készülék-
test

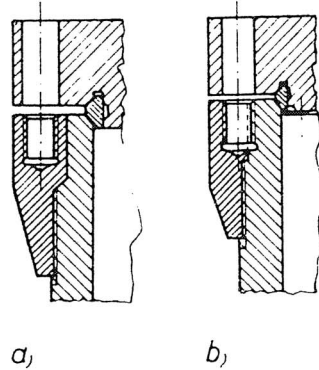
1000 mm átmérőig és 200 bar nyomásig megbízhatóan működik nagy hőmérsékleten és erős nyomásingadozás esetén is. A tömitőgyűrű anyaga többnyire elektroréz. Az ékgyűrű készítése és szerelése nagy körültekintést és tapasztalatot igényel.

Nagynyomású csővezeték tömitésére szolgál a Graylog-gyűrű (8.17 ábra). Nevét a gyártó cégtől kapta (Graylog Texas, USA). A fém tömitőgyűrű kupszöge 15° , a fészeké 18° . A szögtkülönbség a csövek közötti rés kisméretű változása esetén is biztosítja a vonalszerű felfekvést és a nyomással arányos tömitőerőt. A szokásosnál kevesebb csavart igényel, így a karima és a berendezés súlya kisebb lehet. Legnagyobb érdeme, hogy időben jelentősen változó nyomások ellen is kifogástalanul tömit.

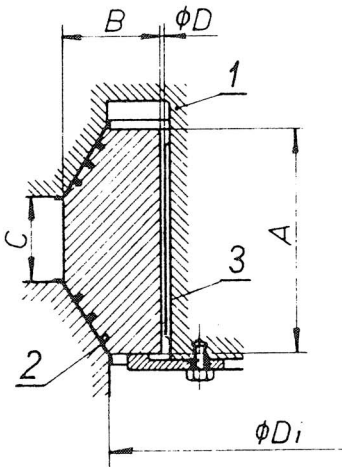
Nagyméretű és nagynyomású készülékek fedelének tömitésére a kettőskup tömités (8.18 ábra) a legmodernebb megoldás. Lényegében a lencsetömités tovább fejlesztése. Alkalmassnak mutatkozott a készülékekben eddig előfordult legnagyobb átmérőre, nyomásra és hőmérsékletre. A csavarok csak az induláshoz szükséges szorítónyomást biztosítják. Üzem közben a gyűrű alsó és felső vízszintes és a belső függőleges



8.17 ábra
Graylog-gyűrű



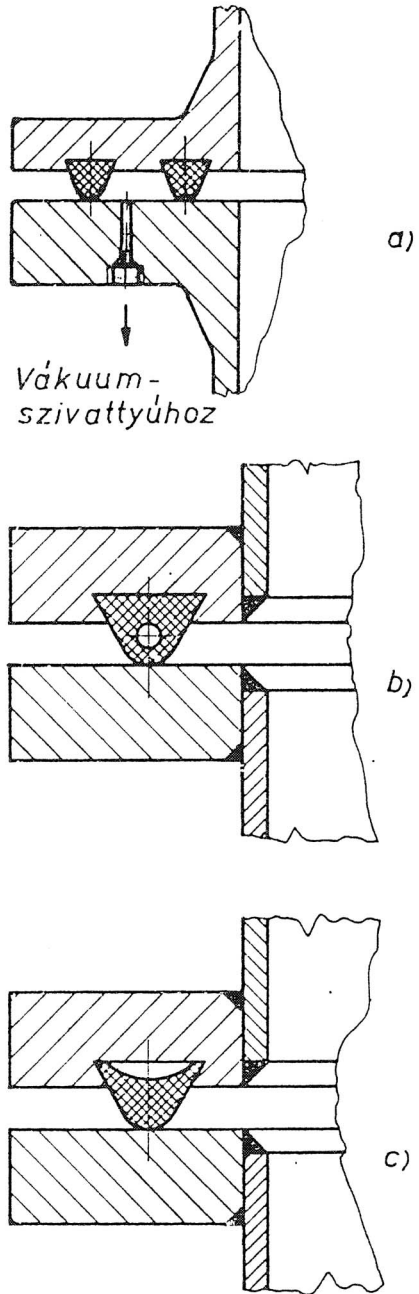
8.18 ábra
A kettőskup-tömítés a)
normál lyukkör, b) csök-
kentett lyukkör



8.19 ábra
A kettőskup-tömítés működése.
1 fedél, 2 lággyémbe, 3 csatornák a gázátáramlás biztosítására

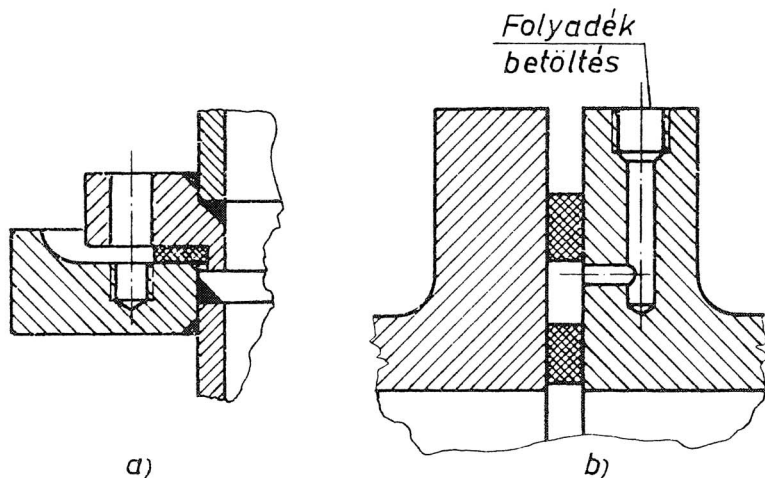
falára ható belső nyomás szorítja a kettőskupos gyűrűt a tömítőfelületekhez (8.19 ábra). A gyűrű szokásos méretei az F 8.03 függelék táblázatából olvasható ki az ábra jelöléseinek figyelembe vételével. A gyűrű tömítőfelületét kb. 1 mm mély esztergált hornyokkal párhuzamos sávokra osztják. A tömítőfelületek közé 1 mm vastag alumínium- vagy lággyémbe rézlemez helyeznek.

Vákuum esetén a szokásos karimás tömítések csak 95% vákuumig adnak kielégítő tömítést. A 8.20 ábrán a nagyvákuumra alkalmas gumigyűrűs tömítések láthatók. A b megoldásnál a lággyémbe, gumigyűrűbe bezárt levegő nyomása a vákuum növekedésével egyre nagyobb tömítőerőt szolgáltat. A c változatban a horonyba bezárt levegő nyomása adja a tömítőerőt. Az a változatnál a két tömítés közötti teret a vákuumvezetékbe kötjük, s így a belső tömítés már kisebb nyomáskülönbség ellenében



8.20 ábra
Gumigyűrűs tömitések nagy vákuumra

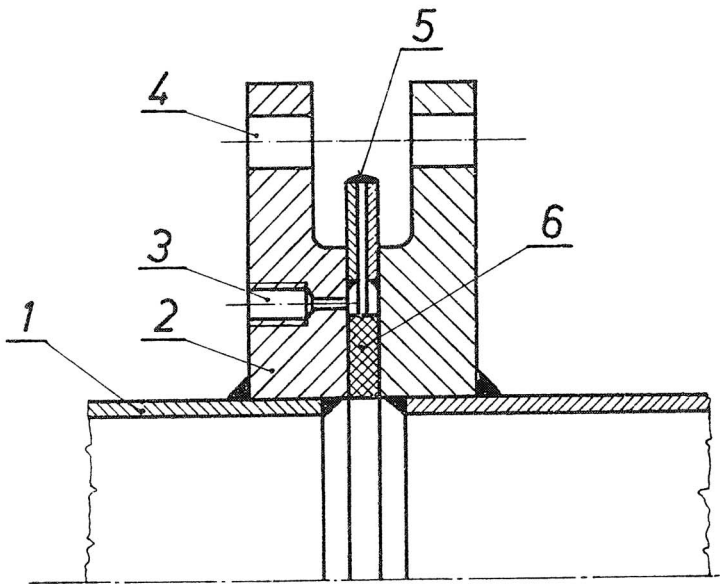
tömit. A legjobb tömitést a zárófolyadékos tömités adja (8.21 ábra). Zárófolyadéknak olyan anyagot használunk, amely a készülékbe szivárogva a terméket nem szennyezi károsan.



8.21 ábra
Folyadékzárás karimatömités
a) vízszintes, b) függőleges karimához

Tömitőanyagként csaknem kizárólag lágy gumit használunk vázsonbetét nélkül, hogy minél homogénabb legyen az anyag.

Két egymáshoz képest álló rész között a legbiztosabb tömör zárást a megfelelően kivitelezett hegesztés biztosítja. Az oldhatatlan kötésnél azt alkalmazzuk. Kivételes esetekben, amikor tökéletes tömítésre van szükség, oldható kötéseknel is használják. Például az atomerőműben [11] a primer közeget szállító csővezeték karimás kötéseihez védelemet hegesztenek (8.22 ábra). Szétszereléskor a védőlemezek területén levő hegesztési varratot hegesztőpisztollyal levágják, majd össze-szereléskor újból összehegesztik őket. A tömítés és a védőlemezek közötti térbe csatlakozó furatba ellenőrző műszer csatlakozik, amely azonnal jelez, ha a 6 jelű tömítés folyadékot enged át.



8.22 ábra

Karimás kötés, ráhegesztett védőlemezzel
 1 cső, 2 karima, 3 ellenőrző furat, 4 az összekötő csavar furatai, 5 védőlemezek, 6 tömités

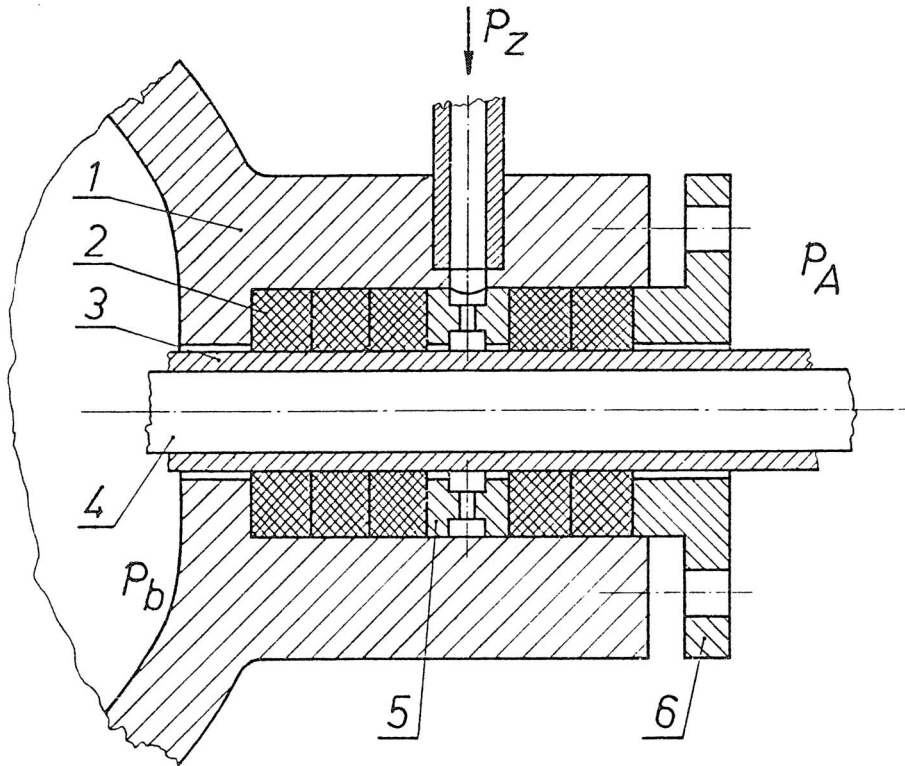
8.3 TENGYLTÖMÍTÉSEK

A tengelytömítések három legnagyobb csoportja a tömszelence, a csuszógyűrűs tömités és a védőtömítés.

A tömszelence a szivattyúnak a házból kivezetett forgó tengelyét tömitő szerkezet, aminek feladata:

- a) A szivattyun belül, a légkörinél nagyobb nyomású folyadék kiáramlását megakadályozni, vagy
- b) meggátolni a külső levegőnek a szivattyu légkörinél kisebb nyomású terébe való beáramlását.

A tömítőgyűrűs tömszelence (8.23 ábra) a tengely palástfelületén tömit a tömszelenceház hengeres furatába helyezett tömitőkarikák segítségével. A tömitőkarikákat a szivattyuzott folyadék hőmérsékletének és kémiai tulajdonságainak megfelelő fonott, vagy szövött pamut, vagy azbesztszálu faggyúval, vagy grafittal átitatott tömitőzsinórból (8.24) vágjuk ki a 8.30 ábra szerint.



8.23 ábra

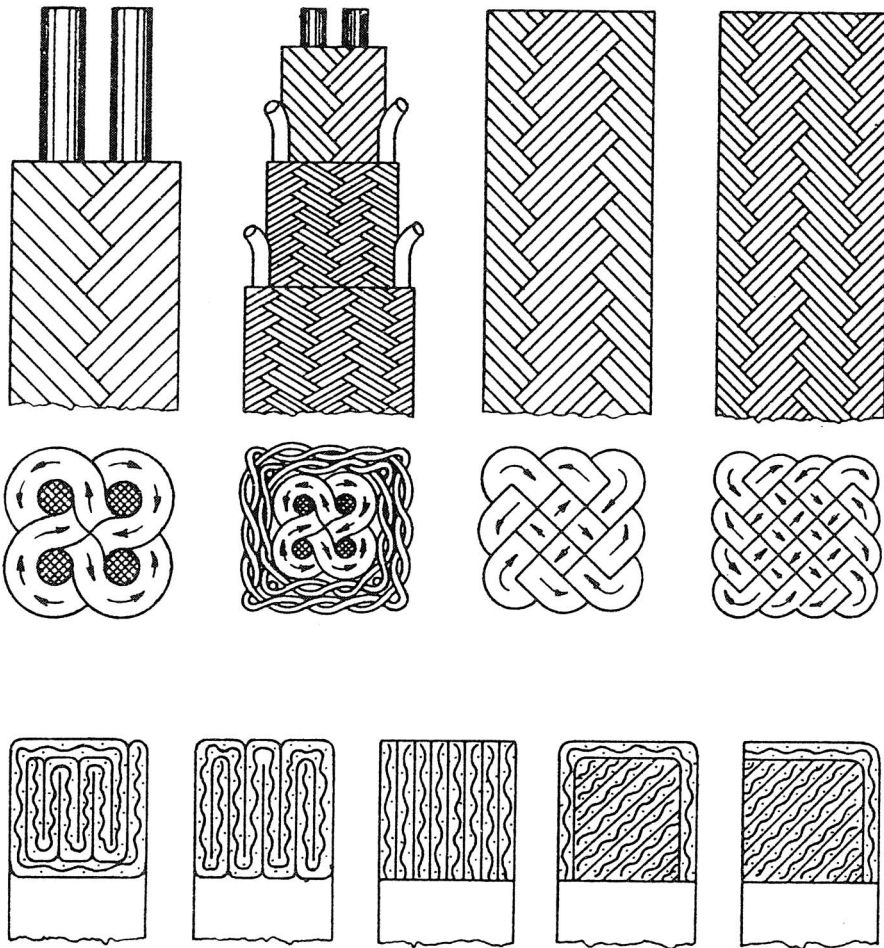
Tömítőgyűrűs tömszelence

1 tömszelenceház, 2 tömitőkarika, 3 tengelyvédő hüvely, 4 tengely, 5 elosztógyűrű, 6 szorítópersely, p_b nyomás a készülék vagy gép belsejében, p_A légköri nyomás, p_z a zárfolyadék nyomása

A tömitőkarikákat a csavarokkal behuzott szorítópersely összenyomja és a tömszelenceház illetve a tengely (tengelyvédő hüvely) felületéhez szorítja. A tömités csak akkor hatásos, ha a tengely felülete szabályos sima, karcolásmentes henger.

A tömitőfelületek közé jutó kemény szilárd részecskék karcokat idéznek elő és a tengelynek a tömitőkarikákkal érintkező felülete kopik, ezért a felületet időnként utána kell munkálni, esetleg a tengelyt ki kell cserélni. Az értékes tengelyek megóvása végett a tengellyel együtt forgó, cserélhető, olcsón előállítható tengelyvédő hüvelyt szokás alkalmazni.

A tömszelence megfelelő működése érdekében meg kell engedni egy kismértékű, percenként 60-80 cseppnyi átáramlást a tömszelencén keresztül. A tömitőfelületek közötti surlódás hőt fejleszt, amelytől a

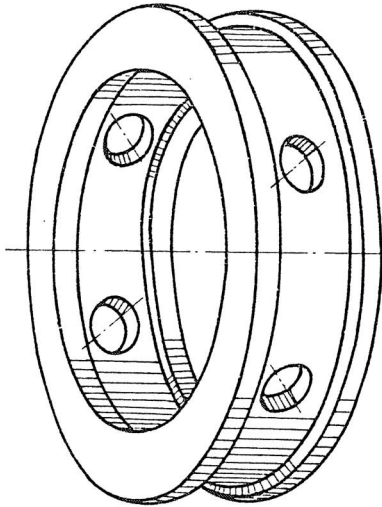


8.24 ábra
Tömítőzsinórok
a) fonott b) szövött

tömítőkarikába impregnált kenőanyag a tömitőfelület közelében megolvad és az átáramló folyadékkal keveredve növeli annak viszkozitását. A keletkező emulzió folyadéksurlódást hoz létre a tengely és a tömitőkarikák között. Csökken a surlódási tényező és a keletkező hő is kevesebb a száraz surlódáshoz képest. Az emulzió a hőt is elvezeti.

Ha a belső nyomás nagyobb, mint a légköri, akkor a csepegés a szorítópersely megfelelő meghuzásával beállítható.

A légkörinél kisebb belső nyomásnál a levegőnek a szivattyuba való beáramlását kell megakadályozni. A levegő sem a folyadéksurlódás létrehozására, sem a hő elvezetésére nem alkalmas. Ezért a töm-



8.25 ábra
Elosztógyűrű

szelencé közepéhez 1,5...2,0 bar nyomású tömitőfolyadékot (záróvizet) vezetnek. Körkörös eloszlást az elosztógyűrű (8.25 ábra) végzi. A tömitőfolyadék rendszerint víz. Vethető külső forrásból, de a szivattyú megfelelő nyomású helyéről is.

Szilárd részecskékkel szennyezett folyadékot szállító szivattyúnál mindig alkalmaznak tömitőfolyadékot és azt külső forrásból veszik. A szennyeződésnek a tömitőfelületek közé jutását az elosztógyűrűnek a szivattyú belsejétől számított első tömitőkarika utáni elhelyezésével akadályozzák meg.

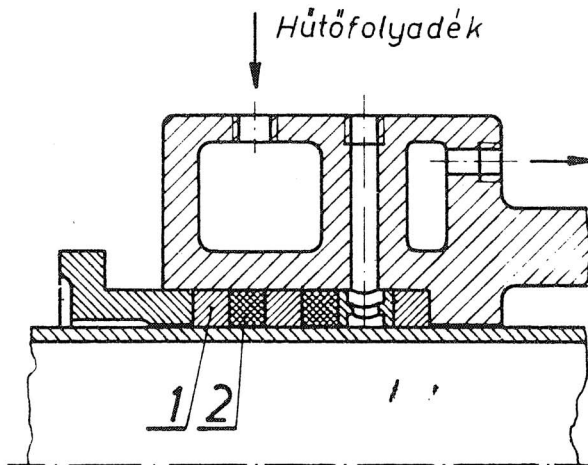
A tömszelencé megfelelő működésének további feltétele a tengely ostorozásmentes központos futása.

Fontos, hogy a szorítóperselynek a tömitőkarikákat szorító felülete a tengelyre merőleges legyen. Gyakran látni kúpos

felületű szorítóperselyt, amely az utolsó tömitőkarikát erősen a tengelyhez szorítja. Ez csak a csőelzárószerkezetek orsóit tömitő tömszelencében és egyéb olyan orsók mentén engedhető meg, amelyeket csak ritkán forgatnak el egy-két fordulattal.

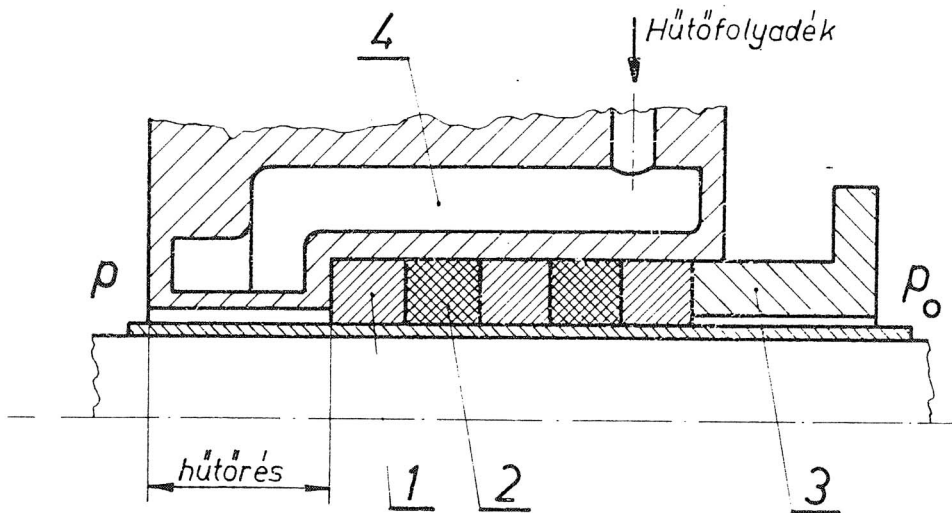
A 8.23 ábra szerinti tömszelencé 80°C-nál alacsonyabb hőfoku folyadékot szállító szivattyúban alkalmazható.

105 C foknál melegebb folyadékok tömitésére a 8.26 ábra szerin-



8.26 ábra
Hűtőköpenyes tömszelencé
1 puhafém-gyűrű, 2 tömitőszinór-gyűrű

ti hűtőköpenyes tömszelencét alkalmaznak. A legnagyobb hőfok a tengelyvédő hüvely és a tömitőgyűrű érintkező felületén ébred. A tömitőteret egymást váltva puhafém- és tömitőzsinór gyűrűk töltik ki. A tömités és kenés feladatát a tömitőzsinór gyűrűk végzik, a fém gyűrűk a tömitőfelületen keletkező hőt vezetnek el és adják át a házknak, a házból a hűtőköpenyben áramló hűtőfolyadék, rendszerint hűtővíz viszi el a meleget. A 140 C-nál melegebb folyadékot már a tömszelencéhez érkezés előtt le kell hűteni. A 8.27 ábrán a nagy nyomású tér és a tömszelence közti hűtőrést átáramló folyadék már lehűlve érkezik a tömszelencébe.



8.27 ábra

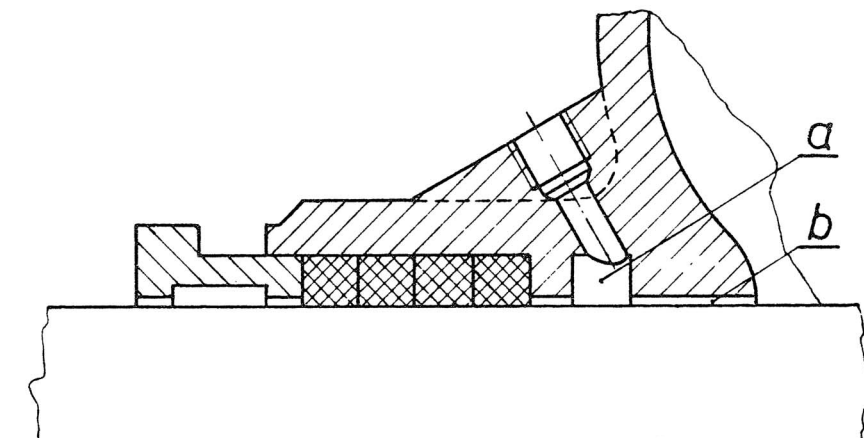
Tömszelence hűtőrésszel

- 1 puhafém-gyűrű, 2 tömitőzsinór-gyűrű, 3 szorítópersely,
4 hűtőtér, p nyomás a gép belsejében, p_0 légköri nyomás

Koptató hatású szilárd részecskéket tartalmazó folyadék tömitésére a 8.28 ábrán látható módon semleges zárófolyadékot vezetünk az a térbe. A zárófolyadék egy része a b résen keresztül a készülék belseje felé áramlik és távol tartja a szilárd részecskéket a tömszelencétől. A zárófolyadék másik része a tömitőfelületek között átszivároghatva keni a tömitőfelületet és elvezeti a surlódási hőt. Hasonló elrendezést alkalmaznak a koagulációra hajlamos folyadékokra.

Különösen nehéz feladat a finomítóknál a kőolajipari termékek tömitése. Hőmérsékletük a 450°C -ot, nyomásuk a 70 bart is elérheti. A forró termék semmiképpen sem juthat a szabadba, mert gőze a levegővel robbanékony keveréket alkot. [1] nyomán a 8.29 ábrán egy erre a célra bevált tömitőkarikás tömszelence típusát mutatunk be.

A tömszelence közepéhez (2) zárófolyadékot, rendszerint hideg ásványolajat vezetnek, amelynek nyomása biztosan nagyobb, mint a gép



8.28 ábra

Tömitőkarikás tömszelence koptató hatású szilárd részecskét tartalmazó folyadék tömítésére

a) a zárófolyadékot elosztó horony, b) rész a készülék belseje és a zárófolyadékot elosztó horony között

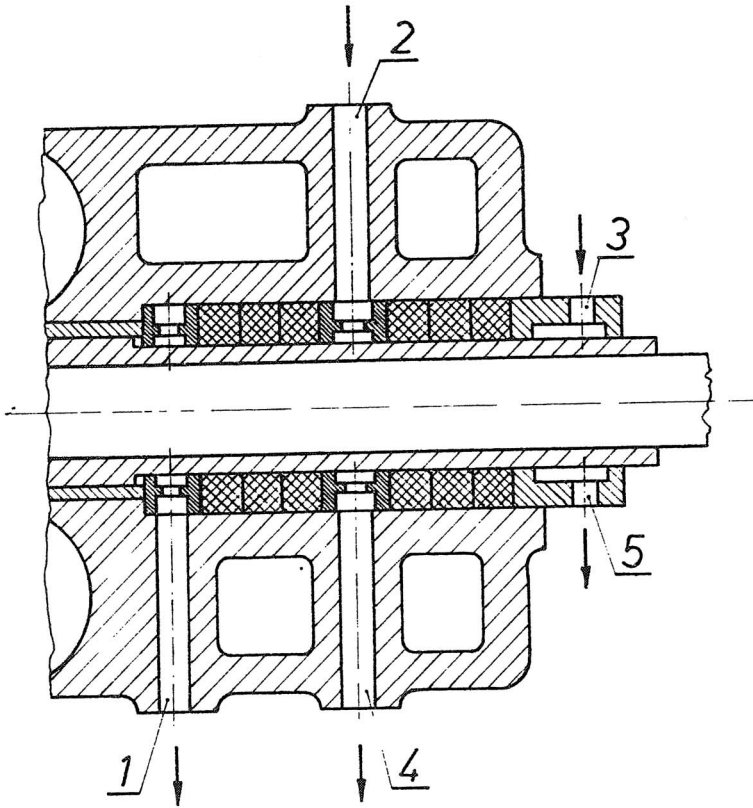
vagy a készülék belsejében tartózkodó termék nyomása. A szükséges nyomáskülönbséget automata szabályozó szelep állítja be. A zárófolyadék egy része a gép belseje felé áramlik és az 1 jelű vezetéken hagyja el a tömszelencét. Ez az áramlás akadályozza meg a készülékben levő terméknek a tömszelencébe jutását. A zárófolyadék nagyobbik része a 4 jelű vezetéken távozik. Végül egy harmadik rész kifelé áramolva a hűtőfolyadékhoz keveredik. A tömszelencét elhagyó zárófolyadékot szűrik, hűtik, majd visszatáplálják a keringető rendszerbe.

Üzem közben a tömitőkarikák kenőanyagtartalma állandóan fogy. A karikák térfogata csökken és ezért a szorítóperselyt időnként utána kell huzni. A tömszelence addig üzembiztos, amíg valamelyik tömitőkarikából a kenőanyag ki nem fogyott.

A tömitőkarikás tömszelence előnye: az egyszerű szerkezet, a tömitőkarikák a gép szerelése nélkül könnyen és gyorsan cserélhetők, hátránya: állandó felügyeletet és gondozást kíván, gyorsan kopik és nagy nyomás ellen rosszul tömit.

A tömitőkarikás tömszelencéről hallható panaszok legnagyobb része a helytelen kezelésből ered. Röviden összefoglaljuk a kezeléssel kapcsolatos legfontosabb tudnivalókat (8.30 ábra).

a) Tömitéscserénél mindig cseréljük ki az összes tömitőgyűrűt. A régi karikákat célszerűen az ábrán látható rugalmas tengelyű dugóhúzó-végű kihúzó szerszámmal emelhetjük ki. A karikák kiszedése után gondosan tisztítsuk ki a tömszelenceházat a maradékoktól.



8.29 ábra

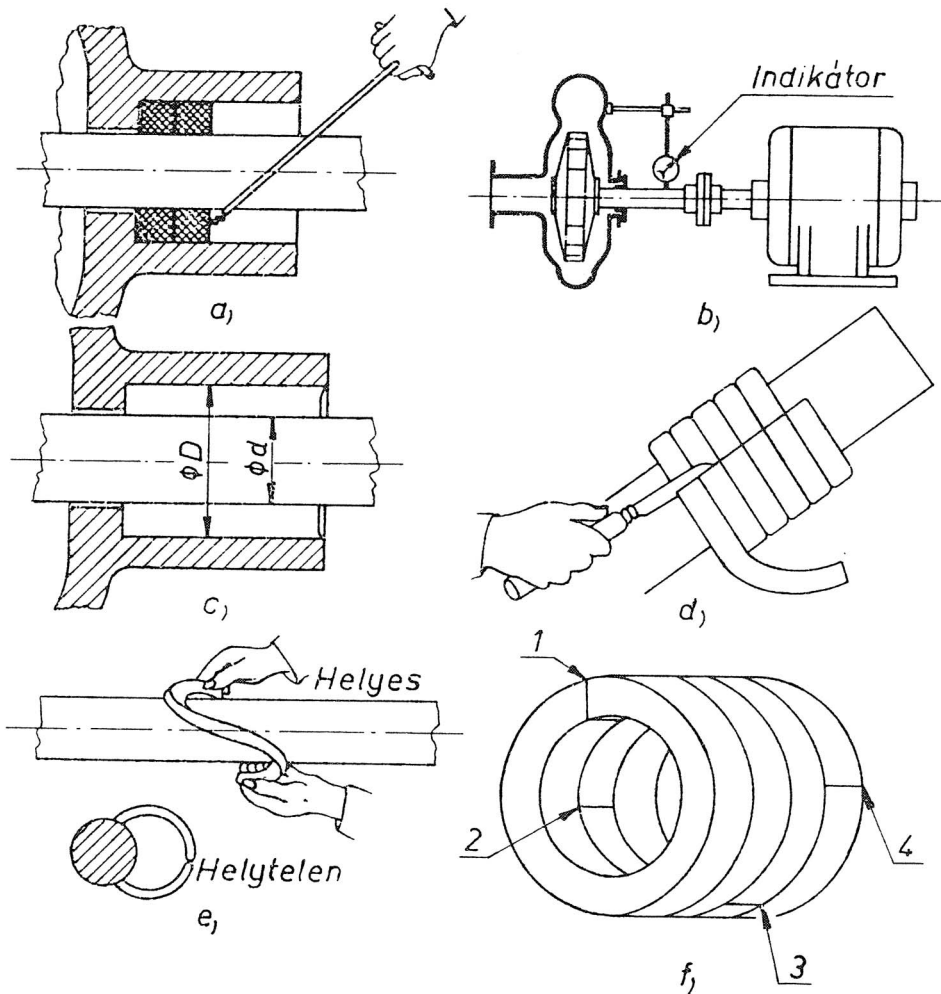
Tömítőkarikás tömszelence forró kőolajipari
termékek tömitésére

1 a lecsökkent nyomású zárófolyadék kiömlése, 2 a nagy-
nyomású zárófolyadék beömlése, 3 a hűtőfolyadék beömlé-
se, 4 a zárófolyadék kiömlése, 5 a hűtőfolyadék
kiömlése

b) Vizsgáljuk meg a tengely illetve a tengelyvédő hüvely felületét. Kopás, vagy berágódás esetén a tengelyvédő hüvelyt ki kell cserélni, illetve a tengely felületét esztergálással rendbe kell hozni.

c) Vizsgáljuk meg a tengely ütését (b. ábra) és szükség esetén állítsuk be újra a tengelykapcsolót. Ha az ütést a tengely görbesége okozza, akkor a tengelyt ki kell cserélni.

d) A szivattyuzott folyadékknak és az üzemviszonyoknak megfelelő tömitőzsinór minőséget és a tömszelenceháznak megfelelő $(D-d) / 2$ méretet válasszuk. Helytelen szokás az eltérő méretű zsinórt kalapálással a tömszelenceház méretéhez idomítani, mert a kalapáláskor a zsinóból kipréseljük a kenőanyagot.



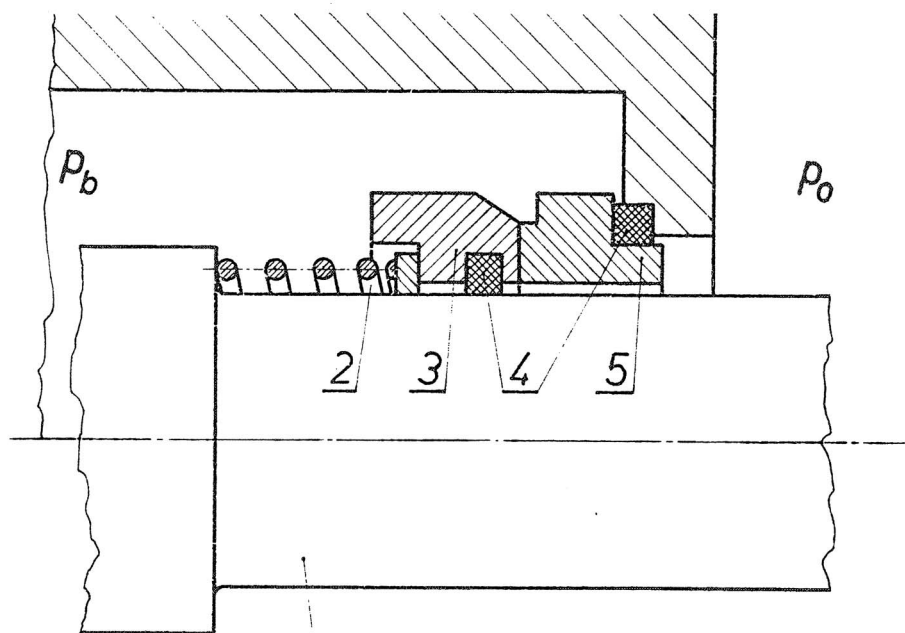
8.30 ábra
A tömitőgyűrűk cseréje

e) A d. ábra szerint szabjunk le a tömitőszinórból megfelelő méretű tömitőkarikákat. Minden gyűrűt külön kell behelyezni (e. ábra) és egy cső vagy valamilyen csőszertű tompa végű szerszámmal ütközésig a helyére nyomni. A helyrenyomáshoz nem szabad csavarhuzót vagy más éles végű szerszámot használni. Behelyezett állapotban a gyűrűk vágási felületei 90° -kal elforgatva legyenek (f. ábra). Ügyeljünk arra, hogy az elosztógyűrű a tömitőfolyadék furata alá kerüljön. A tömszelenceházat teljesen meg kell tölteni az ütközésig lazán betolt tömitőkarikákkal. Végül a szorítóperselyt szereljük be. Csavarjait csak lazán szabad meghúzni, lehetőleg csak kézzel. A persely ne feszüljön a házban, a szorító-

felülete merőleges legyen a tengelyre és a tömitést az egész kerület mentén egyenletesen szorítsa.

f) Indítsuk el a szivattyút a fentiek szerinti laza tömitőszelencével. Kezdetben bő tömszelencefolyás fog jelentkezni, ami néhány perc múlva kissé csökken, mert a tömitőkarikák folyadékot szívnak fel és megduzzadnak. Ezután néhány perces időközöket tartva fokozatosan huzzuk meg a szorítópersely csavarjait, amíg a tömszelencefolyás a percnkénti 60-80 csepre nem csökken. Közben ellenőrizzük a tengely hőmérsékletét és szükség esetén lazítsuk a csavarokat. A tömszelence ilyen beállítása kb. negyedórát igényel. Ez a művelet azonban döntő az új pakolás élettartama szempontjából.

A csuszógyűrűs tömités (8.31 ábra) gondosan összezsírozott álló és forgó gyűrűt a $p_b - p_A$ nyomáskülönbség és a rugó szorítja össze. Az álló gyűrű és a ház ill. a forgó gyűrű és a tengely között gumi vagy műanyag O gyűrűk tömitenek. Ezek egymáshoz képest álló részek között



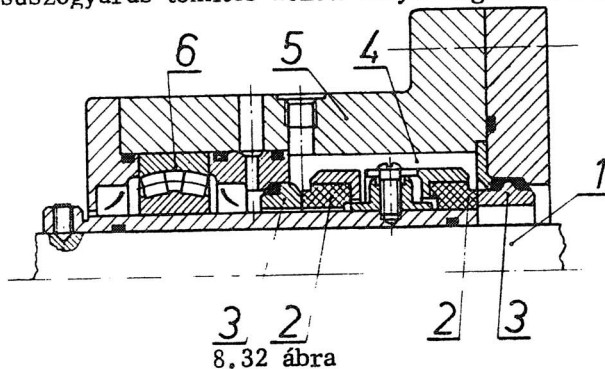
1 8.31 ábra

Csuszógyűrűs tömités

1.tengely, 2.rugó, 3.forgó gyűrű, 4.gumi O gyűrű, 5.álló gyűrű, p_b nyomás a készülék belsejében, p_0 légköri nyomás

tömítenek. A mozgó részek között az álló és a forgógyűrűk érintkező felületei tömítenek. Ezek anyaga a folyadéktól függően rozsdamentes acél, műszen, műanyag, fénoxid, fémkarbid, stb. Az egymáson elcsuszó felületek közti surlódást a nyomáskülönbség által átpréselt folyadékfilm csökkenti és egyben a hőt is elvezeti. Az átáramló folyadék csak tört része a hasonló viszonyok között dolgozó tömitőkarimás tömszelencének, de nem zérus. Értéke $0,2 \dots 10 \text{ cm}^3/\text{h}$.

A csuszógyűrűs tömités előnye, hogy karbantartást nem igényel, folyadékvesztése gyakorlatilag elhanyagolható és csak akkor kell számba venni, ha a folyadéknak még nyomokban sem szabad a környezetbe jutni. Kettős tömszelencével még az is megakadályozható. Nagy nyomáskülönbség ellenében is megbízhatóan tömit. Hátránya, hogy drága. A szivattyuba beszerelhető csuszógyűrűs tömités kb. annyiba kerül, mint a szivattyu maga. A másik hátránya, hogy hirtelen megy tönkre, és ilyenkor a gépet rögtön le kell állítani. A 8.32 ábra a Burgmann cég [12] egyik nagynyomású, kettős működésű csuszógyűrűs tengelytömitését mutatja. A két csuszógyűrűs tömités között helyet foglaló 4 tér a keringe-



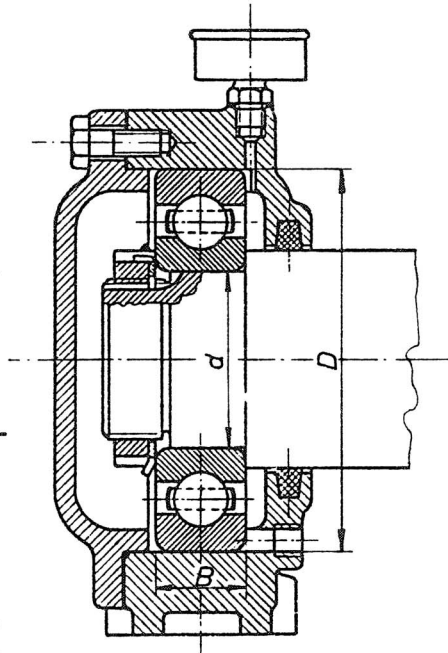
Kettős működésű, nagynyomású csuszógyűrűs tömszelence (Burgmann)

1 tengely, 2 forgógyűrű, 3 állógyűrű, 4 a zárófolyadék tere, 5 tömszelenceház, 6 beépített csapágy

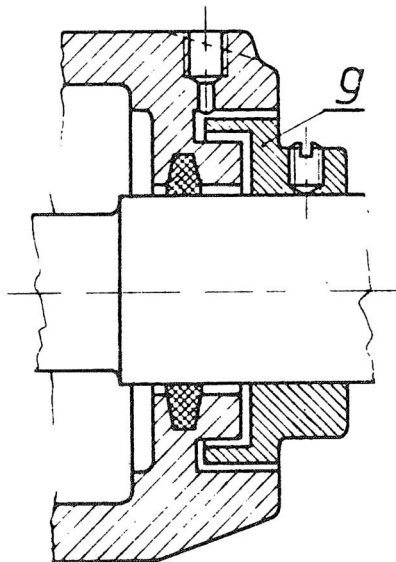
tett zárófolyadékkal van kitöltve. Az ostorozásmentes futás érdekében a tömitésbe egy önbeálló gördülőcsapágy is be van építve. A csuszógyűrűs tömitésnek, a különböző feladatoknak megfelelően sok változata alakult ki. Ezek megtalálhatók [1], [2] és [8]-ban.

Sok esetben a tengelytömités két egyenlő nyomású teret különít el és feladata valamelyik kényes gépelemet megóvni a szennyeződésektől. A zsirkenésű gördülőcsapágyak por elleni védelmét nemez tömitőgyűrűvel szokás megoldani (8.33 ábra). A csapágyház peremébe trapéz keresztmetszetű hornyot készítenek és ebben helyezik el az olajba itatott nemez tömitőgyűrűt. Erősen poros helyen a tömitőgyűrű elé labirint tömitést kapcsolnak (8.34 ábra). A g jelű gyűrű együtt forog a tengely-

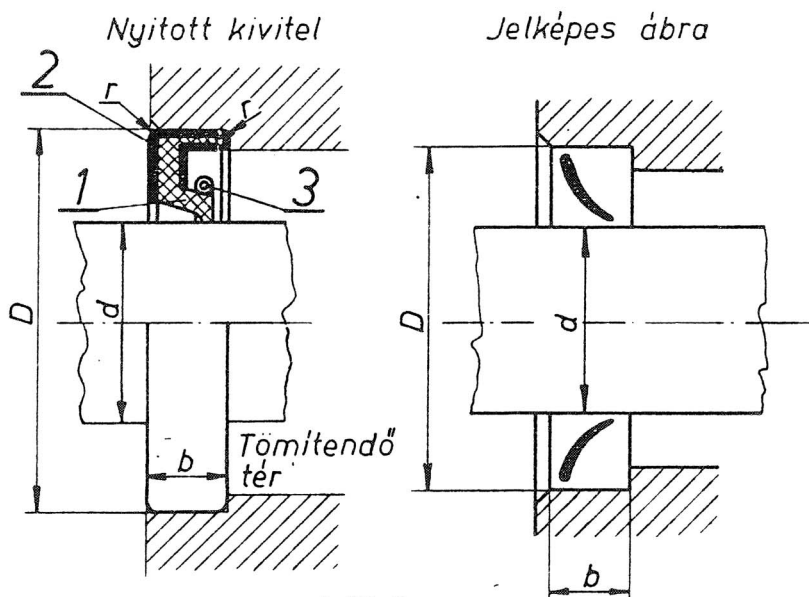
lyel. A ház és a gyűrű közötti többszörös iránytörésű rést zsir tölti ki. Por elleni védelemre és kisebb nyomáskülönbségek tömítésére jól bevált a fémházas tömitőgyűrű (8.35 ábra). A tömitést olajálló szintetikus gumi karmantyú végzi. A karmantyú tömitőfelének belső átmérője néhány tizedmilliméterrel kisebb a tengelyátmérőnél. A tengely palástfelülete és a tömitőfel közötti szorítónyomást a kifejlesztett karmantyú rugalmassága és a tömitőfel külső kerületén elhelyezett rugó biztosítja. A tömitőfelületet zsirral vagy olajjal kenik. A tömitőfelület mindig a megakadályozni kívánt résárammal szemben kell fordítani. A tengelynek a tömitőgyűrűvel érintkező felületét a szabványban előírt felületi simaságra és tőrésrel kell elkészíteni. Az éleket le kell kerekíteni, nehogy azok felhuzás közben megsértsék a tömitőgyűrűt.



8.33 ábra



8.34 ábra



8.35 ábra
Fémházas tömitőgyűrű
1 gumi karmantyu, 2 fémburkolat, 3 rugó

84 DUGATTYÚK ÉS DUGATTYÚRUDAK TÖMÍTÉSE

A 8.36 ábrán a dugattyus szivattyuban használt néhány dugattyútömités látható. Az a ábra a 8.23 ábrán bemutatott tömitőgyűrűs tömszelencéhez hasonló lágú tömitőkarikás dugattyútömitést mutat. A tömitőgyűrűk alatt az ábra szerint rést kell hagyni ($a/16$), hogy a nagy nyomású folyadék a belső palástfelület alá jusson és a tömitőgyűrűket a henger palástfelületének szorítsa. A V profilu karmantyu tömités (b. ábra) 120 C^o-ig használható. A V nyílásnak a mozgással szembe kell mutatni, hogy a nyomás a hengerfalnak szorítsa a karmantyukat. A szimmetrikusan kiképzett két tömitéscsoportból mindig a mozgásirányba eső tömit. A c ábrán látható mandzsettás tömités is hasonló elven dolgozik.

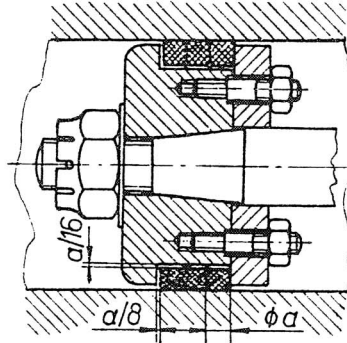
A dugattyus kompresszor dugattyujának tömitésére kb. 400 bar nyomásig dugattyúgyűrűt alkalmaznak. A 8.37 ábrán látható ammóniakompresszor dugattyuban a jobb csuszást elősegítő férfém bélések között hat dugattyúgyűrű tömit. A dugattyúgyűrű felhasított, a rugalmasságánál fogva a hengerfalhoz szoruló fémgűrű, amely kitölti a dugattyú és a henger közti hézagot, és így meggátolja, hogy a gáz az egyik oldalról a másikra szivároгjon. A tömitésen kívül feladata, a dugattyú által fel-

vett hő elvezetése is. A dugattyugyűrű felhasításának módjait a 8.38 ábra szemlélteti. Anyaguk többnyire perlites-szorbitos öntöttvas. Nagy igénybevételre krómmal és molibdénnel ötvözik. Az oxigénkompresszor dugattyugyűrűje bronzból készül. A dugattyugyűrűs tömités kenést igényel.

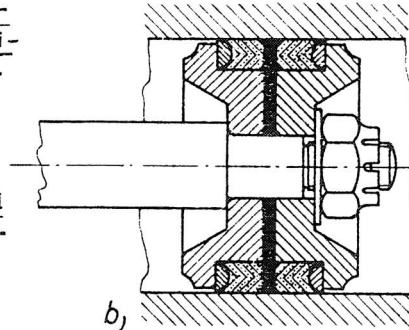
A vegyipar, az élelmiszeripar- és gyógyszeripar egyes területein felhasznált gáz nem tartalmazhat olajat. A dugattyu tömitése megoldható kenést nem igénylő műszén vagy más műanyag tömitőgyűrűvel (8.39 ábra). A több szegmensből összeállított gyűrűket lemezrugó szorítja a hengerfalnak. Az átlapolások egymáshoz képest el vannak forgatva. A labirinttömitésű kompresszorban a dugattyu átmérője 0,05...0,2 mm-el kisebb a henger átmérőjénél és felületébe a 8.40 ábrán látható hornyok vannak. Az ábrán a résáram hatására létrejövő nyomásesés is fel van tüntetve. A labirinttömitésnél a résvesztés nagyobb mint a többi tömités típusnál.

A dugattyurud tömitését főleg a régebbi típusú szivattyukban és kompresszorokban a 8.23 ábrán bemutatott tömitőgyűrűs tömszelencével oldják meg. Ujabbán préselt bőrből, gumiból, vagy műgumiból készült mandzetta-, ajak- és nyelv alakú tömitőgyűrűket alkalmaznak. A 8.41 ábra nyelv alakú gyűrűkből felépített dugattyurud tömitést mutat. A nagy nyomású kompresszorok dugattyurudját többnyire kupos gyűrűkkel tömitik (8.42 ábra). A

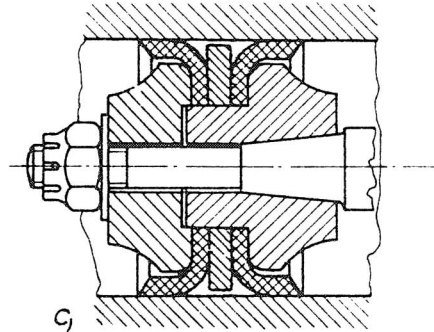
belső anyaga a gáztól és a nyomástól függően csapágyfém, öntöttvas, vagy ólombronz, a külsőké öntöttvas vagy acél. A gyűrűket a tengelyirányú gáznyomás a kupos érintkezőfelületek közvetítésével szorítja a dugattyurudhoz.



a)



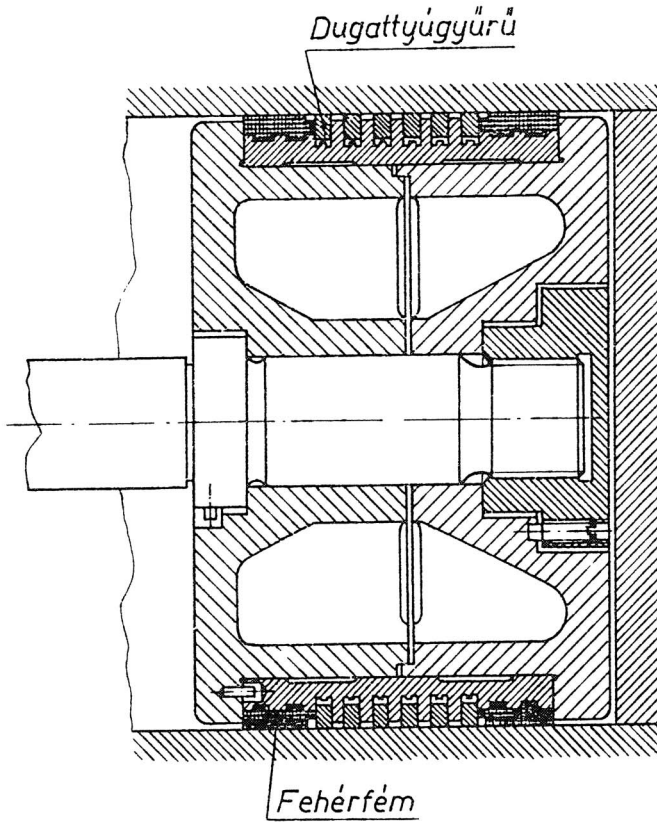
b)



c)

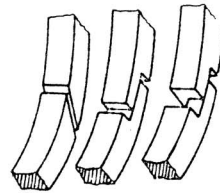
8.36 ábra

Dugattyutömitések szivattyuban
a) tömitőgyűrűs, b) karmantysus,
d) mandzsettás

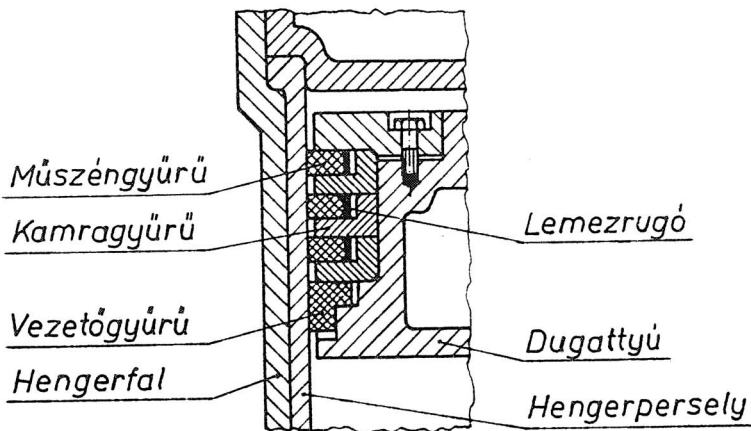


8.37 ábra

Dugattyutömítés kompresszorban

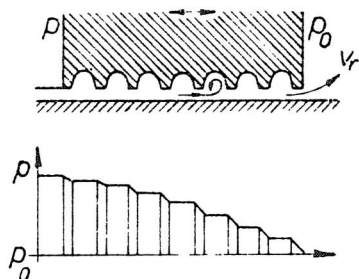


8.38 ábra

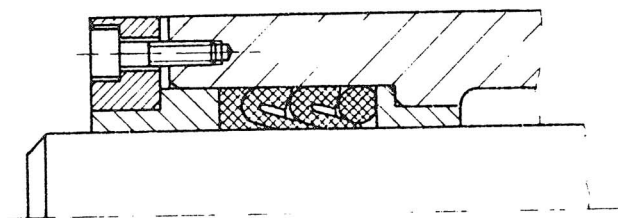


8.39 ábra

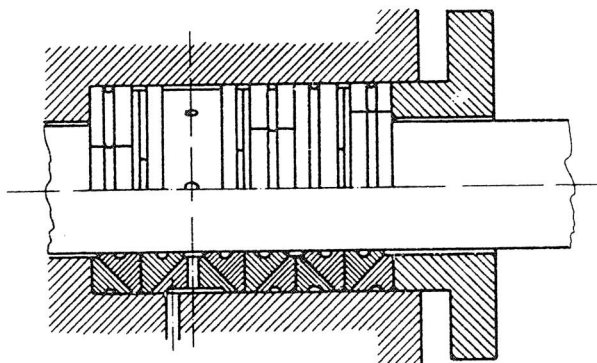
Dugattyutömítés olajmentes kompresszorhoz



8.40 ábra
Dugattyu labirint-tömítéssel



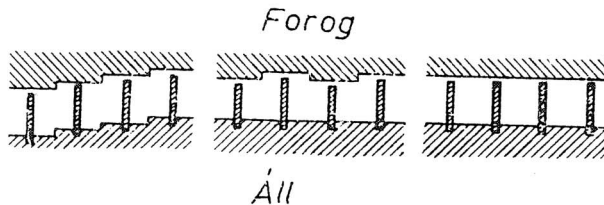
8.41 ábra
A dugattyurud tömitése nyelvvalaku gumi
tömítőgyűrűvel



8.42 ábra
Nagynyomású kompresszor dugattyurudjá-
nak tömitése kúpos gyűrűvel

8.5 A LABIRINTTÖMÍTÉS

A labirinttömítés (8.43 ábra) egymást követő nagyszámu, kis keresztmetszetű rés. A szűk részben az átáramló fluidum nagy sebességre tesz szert, majd a részt követő nagy keresztmetszetű kamrában örvénylések közepette elveszti mozgási energiáját. Az energiaveszteséget a gáz nyomásának csökkenése jelzi (8.40 ábra). Lényegében egy mesterségesen megnövelt ellenállású rész, amelyen még nagy nyomáskülönbség hatására is csak kis mennyiségű gáz áramlik át. Előnye: az álló és a for-



8.43 ábra
Labirinttömítés

górész nem érintkezik egymással, kenést nem igényel. Az átáramló gáz-mennyiség csökkentése szűk réseket igényel. Ennek határt szab a gyártási pontosság, a csapágyak játéka, a tengely lehajlása, a géprezgés és a hőmérsékletváltozás miatti hőtágulás.

A felhasznált és az ajánlott irodalom

1. Lazarkiewicz, S.-Troskolanski, A.T.: Impeller pumps. Oxford, Pergamon Press. 1965.
2. Mayer, E.: Axiale Gleitringdichtungen. 5. kiad. Düsseldorf. VDI-Verlag, 1974.
3. Buchter, H.H.: Apparate und Armaturen der Chemischen Hochdrucktechnik. Berlin, Springer Verlag, 1967.
4. Vörös I.: Gépelemek I. és II. Tankönyvkiadó, Bp. 1965. (16-17 és 17)
5. Szántay B.: Vegyipari készülékek szerkesztése. 3 kiad. Tankönyvkiadó, Bp. 1964.
6. Hopp, H.: MERKEL. Dichtungen für die Hydraulik. Hamburg, Asbest- und Gummiwerke Martin Merkel, 1967.
7. Chlumsky, V.: Dugattyus kompresszorok. Tankönyvkiadó Bp. 1967.

8. Neumaier, R.: Handbuch neuzeitlicher Pumpenanlagen. 3. kiad. Schwarzwald, Schütz. 1974.
9. Cremer, H.W.-Davies, T.: Chemical engineering practice. Vol.5. Fluid systems I. London, Butterworths, 1958.
10. Schwaigerer, S.-Seufert, W.: Untersuchungen über das Dichtvermögen von Dichtungsleisten. Z.BWK, 3. 5, Mai, 1951. 144 old.
11. Rüttschi, K.: Glandless pumps with canned motor for atomic power plants. Reprint for the International Symposium Pumps in Power Station. Braunschweig, 1966. Düsseldorf, VDI. 1966.
12. Burgmann Gleitringdichtungen. Konstruktionsmappe. Gyári katalógus.
13. Font P.-László Gy.-Varga B.: Tömitések. Műszaki Könyvkiadó, Bp. 1971.
14. Varga J.: Hidraulikus és pneumatikus gépek kézikönyve. Műszaki Könyvkiadó, Bp. 1974.
15. Trutnovsky: Labirinttömitések. Műszaki Könyvkiadó, Bp. 1969.
16. Trutnovsky: Berührungsdichtungen an ruhenden und bewegten Maschinenteilen Berlin, Springer V. 1958.

FÜGGELÉK

F 4.01

Általános rendeltetésű ötvözetlen szerkezeti acél MSZ 500-74							
Az acél minőség jele		A34	A38	A44	A50	A60	A70
Szakítószilárdság (R_m) MPa legalább		333	373	431	490	588	686
Folyáshatár (R_{el}) MPa legalább	20°	196	216	256	275	314	-
	100°	-	235	275	-	-	-
	200°	-	196	216	-	-	-
	250°	-	177	186	-	-	-
Szakadási nyulás A_5 % legalább		32	26	24	21	16	10

F 4.02

Acélok kazánokhoz és nyomástartó edényekhez MSZ 1741-69												
Az acél minőség jele	Szakító szilárdság (R_m) MPa legalább	20	200	250	300	350	400	450	500	550	Szakadási nyulás A_5 %	
		°C Hőmérsékleten										
		Folyáshatár/kuszáshatár *MPa legalább										
KL0	324	177	157	137	118	-	-	-	-	-	24	
KL1	353	206	177	167	137	118	78/98	78/54	-/23	-	24	
KL2	402	235	206	186	157	137	118/98	98/54	-/23	-	22	
KL3	432	255	226	206	177	157	137/98	118/54	-/23	-	20	
KL7	510	314	245	235	226	206	196/118	117/59	-/29	-	19	
KL8	432	255	245	227	196	177	167	157/167	137/74	-	20	
KL9	432	275	265	255	245	226	206	186/191	162/98	-/36	20	
KL10	471	275	275	265	255	245	226	196	181	-	16	

* 1%-os kuszáshatár 100 000 óránál

F 4.03

Melegszilárd acél csavarokhoz és anyákhoz MSZ 1745-68												
Az acél minőség jele	Szakító szilárdság (R _m) MPa legalább	20	200	250	300	350	400	450	500	550	Szakadási nyúlás ΔS %	
		°C Hőmérséklet										
		Folyáshatár/kuszáshatár *MPa legalább										
MC	491	275	216	206	186	167/151	147/98	-/49	-/22	-	22	
MCrMO	589	441	412	392	363	334	304	275/171	235/98	-/25	18	
MCrM0V1	687	540	491	471	451	432	402	373/239	343/129	-/55	17	
MCrM0V2	687	540	510	500	481	461	432	402/277	373/166	-/65	17	

*1%-os kuszáshatár 100 000 óránál

F 4.04

Hidrogénnyomásálló acélok MSZ 2295-69												
Acél minőség jele	Szakítószilárdság (R _m) MPa legalább	20	200	250	300	350	400	450	500	550	Szakadási nyúlás ΔS %	
		°C hőmérséklet										
		Folyáshatár/kuszáshatár *MPa										
HCM1	441	294	275	255	245	226	206	186/196	177/118	-/34	21	
HCM2	441	265	245	235	216	206	196	186	186/103	-/54	20	
HCM3	540	343	314	304	294	255	226	-/172	-/113	-/29	18	
HCM4	638	441	-	-	343	314	294	-/157	-/67	-	15	
HCM5	589	392	-	-	275	245	216	-/147	-/88	-/34	17	
HCMV1	638	441	-	-	392	363	334	-/167	-/88	-	16	
HCMV2	785	540	-	-	510	481	441	-/206	-/108	-/39	14	
HCMV3	785	540	-	-	510	491	451	-	-/108	-/49	14	

*1%-os kuszáshatár 100 000 óránál

F 4.05

Korrózióálló acél *MSZ 4360-72														
Acél minőség jele	Hőkezelés	Szakítószilárdság (R _m) MPa	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	Szakadási nyulás A ₅ %
			°C hőmérsékleten											
			Folyáshatár MPa legalább											
KO2	Norm.	588	412	392	382	373	353	343	-	-	-	-	-	18
KO11	Norm.	637	441	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	16
KO33	Edzett	490	196	167	152	137	127	118	108	-	-	-	-	40
KO35	Edzett	490	216	186	177	167	157	147	142	137	132	127	127	40
KO36	Edzett	490	206	177	167	157	147	137	132	127	123	118	118	40

*Néhány kiemelt acélminőség

F 4.06 HŐÁLLÓ RÚDACÉL MSZ 4359

Hőálló rudacél MSZ 4359-72										
Az acélminőség jele	Hőkezelési állapot *	Szakítószilárdság (R _m) MPa	Folyáshatár 20°-on MPa	500	600	700	800	900	Szakadási nyulás A ₅ %	
				°C Hőmérséklet						
				Kuszáshatár **MPa						
H8	E	588	294	-	98	44,1	19,6	8,8	30	
H9	E	490	245	-	98	44,1	19,6	8,8	35	
H10	E	588	294	-	98	44,1	19,6	8,8	35	
H12	L	441	245	-	34,5	9,8	3,9	1,5	20	
H13	L	441	294	78,5	27,4	8,8	3,9	1,5	15	
H14	L	490	294	78,5	27,4	8,8	3,0	1,5	15	
H15	E	588	392	-	-	-	2,9	1,0	25	
H16	L	441	245	118	39,2	9,8	3,9	1,5	20	
H17	L	441	294	98	29,4	7,8	3,9	1,5	20	

* E-edzett, L-lágyított

** 1%-os kuszáshatár 1000 óránál

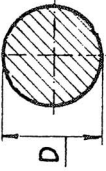
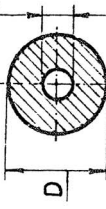
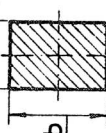
F 4.07 ÜZEMTÉNYEZŐK (C)

Hajtott gép	Hajtó gép			
	Villanymo- tor, Gőz- turbina, Közlőmű	Gőzgép, Gázgép, 4-6 hengeres Diesel-mot.	4 ütemű motor 2-3 henge- res	4 ütemű motor 1-2 henge- res
Generátor Ventillátor Turbinaszivattyú Szállítószalag	1,5	1,75	2-2,5	2,5-3
Famegmunkáló gépek Turbókompresszor Fonó- és szövőgépek Szerszámgépek Cementmalmok Láncos szállítók	1,75	2,5	2,5	3
Felvonók, emelőgépek Fogaskerékszekrény és aprító gép között Dugattyús szivattyú Rázó gépek Kollerjárat Hajócsavar Keretfűrész Húzópadok Daru, bagger	2,5	2,8	3	3,5
Dugattyús kompresszorok Fakészörvülő gép Dróthúzó pad Görgőjárat Hengerművek	3	3,2	3,5	3,5-4

**F 4.08 GÉPSZERKEZETI ANYAGOK MEGENGEDETT
FESZÜLTSEGEI**

	Az anyag meg- kívánt közepes szálföld- sága MPa		Megengedett feszültségek												
			Hőzés σ MPa			Nyomás σ MPa			Hajlítás σ MPa			Csavarás/nyírás τ MPa			
	Wöhler eset			Wöhler eset			Wöhler eset			Wöhler eset			Wöhler eset		
Lágyabb szénacél	334-510	25-10	98-147	64-98	44-69	98-147	64-98	108-162	69-103	49-93	64-98	39-59	20-44		
Keményebb szénacél	491-834	21-9	137-196	88-132	64-93	137-196	88-128	147-216	98-147	69-98	83-123	59-88	39-59		
Edzett rugóacél	1177-1824	8-6	-	-	-	-	-	736	491	-	589	392	-		
Nemesített C acél	540-1030	19-8	177-245	78-167	167-93	157-245	78-186	157-245	78-186	69-93	88-196	59-130	44-66		
Krómnikkel acél	736-1128	20-16	255-353	177-255	94-104	255-353	128-255	294-353	226-270	128-186	157-206	137-147	69-74		
Acéöntvény	373-706	24-3	98-147	64-93	44-69	108-162	69-103	108-162	98-103	49-69	64-93	39-59	29-44		
Szürke vasöntvény	137-294	-	39-54	25-29	15-25	88-98	59-83	44-59	34-44	20-25	29-39	20-25	10-15		
ö. Al. Si	167-255	10-4	-	-	-	-	-	-	-	18-32	-	-	-		
ö. Al. Si Mg	177-294	5-1	-	-	-	-	-	-	-	22-39	-	-	-		
Temperöntvény	343-392	10-3	44-69	29-46	25-29	69-88	39-59	44-69	29-46	25-29	34-44	25-29	12-18		
Hengerelt vörösréz	196-265	35-25	39-53	26-35	13-18	39-53	26-35	39-53	26-35	13-18	-	-	-		
Hengerelt sárgaréz	196-294	30-20	39-49	26-39	13-20	39-59	26-39	39-59	26-39	13-20	31-47	21-31	11-15		
Dral AlCuMg	412-569	22-20	108-147	49-69	34-54	108-157	49-69	118-167	49-69	34-54	64-93	31-47	22-31		
Bronz	196-245	20-6	39-49	26-32	13-17	39-49	26-32	39-49	26-32	13-19	29-39	20-26	10-13		
Foszforszuszpenz	294-441	25-10	59-88	39-59	20-29	59-88	39-59	59-88	39-59	20-29	44-69	29-46	15-23		
Vörösvözet	147-196	20-5	29-39	20-26	10-13	29-39	20-26	29-39	22-26	10-13	-	-	-		
Keménycik	34-49	-	18	12	6	9	6	13	9	4,5	-	-	-		
Puhafék	25-39	-	15	10	5	7,5	5	10,5	7	3,5	-	-	-		
Gránit	-	-	-	-	-	6	4	-	-	-	-	-	-		
Mészakő	-	-	-	-	-	3	2	-	-	-	-	-	-		
Homokkő	-	-	-	-	-	2	1,4	-	-	-	-	-	-		
Tégla	-	-	-	-	-	1	0,7	-	-	-	-	-	-		
Tégla	-	-	-	-	-	1,6	1	-	-	-	-	-	-		
Beton	-	-	-	-	-	1	-	-	-	-	-	-	-		

F 4.09 SÍKIDOMOK MÁSODRENDŰ NYOMATÉKAI
ÉS KERESZMETSZETI TÉNYEZŐI





















Síkidom			
Másodrendű nyomaték:	$\frac{D^4 \pi}{64}$	$\frac{(D^4 - d^4) \pi}{64}$	$\frac{ab^3}{12}$
Polaris másodrendű nyomaték:	$\frac{D^4 \pi}{32}$	$\frac{(D^4 - d^4) \pi}{32}$	—
Kereszetszeti tényező:	$\frac{D^3 \pi}{32}$	$\frac{(D^4 - d^4) \pi}{32 D}$	$\frac{ab^2}{6}$
Polaris keresztmetszeti tényező:	$\frac{D^3 \pi}{16}$	$\frac{(D^4 - d^4) \pi}{16 D}$	—

F 7.03/1 IPARI CSŐVEZETÉKEK ÉS SZERELVÉNYEIK
TERVJELKÉPE (MSZ 2950)

1. A SZABVÁNY HATÁLYA

E szabvány hatálya kiterjed ipari csővezetékek belföldön készített tervein alkalmazott jelképekre.

2. KIVITEL

Általános jelképek					
Egyenes cső		Menetes karman-tyu		Csap	
Felme-nő cső		Kézi kerék		Suly-terhelés	
Lemenő cső		Lánc-kerék		Rugó terhelés	
Szigetelt cső *		Cső-tartó		Uszó	
Heg. csőkötés		Rögzi-tés		Membrá-nos ve-zérlés	
Karima, karimás kötés		Szelep		Szolenoid vezér-lés	
Tok		Tolózár			

* Hosszú csővezetéken elég a szigetelést helyenként jelölni.

MSZ 2950














Csoport	Elnevezés		Jelkép		
2.01 Idom- darabok	Felsorolva az MSZ 84-ben		1-87*	Lásd MSZ 84	
2.02 Szele- pek	Áteresztő- szelep	karimával	101		
		menetes karmantyúval	102		
	Sarokszelep	karimával	103		
		menetes karmantyúval	104		
	Váltó (3 já- ratu) sze- lep	karimával	105		
		menetes karmantyúval	106		
	Visszacsa- pó szelep (az áram- lás a fehér mező felől a fekete mező felé irányul)	átmenő	karimával	107	
			menetes karmantyúval	108	
		sarok	karimával	109	
			menetes karmantyúval	110	
	Átmenő biz- tosító szelep súlyterhe- léssel	karimával	111		
		menetes karmantyúval	112		
	Sarok biztosi- tószelep súly- terheléssel	karimával	113		

* 88-100-ig további jelképekre fenntartva.

(A táblázat folytatódik)





MSZ 2950

(A táblázat folytatása)

Csoport	Elnevezés		Jelkép	
	Sarokbiztosító szelep súlyterheléssel	menetes karmantyúval	114	
	Átmenő biztosító szelep rugóterheléssel	karimával	115	
		menetes karmantyúval	116	
	Sarok biztosító szelep rugóterheléssel	karimával	117	
		menetes karmantyúval	118	
	Csőtörés ellen biztosító szelep	kézi lezáró szerkezet nélk.	119	
		kézi lezáró szerkezettel	120	
	Nyomáscsökkentő szelep (a > csúcsa a kisebb nyomás felé irányul)	karimával	121	
		menetes karmantyúval	122	
	Átmenő uszószelep	karimával	123	
		menetes karmantyúval	124	
	Sarok uszószelep	karimával	125	
		menetes karmantyúval	126	
















(A táblázat folytatódik)

(A táblázat folytatása)

Csoport	Elnevezés		Jelkép	
2.02 Szelepek	Átmenő szelep membrános vezérléssel	karimával	127	
		menetes karmantyúval	128	
	Átmenő szelep szolenoid vezérléssel	karimával	129	
		menetes karmantyúval	130	
2.03 Toló zárok	Tolózár	karimával	131	
		menetes karmantyúval	132	
		öntött karmantyúval	133	
2.04 Csapok	Átmenő csap	karimával	134	
		menetes karmantyúval	135	
	Háromjáratú csap	karimával	136	
		menetes karmantyúval	137	
2.05 Csappantyúk	Fojtó csappantyú	karimával	138	
		menetes karmantyúval	139	
	Visszacsapó csappantyú	karimával	140	
		menetes karmantyúval	141	















(A táblázat folytatódik)

(A táblázat folytatása)

Csoport	Elnevezés		Jelkép
2.06 Leválasztó	Vizleválasztó		142 
	Olajleválasztó		143 
2.07 Levezetők	Csapadékviz-levezető autom.		144 
	Nézőüveg		145 
	Tölcsér, lefolyó		146 
	Szellőző (levegőző)		147 
	Kipuffogó edény és hangtompító		148 
	Szivornya (szifon)		149 
2.08 Szivókosarak	Szivókosár (szűrő), láb-szelep nélkül	karimával	150 
		menetes karmantyúval	151 
	Szivókosár (szűrő), láb-szeleppel	karimával	152 
		menetes karmantyúval	153 
2.09 Kiegyenlítők	Csőlira		154 
	Tömszelencés kiegyenlítő		155 
	Lencsekiegyenlítő		156 

(A táblázat folytatódik)

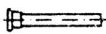



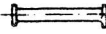

(A táblázat folytatása)

Csoport	Elnevezés			Jelkép
2.10 Mérők	Mennyiség- mérő ál- lában	karimával	157	
		menetes karmantuval	158	
	Mennyiség- mérő re- gisztrálással	karimával	159	
		menetes karmantuval	160	
	Nyomásmérő		161	
	Hőmérő		162	
2.11 Fűtő- cső- vezeté- kek	Sima hűtőcső		163	
	Sima fűtőcső- csoport	fekvő	164	
		álló	165	
	Bordáscső		166	
	Bordáscsőcsoport		167	
	Radiátor		168	
	Cső fűtőköpenyel		169	
	Elosztócső		170	

F 7.03/II ÖNTÖTTVAS NYOMÓCSÖVEK ÉS NYOMÓCSŐIDOMOK
TERVJELKÉPE (MSZ 84)



























E szabvány tartalmazza az öntöttvas nyomócsövek és nyomócsőidomok bel-
földön készített, csővezetéki terveken alkalmazott jelképét, valamint a nyom-
mócsövek és nyomócsőidomok betűjelét.

Egyenes csövek

A cső			
vázlata	jelképe	elnevezése	betűjele
		Tokos egyenes cső	M
		Csavar-tokos egyenes cső	Mc
		Kétkarimás egyenes cső	FF

A szabványos csövek szerkezetét, méreteit és súlyát
lásd az MSZ 85-ben és az MSZ 86-ban.








Csőidomok

A csőidom				
vázlata	jelképe	elnevezése	betűjele	
1			Tokos cső egy karimás ággal	A
2			Tokos cső két karimás ággal	AA
3			Tokos cső egy tokos ággal	B
4			Tokos cső két tokos ággal	BB
5			Tokos cső egy ferde, tokos ággal	C
6			Tokos cső két ferde, tokos ággal	CC
7			Tokos-karimás cső	E
8			Karimás-tokos bővítő	ER*
9			Tokos-karimás bővítő	ERw*
10			Egykarimás cső	F
11			Kétkarimás toldócső	FF
12			Karimás cső, egy karimás ággal	FA*
13			Karimás cső, két karimás ággal	FAA*

A *-gal jelölt idomokra ez idő szerint nincs méretszabvány (A táblázat folytatódik)



























A szabványos csőidomok szerkezetét, méreteit és súlyát az MSZ 87/1. lap ... 31. lap tartalmazza.

(A táblázat folytatása)

A csőidom				
vázlata	jelképe	elnevezése	betűjele	
14			Karimás cső, egy tokos ággal	FB [*]
15			Karimás cső, két tokos ággal	FBB [*]
16			Karimás cső, egy tokos ferde ággal	FC [*]
17			Karimás cső, két tokos ferde ággal	FCC [*]
18			Karimás nadrágcső	H [*]
19			Tokos nadrágcső	HC [*]
20			Tokos könyökcső	J
21			Tokos iv, R=10 NÁ	K
22			Tokos iv, R= 5 NÁ	L
23			Két-tokos iv	MML [*]
24			Egykarimás könyökcső	FJ [*]
25			Egykarimás iv, R = 10 NÁ	FK [*]
26			Egykarimás iv, R = 5 NÁ	FL [*]

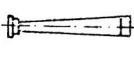

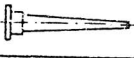





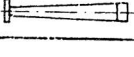

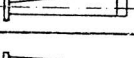

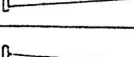
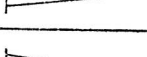
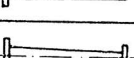
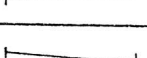
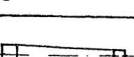
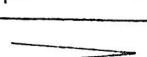




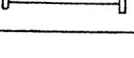
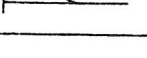


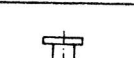
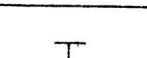
A * -gal jelölt idomokra ez idő szerint nincs méretszabvány
(A táblázat folytatódik)

(A táblázat folytatása)

A csőidom				
vázlata	jelképe	elnevezése	betűjele	
27			Egykarimás könyök	FQ [*]
28			Kétkarimás könyök	Q
29			Kettős könyök	D ^x
30			Tokos könyök	MQ
31			Két-tokos könyök	MNQ [*]
32			Karimás tokos könyök	EQ [*]
33			Karimás szűkítő könyök	RQ [*]
34			Szemölcsös könyök	WQ [*]
35			Karimás talpas könyök	QN
36			Tokos-karimás talpas könyök	EN [*]
37			Karimás-tokos talpas könyök	EQN [*]
38			Tokos talpas könyök	NQN
39			Kettős tokos talpas könyök	MMQN [*]

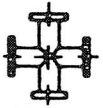

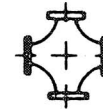
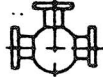
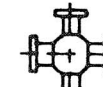
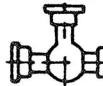
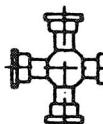


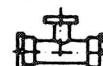

A *-gal jelölt idomdarabokra ez idő szerint nincs méretszabvány
(A táblázat folytatódik)

(A táblázat folytatása)

A csőidom				
	vázlata	jelképe	elnevezése	betűjele
40			Tokos szűkítő	R
41			Tokos bővítő	Rw [*]
42			Tokos szűkítő, körhagyó	Re [*]
43			Tokos bővítő, körhagyó	Rwe [*]
44			Egykarimás szűk.	FR [*]
45			Egykarimás szű- kítő, körhagyó	FR ^e [*]
46			Egykarimás bővítő	FRw [*]
47			Egykarimás bővi- tő, körhagyó	FRwe [*]
48			Kétkarimás bővítő	FFR [*]
49			Karima nélküli bővítő	Ro [*]
50			"S"-idom	S [*]
51			Toldócső ivelt ággal	Sch [*]
52			Szűkítő, ivelt ággal	SchR [*]
53			Karimás T-idom	T

A * -gal jelölt idomokra ez idő szerint nincs méretszabvány
(A táblázat folytatódik)

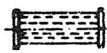

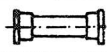



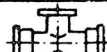

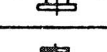

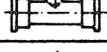



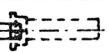

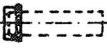

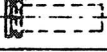

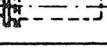



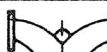

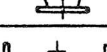

(A táblázat folytatása)

A csőldom			
vázlata	jelképe	elnevezése	betűjele
54		Karimás keresztldom	TT
55		Karimás T-ldom lekerekítve	Tg [*]
56		Karimás keresztldom lekerekítve	TTg [*]
57		Golyós T-ldom	TKg [*]
58		Kettős golyós T-ldom	TTKg [*]
59		Tokos golyós T-ldom	MTKg [*]
60		Tokos golyós keresztldom	MTTKg [*]
61		Áttoló	U
62		Áttoló, osztva	$\frac{2}{2}$ U [*]
63		Áttoló, osztva, karimás ággal	$\frac{2}{2}$ UA [*]
64		Áttoló, osztva, tokos ággal	$\frac{2}{2}$ UB [*]

A *-gal jelölt idomokra ez idő szerint nincs méretszabvány

(A táblázat folytatódik)

(A táblázat folytatása)

A csőidom				
vázlata	jelképe	elnevezése	betűjel	
65			Bővített áttoló	Uv
66			Kettős tok	MM
67			Kettős tok, egy karimás ággal	MMA [*]
68			Kettős tok, két karimás ággal	MMAA [*]
69			Kettős tok, egy tokos ággal	MMB [*]
70			Kettős tok, két tokos ággal	MMBB [*]
71			Dugó	I
72			Sapka	O
73			Vakkarima, lapos	X
74			Vakkarima, domboru	X
75			T-idom, ivelt	Y [*]
76			T-diom, ivelt, szűkített	YR [*]
77			Toldócső, szemölcsessel	Z [*]
78			Védőtok, keresztben osztva	Vv [*]

A * -gal jelölt idomokra ez idő szerint nincs méretszabvány

(A táblázat folytatódik)

(A táblázat folytatása)

A csőidom			
vázlata	jelképe	elnevezése	betűjele
79		Védőtok, hosszában osztva	Vh [*]
80		Tokos cső, szemölccsel	Sz
81		Csőfej, gázcső csatlakozáshoz	Cf
82		Csővég, gázcső csatlakozáshoz	Cv
83		Vízgyűjtőedény és fedél	V, Vf
84		Biztonsági víz-zár	Vb
85		Vízgyűjtőedény fenékkal	Vz
86		Karimás csapoló-idom, bilinccsel	CsF [*]
87		Tokos csapoló-idom, bilinccsel	CsM [*]

A * -gal jelölt idomokra ez idő szerint nincs méretszabvány

Az alkatrész			
vázlata	jelképe	elnevezése	betűjele
		Ólommal páncélozott gumigyűrű	G
		Öntöttvas csavar-gyűrű	Ög

F 8.01 TÖMÍTŐANYAGOK FELHASZNÁLÁSI TERÜLETEI

1. Jelmagyarázat

	kenve	szárazon futó tömítésként
Kiválóan alkalmazható; általános alkalmazás	●	■
Jól alkalmazható, de kevésbé használatos	○	□
Megszorításokkal alkalmazható	⊗	⊠
Feltételesen alkalmazható	×	+
Nem alkalmazható	—	-

✦ A hőmérséklet adatok helyén arra utal, hogy a hőmérséklettartomány, amelyben alkalmazható, függ a közeg koncentrációjától és minőségétől. A jelek után álló számok a 2. részben a hőmérséklettartományt °C-ban, a 3. és 4. részben a tulnyomás tartományt jelölik ki bar-ban.

F 8.02 AZ ÁLLÓ TÖMÍTÉSEK JELLEMZŐI

Tömítő anyag	m	G ₁ bar	Felület- típus	t/max °C	P _{max} bar	Alkalmazhatóság	
Lágygumi	< 75 Shore > 75 Shore	0,5 1,0	0	1, 4, 6	50-60	3	Kisnyomású víz és levegő, szén-dioxid, egyéb savas anyagok
Vászonbetétes gumi		1,25	28	1, 4, 6	50-60	6	Forróvíz, gőz, gáz
Présselt azbesztlemez	3 mm 1,5 mm 0,75 mm	2,0 2,75 3,50	110 260 450	1	750	15	Forróvíz, gőz, gáz
IT lemez	3 réteges 2 réteges 1 réteges	2,25 2,50 2,75	155 200 260	1	275 300 200 90	100 80 18	Víz Gőz Olaj Benzin
Présselt növényi rost (fiber) lemez		1,75	77	1	30	10	Forróvíz, gőz, gáz
Azbesztlemez fémbetéttel	szénacél saválló acél	2,50 3,00	200 315	1/a	400	40	Forróvíz, gőz, gáz
Rovátkolt acéllemez azbesztbetéttel		2,75	260	1/a	400	50	Forróvíz, gőz, gáz
Hullámos fémlemez azbesztbetéttel v. azbesztöltet hullámos fémlemez között	lágyalumínium	2,50	200	1/a	250		
	lágyréz	2,75	260				
	vas v. lágycél	3,00	315		400	40	Forróvíz, gőz, gáz
	monel	3,25	385		550	85	
	4~6%-os króm-acél	3,25	385				
	saválló acél	3,50	450				
Hullámos fémlemez	lágyalumínium	2,75	260		250		
	lágyréz	3,00	315				
	vas v. lágycél	3,25	385	1/a	400	30	Forróvíz, gőz, gáz
	monel v. 4~6% Cr	3,50	450				
	saválló acél	3,75	530				
Azbesztes fém	lágyalumínium	3,25	385		250		
	lágyréz	3,50	450		400	40	
	vas v. lágycél	3,75	530		550	55	
	monel	3,50	560	1/a	480	70	Forróvíz, gőz, gáz
	4~6%-os króm-acél	4,00	620		400	20	
	saválló acél	3,75	630				
Rovátkolt vas v. lágycél fémborítással	lágyalumínium	3,25	385		300		Olaj, benzin
	lágyréz	3,50	450		400	80	Forróvíz, gőz, gáz
	vas v. lágycél	3,75	530	1, 2, 3			
	monel v. 4~6% Cr	4,00	620				
	saválló acél	4,25	710				
Fém tömítőgyűrű	ólom	2,00	110		70	15	
	lágyalumínium	4,00	620	1, 2, 8	250	15	
	lágyréz	4,75	900	8	250		Forróvíz, gőz, gáz
	vas v. lágycél	5,50	1260		425		
	monel v. 4~6% Cr	6,00	1530		425		
	saválló acél	6,50	1820		475		

F 8.03 A KETTŐSKÚP TŐMÍTŐGYŰRŐ MÉRTEI

D ₁ mm	Nyomás bar	Méret mm			
		A	B	C	D
500	325	100	38	40	459
500	325	80	30	24	466
600	325	80	32	25	566
800	325	120	45	46	755
800	325	100	39	30	760
1200	325	135	55	52	1137
500	700	100	50	40	435
500	700	80	35	26	463
600	700	100	60	40	535
600	700	80	35	26	563
800	700	100	65	46	715
900	700	145	75	48	806

Kedves Jegyzetfelhasználó!

A jó jegyzet nagyon hatékony segítség a tanulásban. A legjobb jegyzeteket pedig még aktív mérnökként is használni lehet. Egyetemi tanulmányai alatt valószínűleg különböző színvonalú jegyzetekkel találkozott eddig, és fog találkozni ezután. ***Kérjük, hogy ennek a kérdőívnek a kitöltésével segítse alábbi törekvéseinket:***

- ennek a jegyzetnek a következő kiadásában kevesebb sajtóhiba legyen és indokolt esetben készüljön el az átdolgozott kiadása,
- a jegyzeteket értékelni lehessen, amelynek eredményeként a legjobb jegyzetek szerzői nivódíjat kaphatnak.

Kérjük, hogy a kiküldött kérdőívet a Jegyzetbolt bejárata (V2 földszint) mellett elhelyezett gyűjtőládába dobja be.

Fáradozását köszöni az *Egyetemi Jegyzetbizottság*.

A jegyzet címe: **VEGYIPARI GÉPTAN I.**

A jegyzet szerkesztette: **Verba Attila**

A jegyzet azonosítója: **60732a**

Melyik tárgyhoz használta a jegyzetet:

Kar:

Félév:

Tárgy neve:

A jegyzet hány százalékát tudta használni (pl. 75%):

A jegyzet a tárgy anyagának hány százalékát fedte le (pl. 50%):

A jegyzet minősítése:

(0: használhatatlan, 1: nagyon rossz, 2: rossz, 3: tűrhető, 4: jó, 5: nagyon jó)

Javaslat átdolgozásra:

A megtalált sajtóhibák:

(A túloldalon folytatható)

