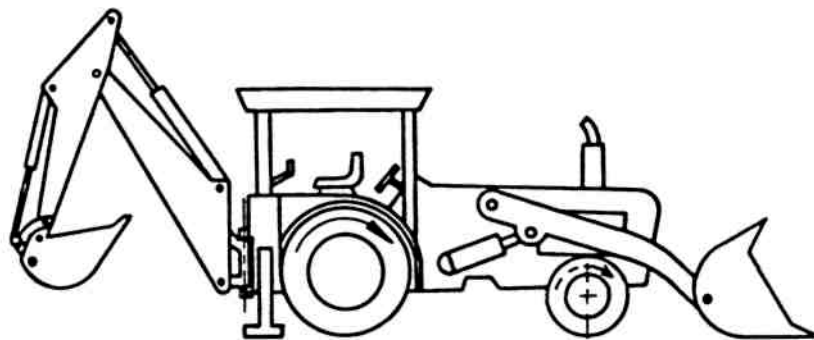


ÓBUDAI EGYETEM
BÁNKI DONÁT GÉPÉSZ- ÉS BIZTONSÁGTECHNIKAI MÉRNÖKI KAR

Fűrész Ferenc

GÉPJÁRMŰ – HIDRAULIKA
(Haszonjárművek)



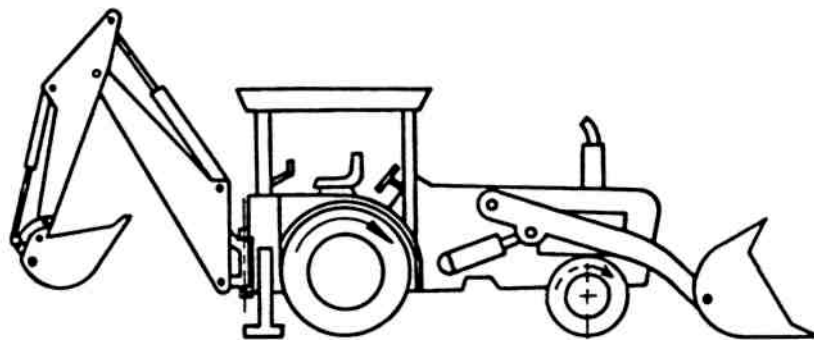
Átdolgozott kézirat

Budapest, 2014

ÓBUDAI EGYETEM
BÁNKI DONÁT GÉPÉSZ- ÉS BIZTONSÁGTECHNIKAI MÉRNÖKI KAR

Fűrész Ferenc

GÉPJÁRMŰ – HIDRAULIKA
(Haszonjárművek)



Átdolgozott kézirat

Budapest, 2014

Lektor: Dr. Kégl Tibor

Kiadja: ÓE BGK.

Dr. Horváth Sándor dékán

Készült: A BGK sokszorosító üzemében

Azonosítószám: BGK 2051

Felelős vezető: Korona Péter

Tartalomjegyzék

1. A gépjármű-hidraulika általános sajátosságai	7
2. Mobil útváltók	9
3. Távvezérlési szempontok és működtetési lehetőségek.....	15
4. Mobil körfolyamok biztonsági elemei. Zuhanásgátlás. Helyzettartás.....	18
5. Technológiai szervek munkahengeres, ill. hidromotoros mozgatása. Soros és párhuzamos kapcsolások.....	24
5.1. A munkahengeres mozgatások	24
5.2. Hidromotoros hajtások.....	27
5.2.1. Hidromotorok körfolyambeli rendszertехnikai kapcsolata	30
5.2.2. Fékezés	31
6. Erőátvitel. Hidraulikus hajtóművek	33
6.1. Hidrodinamikus hajtóművek	34
6.1.1. Hidrodinamikus tengelykapcsoló	34
6.1.2. Hidrodinamikus nyomatékvaltó	39
6.2. Egyenáramú hidraulikus hajtóművek.....	41
6.3. Váltakozó áramú hidraulikus hajtóművek (VÁH)	46
6.4. Hidraulikus hajtóművek összehasonlítása.....	48
7. Járószervek hajtások. Híd- és kerékhajtások	51
7.1. Hídhajtások	55
7.2. Kerékhajtások.....	55
7.3. A hajtómű energiaátalakítóinak vezérlései	64
7.3.1. A szivattyú vezérlése	64
7.3.2. A hidromotor vezérlése	66
7.4. Nyomatékhatárolás, fékezés	68
8. Hidraulikus kormányok és kormánykörfolyamok	69
8.1. A kormány körfolyamok meghatározó elemei.....	70
8.2. Speciális kormány-körfolyamok.....	73
9. Egyedi körfolyamok. Hűtőventilátor-, kompresszor-, generátor-, csörlőhajtás. Becsuklástgátló	78
9.1. Hűtőventilátor hajtás.....	78
9.1.1. Körfolyam állandó fajlagos munkatérfogató energiaátalakítókkal (bypass vezérlés)	79
9.1.2. Körfolyam nyomásszabályozott szivattyúval.....	83
9.1.3. Körfolyam változtatható fajlagos munkatérfogató szivattyúval.....	84
9.2. Kompresszor és generátor hajtás.....	84
9.2.1. Hajtás „LS” vezérlésű szivattyúval	84
9.2.2. Generátor fordulatszám szabályozás térfogatáram vezérelt szivattyúval	85
9.2.3. Kompresszor hajtások	85
9.3. Becsuklástgátló	87
9.4. Csörlőhajtás	88

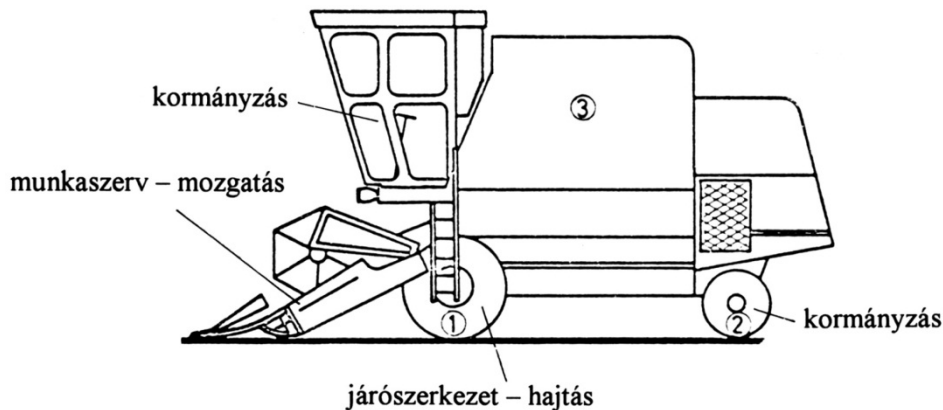
10. Energiát is visszatápláló hajtások, körfolyamok	89
10.1. Forgómozgású energiaátalakítók – szivattyúk/hidromotorok – próbapadi vizsgálata	89
10.2. MOORING-szabályozású szivattyú	90
10.3. Tekercselés/áttekercselés	91
10.4. Szekunder-szabályozott hajtás energia-visszatáplálással.....	93
11. Nyomásvezérelt 2/2-es irányítóelemek, s a velük kialakítható hidraulikai funkciók	96
12. Arányos irányítóelemek. Működési elve, jellemzői s alkalmazásai	106
12.1. Működési elv, műszaki jellemzők	106
12.2. Illesztési kérdések, kiválasztási szempontok.....	114
13. Szivattyúk beépítése-, szívási viszonyai-, s azok javításának lehetőségei.....	120
13.1. Injektor alkalmazása.....	124
13.2. Szívóág előfeszítése segédterefogatással.....	129

Felhasznált irodalom:

- [1] Kálmánczhelyi G. - Lugosi L.: Négyutas differenciálzár. Gép. 1986 11-12. szám.
- [2] Márton L.: Hidrosztatikus hajtások alkalmazása. Tanulmány. MEFI, 1980.
- [3] Bärnkopf R. - Ezer R. – Kiss P. – Máté S.: Hidraulikus rendszerek tervezése MK, 1984.
- [4] Prof. Dr.- Ing. H. W. Nikolaus: Hydrostatische Antriebe mit Sekundärregelung und Energierückgewinnung RD 03061/09.85
- [5] Fűrész F. - dr. Hantos T. – Lugosi L.: Hidr. rendszerek elemei és üzemvitelük II. BME MTI 5276 (1986)
- [6] Máté S.: Gumivulkanizáló - tekercselő berendezés. Danuvia Közlemény 2. szám 1989. május.
- [7] dr. Kiss P.: Mobilhidraulika (Publikálatlan kézirat)
- [8] Bosch - Rexroth: Információs anyagok.
- [9] Máté S. Vasúti járművek hidraulikus segédüzemi hajtásai. Bosch – Rexroth drive-control local.
- [10] Moog Gmbh katalógus.
- [11] Dr. Lukács J.: Váltakozó hidraulikus hajtások felhasználási lehetősége mezőgépek területén.
- [12] Danfoss katalógusok (Hydraulik Motoren, Lenkaggregát)
- [13] Fűrész F.: Irányítástechnika (Hidraulikus elemek és rendszerek) BMF-BGK 3012

1. A gépjármű-hidraulika általános sajátosságai

Gépjármű-hidraulikán – a továbbiakban mobil hidraulikán – tágabb értelemben a helyüket változtató berendezésekre telepített hidraulikus rendszereket értik. Ide sorolható tehát minden olyan rendszer, amely a helyét üzemszerűen változtató berendezés részét képezi, függetlenül attól, hogy azt a helyváltoztatási művelet (járószerkezet-hajtás), vagy egyéb más művelet (munkaszerv-mozgatás) végzésére alkalmazzák (1. ábra).



1. ábra

Ezeknek a járműveknek egyik közös jellemzője, hogy elsődleges **energiaforrásuk** valamilyen **belsőégésű motor**. Másik közös jellemzőjük pedig, hogy az egyes technológiai műveletek végzése valamilyen személy (vezető, kezelő) közvetlen ráhatásával történik. A kezelő által egy időben végrehajtott műveletek száma egynél több is lehet, ami azt jelenti, hogy az esetek többségében a belsőégésű motor teljesítménye több művelet között oszlik meg. Azokat a munkagépeket (járműveket) melyek helyváltoztatása hidraulikus hajtómű közvetítésével történik, általában „önjáró”, „magajáró” vagy „mobil” elnevezéssel illetik.

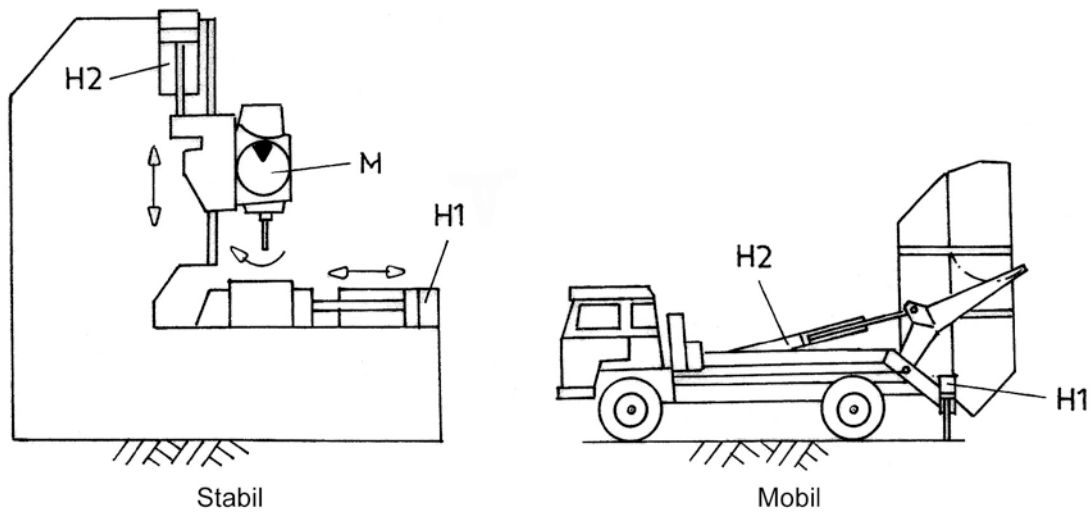
A munkagépek azon csoportját pedig, melyeket valamilyen gépjármű (teherautó) alvázára szerelnek fel, „autó” előnévvel szokás ellátni.

Az **önjáró** munkagépekre nagyobb mértékben jellemző, hogy a munkavégzés haladás közben történik, tehát teljesítmény-megosztás van a járószerkezet-hajtás és az egyéb munkavégző szervek között. Általánosítható, hogy az előbbi teljesítmény igénye a nagyobb.

A munkagépek másik része viszont munkavégzéskor áll, sőt némely esetben – ha a gép stabilizálásának növelése végett letámasztott állapotban van – a kerekek nem, vagy csak részlegesen érintik a talajt. Ilyenkor a belsőégésű motor teljes teljesítménye a munkavégző szervek rendelkezésére áll(hat).

Annak ellenére, hogy a munkagépeknek igen sokféle változata ismert, s a megoldandó technológiai feladatok is eltérőek, a bennük alkalmazott hidraulikus rendszerekben sok egyezés, közös jellemző vonás van, ami egyben meg is különbözteti őket pl. az ipari (stabil) hidraulikus rendszerektől.

A mobil gépek sajátosságaihoz igazodva alakult ki az ún. mobil hidraulika, ami az azonos működési elvek ellenére eltér a szokványos ipari hidraulikus elemektől.



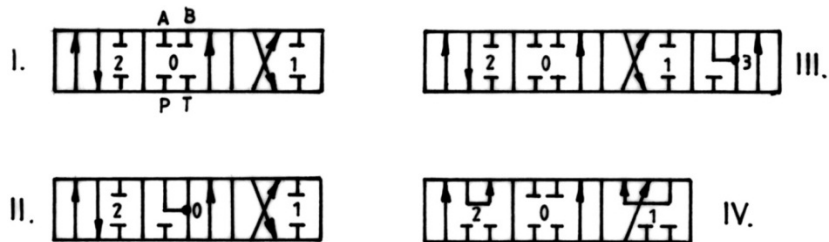
2. ábra

Szempontok	Hidraulikus rendszerek	
	Stabil	Mobil
környezeti viszonyok	állandó	szélsőségesen változó (porterhelés)
energiaforrás	villamos motor (n=áll)	belsőégésű motor (n≠áll)
tömeg	nincs korlát	kis tömeg, kombinált több célú elemek
olajtartály	szokvány kialakítás, nagy térfogat	speciális kivitel, kis térfogat (gépváz)
hűtés	általában olaj/víz hőcserélő	olaj/levegő hőcserélő (menetszél)
pontosság	igény szerint	kisebb pontosság, rázkódás állóság, olcsóbb, egyszerűbb elemek
körfolyam		
- típusa	nyitott	a járószerkezet-hajtás zárt, a többi nyitott
- jellege	általában egy szivattyú + útváltók + soros áramirányítók	szivattyúcsoport, kevés útváltó, 3-utú áramállandósító

2. Mobil útváltók

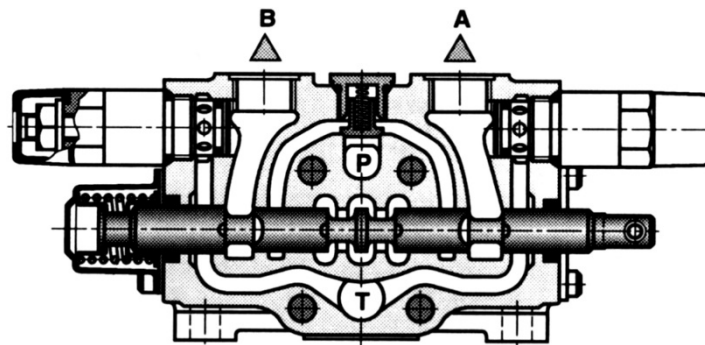
A 4 utú, több állású ipari útváltóktól eltérően a mobil útváltók általában 6/3-as változatúak, esetenként ismert a négyállású kivétel is. Az ötödik és hatodik csatorna a szivattyú szükségyszerű tehermentesítését biztosítja.

Az egyes kapcsolási állásokhoz tartozó szokvány csatornkapcsolatok a 3. ábrán láthatók. Ezeknél a mobil útváltóknál a felhasználói igényeknek megfelelően ismertek a 4-állású változatok (III.) is.



3. ábra

A negyedik állás csatornkapcsolata a szivattyú egyidejű tehermentesítése mellett biztosítja a kimeneti energiaátalakító (általában munkahenger) ún. „úszó” (lebegtetett) helyzetét, erre szükség lehet pl. az ún. talajkövető rendszereknél. A mobil útváltók mozgó eleme lineáris tolattyú, amely a záró felülettel párhuzamosan mozdul el, s minden áramlási út kényszerkapcsolatban működik (4. ábra). A tolattyúk a hagyományos ipari útváltókéval ellentétben nagyobb tolattyúúttal és fokozatmentesen változó átfolyási keresztmetszettel rendelkeznek.

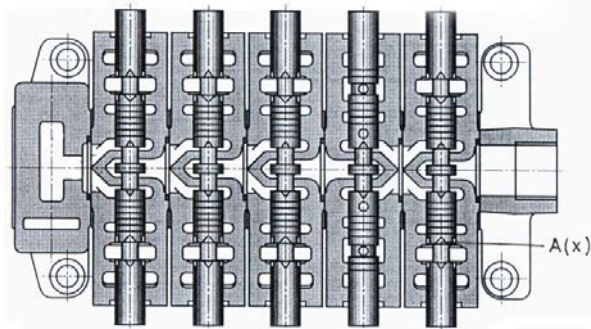


4. ábra. Bosch-Rexroth típus

E kialakítás teszi lehetővé, hogy a mozgásirány mellett a mozgás-jellemző – azaz a térfogatáram – vezérlésére is alkalmasak. Ezek az útváltók összeépítésüket (megjelenési formájukat) tekintve lehetnek:

- egybeöntött házúak,
- rétegelt elrendezésűek.

Általánosabb a rétegelt elrendezés (5. ábra), mert a szekciók (tolattyús tagok) viszonylagosan szabad változtatásával rugalmasan tud alkalmazkodni a változó felhasználói igényekhez.



5.a. ábra. Bosch-Rexroth típus

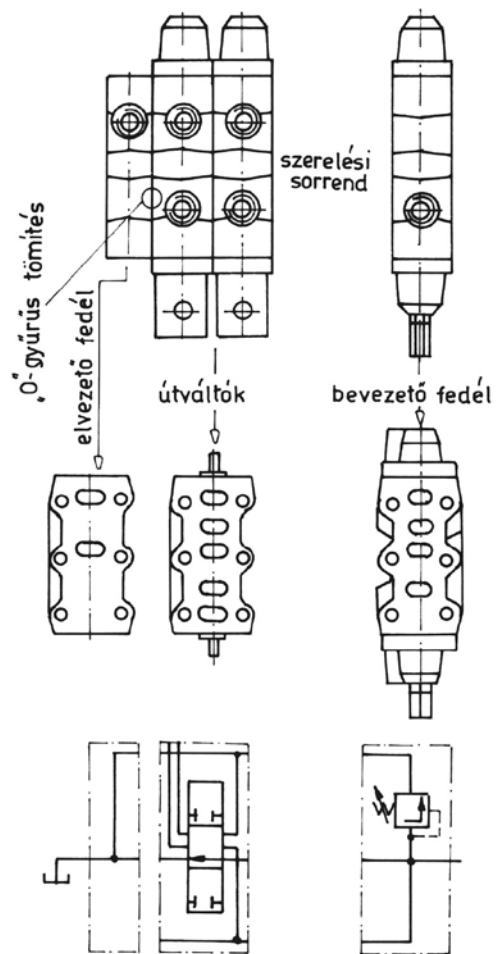
Ennél a kialakításnál a mobil útváltó mindig tartalmaz:

- bevezető fedelet (általában primér nyomáshatárolóval)
- tolattyús tagokat (szekciókat)
- elvezető (záró) fedelet.

Az egyes tagok között az áramlási kapcsolat „O”-gyűrűs tömítésű öntött csatornák révén valósul meg.

Az egyes szekciók közötti áramlási kapcsolat lehet:

- párhuzamos,
- tandem,
- vegyes, ill.
- soros



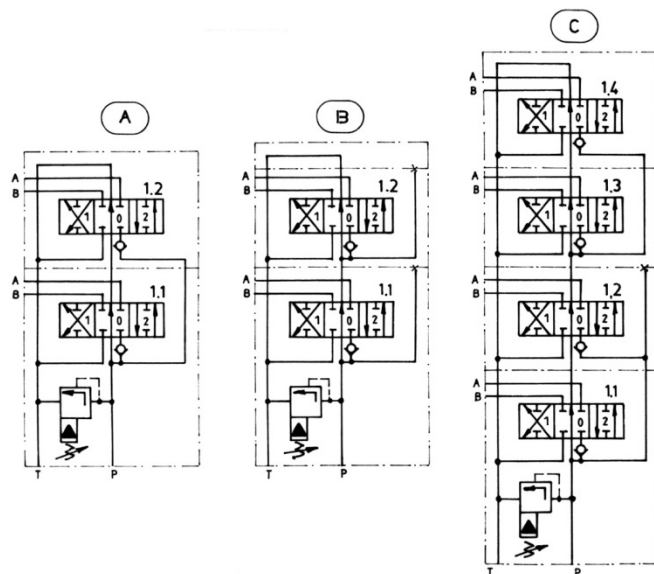
5.b. ábra

A **párhuzamos** kapcsolatnál (6.A ábra) a kimeneti energiaátalakítók **egyedileg**, ill. **egyidejűleg** egyaránt működtethetők. Egyedi működésnél az energiaátalakítók mozgásjellemzőjét azok névleges mérete mellett a térfogatáram határozza meg. Egyidejű működtetésnél viszont a párhuzamos kötés miatt az energiaátalakítók működési sebességére azok külső terhelés meghatározta nyomásesése is jelentős hatással van.

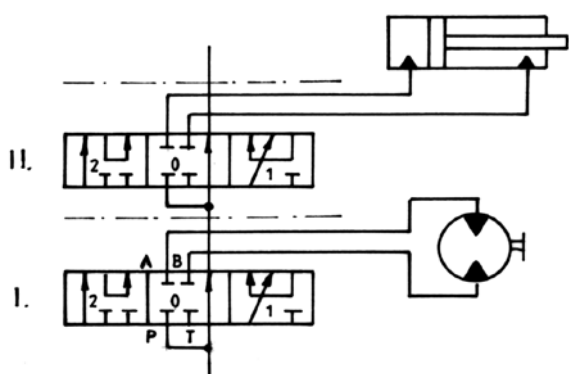
A **tandem** kapcsolatnál (6.B ábra) az energiaátalakítók csak **egyedileg** működtethetők.

A **vegyes** elrendezésnél (6.C ábra) az eddigiek tetszőleges változata alakítható ki. Az ábra szerinti kapcsolásban két-két párhuzamos szekció, tandem kapcsolatú.

A **soros** kapcsolatnál (7. ábra) a kimeneti energiaátalakítók ugyancsak működtethetők **egyedileg**, ill. **egyidejűleg**. Egyidejű működtetésnél a külső mechanikai terhelések (F; ill. T) hatásai (nyomásesések) összegződnek, ezért csak annyi energiaátalakító működtethető, amennyi a rendszer terhelhetősége megenged.

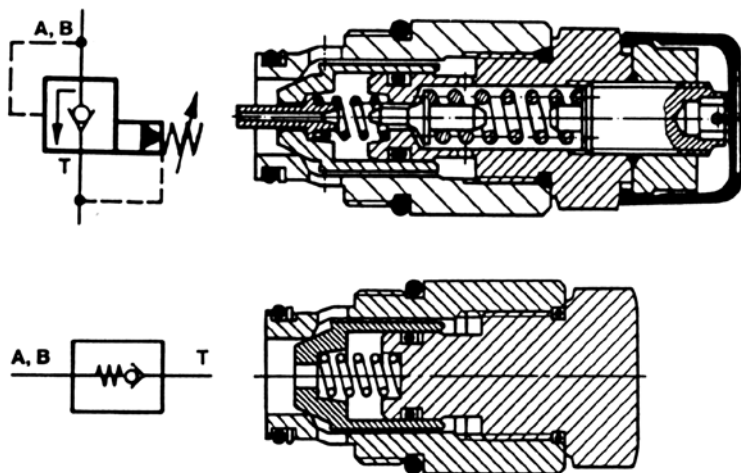


6. ábra



7. ábra

Munkahengerek működtetésénél figyelembe kell venni, hogy a felületarány ($\varphi \neq 1$) hatásos van az utána kapcsolt energiaátalakító sebességére. A mobil útváltók rendszerteknikai rugalmasságát növeli, hogy a felhasználói igényeknek megfelelően kiegészíthetők szekunder irányítóelemekkel. Ezek rendszerint nyomáshatároló, ill. nyomáshatároló utánszívószeleppel, valamint utánszívószelep (8. ábra).



8. ábra. Bosch-Rexroth típus

Ezekre a szekunder irányítóelemekre a szekciónkénti terhelés korlátozáskor, ill. fékezéskor van/lehet szükség. A mobil útváltók kialakítása lehetővé teszi továbbá a vezérelt visszacsapószelep(ek) be, ill. ráépíthetőségét is. Mint ismert, a mobil útváltók jelentős része a tolattyú kialakításának (9. ábra) köszönhetően a tolattyúút (x) függvényében változó keresztmetszetű – A(x) – fojtóként is viselkednek/hetnek. Az átfolyási keresztmetszet a tolattyúút függvényében:

$$A(x) = \frac{2 \cdot y \cdot x}{2} = y \cdot x = \operatorname{tg} \alpha \cdot x^2 = f(x)$$

ahol

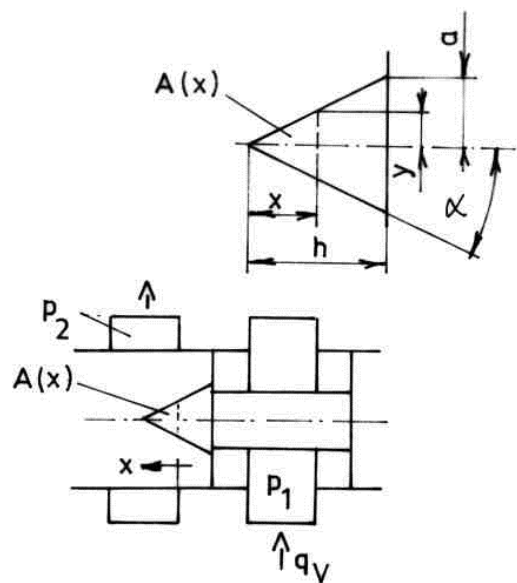
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{h} = \frac{y}{x} \rightarrow y = \frac{a}{h} \cdot x = \operatorname{tg} \alpha \cdot x$$

A térfogatáram pedig:

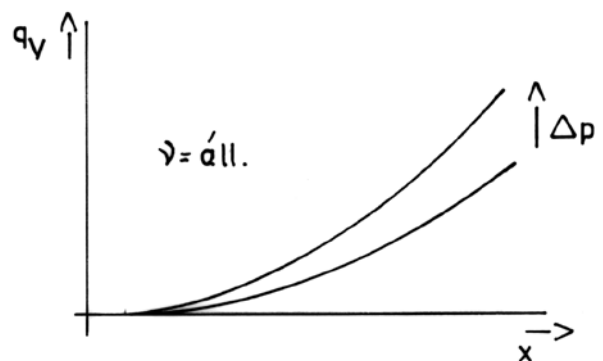
$$q_v = \mu \cdot A(x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} = \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} \cdot x^2 = k \cdot \sqrt{\Delta p} \cdot x^2 = f(x; \Delta p = \text{áll.})$$

Ez progresszív jellegű görbét (10. ábra) eredményez, ami a kis térfogatáramok esetén biztosít pontosabb beállítást. A térfogatáram azonban terhelés, azaz nyomáskülönbség függő. Ezt kizárólag ezek az útváltók, ill. szekciók kiegészíthetők nyomáskülönbség-állandósítóval

- soros, vagy párhuzamos kapcsolatban
- biztosítva ezáltal a 2-utú, ill. 3-utú áramállandósítóként való viselkedést.



9. ábra

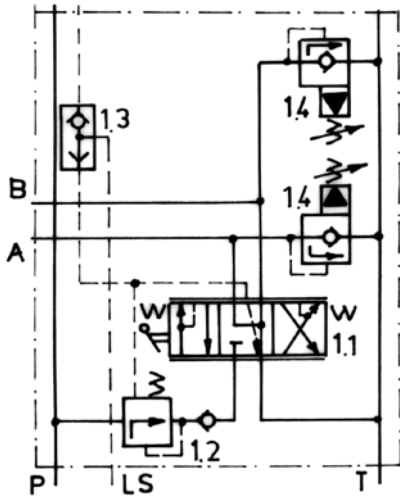


10. ábra

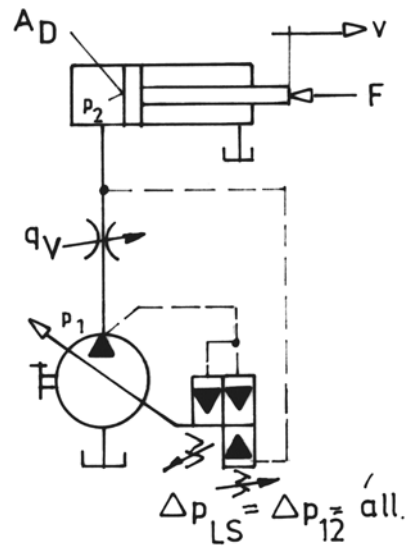
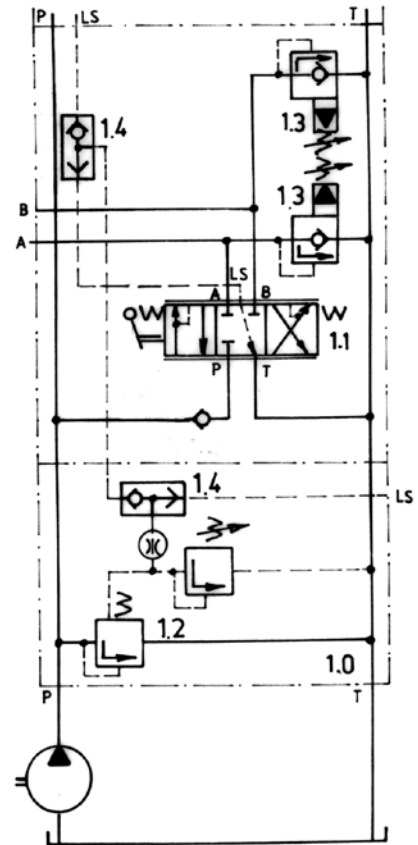
A veszteségi teljesítmény csökkentési törekvéseknek megfelelően a mobil útváltók bizonyos típusai a fogyasztók terhelésérzékeny, ún. LOAD SENSING (LS) kapcsolását is lehetővé teszik (11. ábra).

Ennek lényege, hogy a munkacsatornák (A; B) nyomása VAGY-szelepeken keresztül visszacsatolt, így a megfelelő mérőponton (LS) az éppen aktuális terhelő (munka) nyomások közül mindig a legnagyobb értékű hatása érvényesül. Az e pontbeli nyomás kapcsolható egy nyomáskülönbség állandósító, vagy egy LS-vezérlésű szivattyú megfelelő pontjára. Az előbbi esetben a rendszert egy állandó fajlagos munkatérfogatú szivattyúval táplálva (11. ábra) a mobil útváltótag 3-utú áramállandósítóként funkcionál.

Az utóbbi esetben viszont a kettős nyomás-
 visszacsatolás miatt (12. ábra) a rendszer nyomása
 az éppen aktuális legnagyobb munkanyomást köve-
 ti $\Delta p_{LS} = \text{áll.}$ értékkel, s a mobil útváltótág befolyógi
 2-utú áramállandósítóként szerepel(het).



11. ábra



12. ábra

A következő egyenletek írhatók fel:

$$P_{\text{hasznos}} = q_v \cdot p_2$$

$$P_{\text{be}} = q_v \cdot p_1 = q_v (p_2 + \Delta p_{12})$$

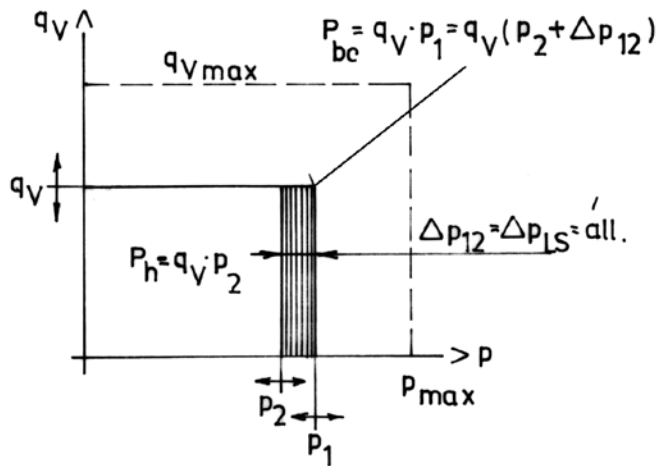
$$\eta_{(LS)} = \frac{P_h}{P_{\text{be}}} = \frac{q_v \cdot p_2}{q_v (p_2 + \Delta p_{12})} = \frac{p_2}{p_2 + \Delta p_{12}} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta p_{12}}{p_2}} = f\left(\frac{\Delta p_{12}}{p_2}\right)$$

A fentieket a nyomás-térfogatáram számsíkon a 13. ábra mutatja.

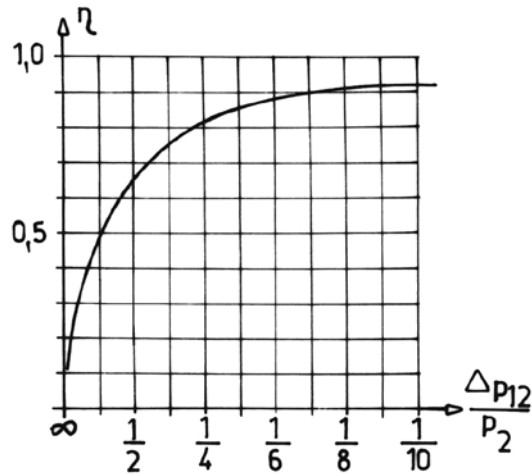
Terhelésérzékeny (LS) vezérlés:

$$P(t) = q_v(t) \cdot p(t)$$

Mérni kell a térfogatáramot és a nyomást is, és kis többlettel változzon mindkettő. Felesleges a szekciónkénti-tehermentesítés és az állandó nyomás is. Mint látható, a kedvező hatások akkor biztosítható, ha a terhelés az üzemidő jelentős részében a maximális érték környezetében van/változik. (14. ábra) A párhuzamos kapcsolású szekciók terhelőnyomás változásra érzéketlen (LUDV) kialakításáról az 5. fejezetben lesz szó.



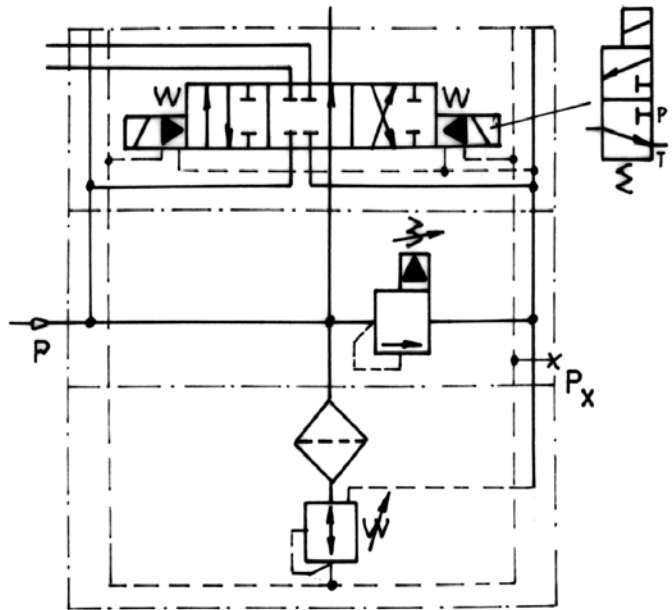
13. ábra



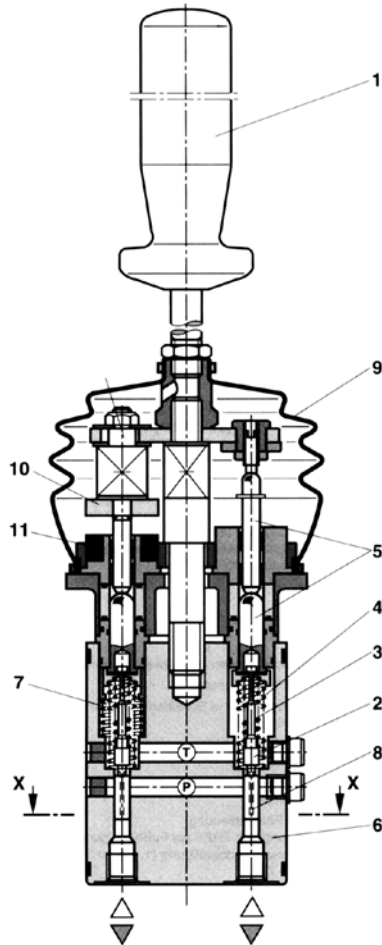
14. ábra

3. Távezérlési szempontok és működtetési lehetőségek

A mobil útváltók is működtethetők **közvetlenül**, vagy **közvetve**. A közvetett működtetést, azaz az elővezérelt változatokat a nagyobb névleges méretekkel (nagy: q_v) járó nagyobb működtető erőigények indokolják. A közvetlen működtetés általában kézi karos, vagy kapcsoló- esetleg arányos mágneses. A közvetett működtetés hidraulikus, vagy elektrohidraulikus. Ez utóbbi esetben a vezérlési térfogat-áram biztosítható a főkörről, illetve külön vezérlő körfolyamról (15. ábra). A főkörről történő vezérlésnél a bemeneti tagot ki kell egészíteni egy 3-utú nyomáscsökkentőt, s esetleg egy szűrőbetétet is tartalmazó elemmel. A középál-

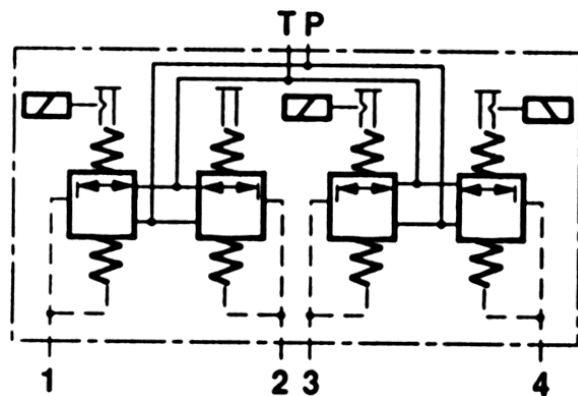


15. ábra



16. ábra. Bosch-Rexroth típus

lásbeli tehermentesített szivattyúállapot miatt a vezérlőnyomás (p_x) minimális értékének megfelelő előfeszítést kell alkalmazni a T-ágban. Az elővezérlő egy kis névleges méretű, monostabil 3/2-utú útváltó. Külön vezérlőkörfolyamról történő táplálás esetén az említett nyomás-csökkentős bemeneti tag és a T-ág előfeszítése elmarad. A közvetett működtetés egyúttal kínálja a távvezérlés lehetőségét is, s ezáltal a beavatkozás és a kezelés helye szétválasztható, azaz mindkettő az optimális helyre tehető.

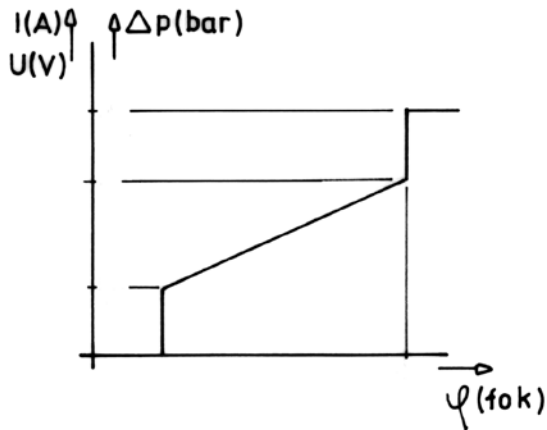


17. ábra

Távvezérlők, mesterkarok

A távvezérlők az igényeknek megfelelően lehetnek:

- hidraulikusak,
- villamosak, ill.
- elektronikusak.



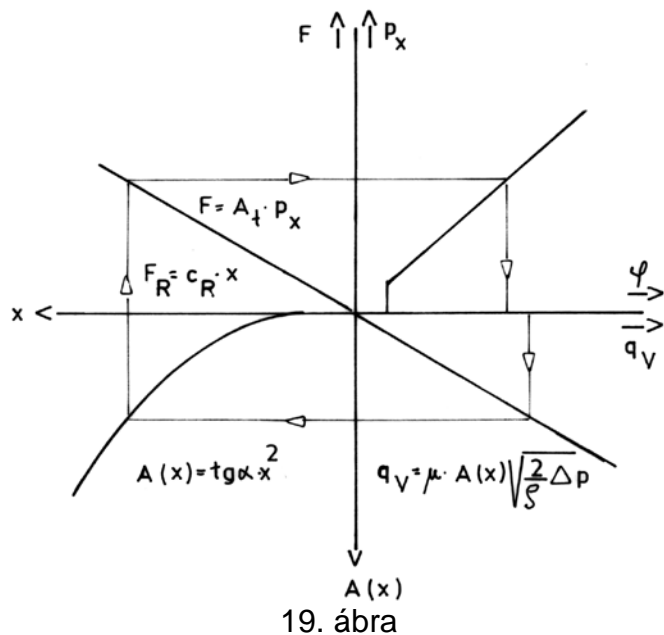
18. ábra

helyén mikrokapcsolók vannak, míg az elektronikusnál potencióméterek. Az előbbi a kapcsoló, az utóbbi pedig az arányos mágnesek működtetésére szolgál. A 19. ábrán a szükséges térfogatáram (q_v) és a mesterkar szög-helyzete (φ) közötti kapcsolatrendszer látható.

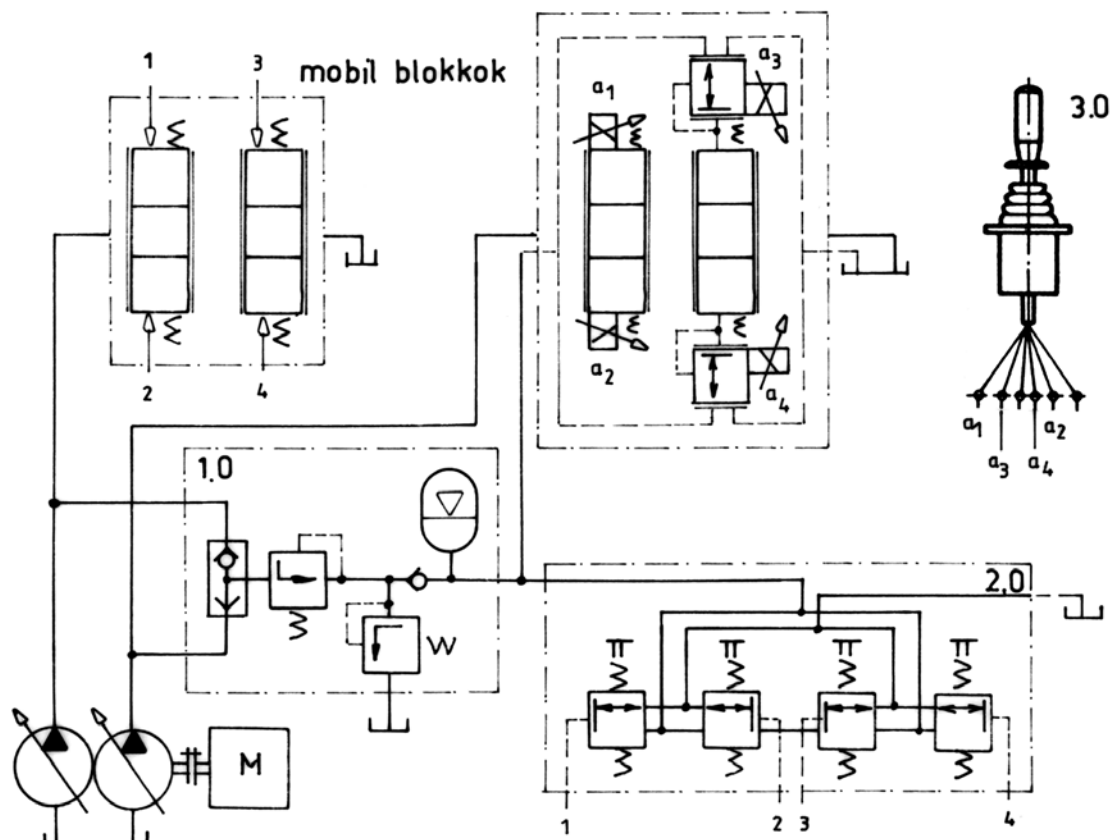
A 20. ábra a távvezérlési lehetőségeket mutatja összefoglalóan.

Az 1.0 jelű kombináció a vezérlési térfogatáram elsődlegességét szolgálja. A 2.0 jelű kombináció hidraulikus, a 3.0 jelű pedig villamos mesterkar/távvezérlő.

A hidraulikus távvezérlő (16. ábra) tulajdonképpen egy közös elemmel (kézikar, vagy lábpedál) működtetett 3-utú nyomáscsökkentő-csoport (17. ábra). A kézikar dőlési irányától és mértékétől függően a megfelelő kimeneti (1; 2; 3; 4) pontokon változik a vezérlőnyomás (p_x), s ennek megfelelően a mobil útváltótag tolatyújának elmozdulása. A 3-utú nyomáscsökkentők a rugós alaphelyzetükben a T-ág felé nyitottak, biztosítva ezáltal a főszelep rugós középhelyzetének lehetőségét. A villamos mesterkarnál a nyomáscsökkentők



19. ábra

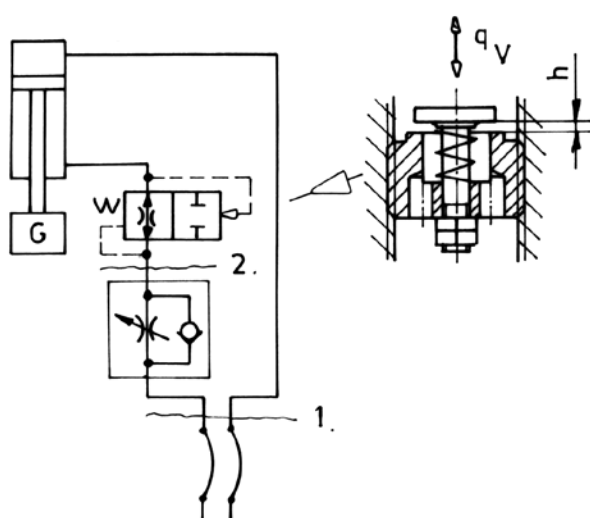


20. ábra

4. Mobil körfolyamok biztonsági elemei. Zuhanásgátlás. Helyzettartás

A mobil körfolyamok üzemeltetésekor komoly baleseti veszélyforrást jelent a terhelés alatti cső-, vagy tömlőszakasz esetleges törése, ill. szakadása. A teher lezuhanásának megakadályozására több lehetőség kínálkozik:

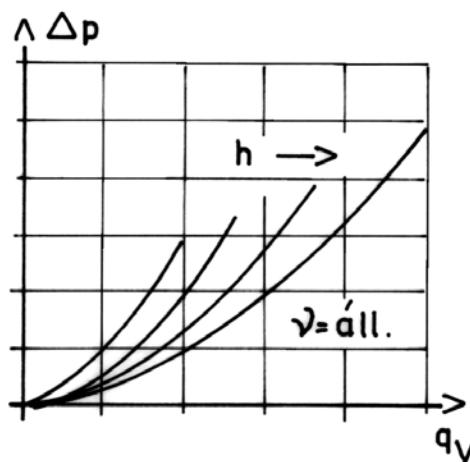
- zuhanásgátlók,
- vezérelt visszacsapószelepek,
- nyomáshatárolók,
- nyomásra kapcsoló szelepek,
- süllyesztő fékszelepek alkalmazása.



21. ábra

A zárt helyzet fenntartásáról az adott henger térben a külső terhelés meghatározta nyomás gondoskodik, így a lezárt zuhanásgátló csak a teher megemelésevel nyitható. A teher megemelése történhet külső erőhatással, vagy a csőtörés kijavítása után a gép saját hidraulikus rendszerével. A záró térfogatáram nagyságát a „h” résméret változtatásával lehet beállítani (22. ábra).

A **zuhanásgátlók** (21. ábra) kifejezetten ilyen célra lettek kifejlesztve. A védett munkahengertérre szerelt zuhanásgátló zárótestét az előfeszített rugó nyitott helyzetben tartja, biztosítva a mindkét irányú áramlást. Amennyiben csőtörés miatt (2-es hely) a munkahenger felől az üzemszerűnél lényegesen nagyobb térfogatáram érkezik, a „h” jelű résen fellépő torlónyomás a zárótestet az ülékre szorítja.



22. ábra

A szelepek szerkezeti felépítése, működése, ill. a záró térfogatáram beállítása igen egyszerű, az alkalmazás során azonban néhány szempontot feltétlenül figyelembe kell venni:

a., a szelepeket minden esetben csőtörést kizáró módon közvetlenül a védett henger térhez kell csatlakoztatni, pl. vágógyűrűs csőkötés nem lehet. Legegyszerűbb közvetlenül a munkahenger menetes csatlakozó furatába, a csőcsavarzat alá becsavarítani. Ha a rendelkezésre álló hely ezt nem teszi lehetővé, akkor a hengerbe közvetle-

nül becsavarható adapterlapot kell alkalmazni. Ez az előírás egyébként valamennyi zuhanásgátló megoldásra vonatkozik.

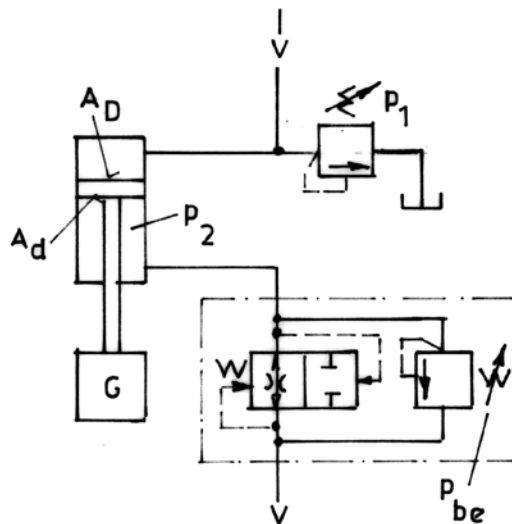
b., a viszkozitás változásból, a pontatlan beállításból eredő akaratlan működés elkerülésére célszerű a „h” résméretet az üzemszerűen fellépő legnagyobb térfogatáram legalább 1,5-szeresére beállítani.

c., a különösen nagy felületarányú munkahengerek rúdoldali terének védelmének fellépésénél lezár. Az így fellépő nyomás károsíthatja a védett részt. Ennek kivédésére két lehetőség kínálkozik:

- a zuhanásgátlóval közös adapterlapba épített direktvezérlésű (szivárgásmentesen záró) nyomáshatároló beépítése (23. ábra).

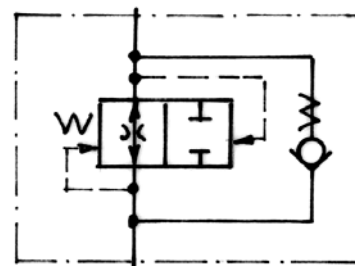
$$p_{be} < \frac{G}{A_d} + \varphi \cdot p_1$$

- a zuhanásgátló szeleptányójában kis méretű (néhány tized mm átmérőjű) fojtófurat elhelyezése.



23. ábra

d., a szelepek beállításánál ügyelni kell a védett munkahengerek felületarányaira is. Gyakori, hogy a rúd-, ill. a dugattyúoldali szelepeket különböző értékekre kell beállítani. Ily módon előfordulhat, hogy a rúdoldali védelemnél a „h” résméretet olyan kicsire kell állítani, hogy a betáplálásnál túlságosan nagy ellenállás keletkezik. Ilyen esetben célszerű a zuhanásgátlót visszacsapószeleppel megkerülni (24. ábra).



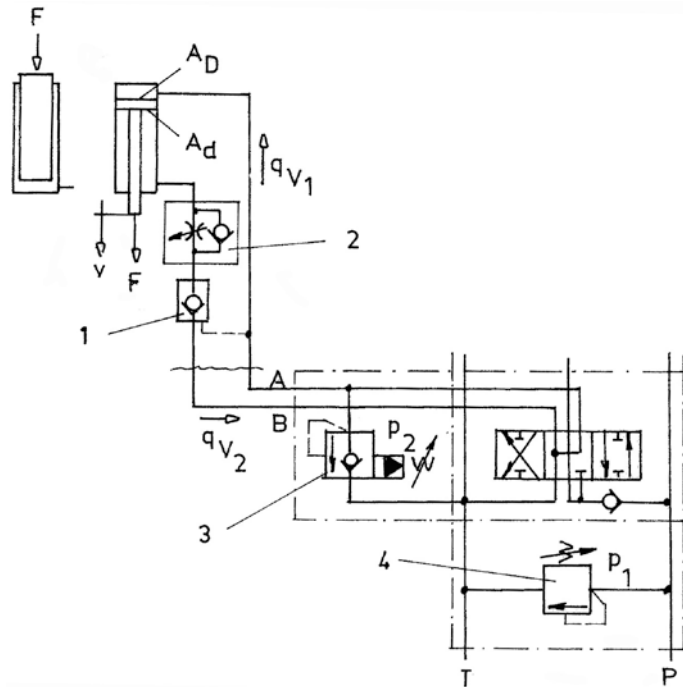
24. ábra

e., a zuhanásgátló megszólalásakor a védett (terhelés alatti) hengertérből a munkafolyadék csak a menetárok résein tud távozni, a munkahenger tehát majdnem szivárgásmentesen zárt, nem mozgatható.

f., olyan esetekben, amikor a záró térfogatáramot pontosan kell beállítani, célszerű olyan zuhanásgátlót alkalmazni, amely a rendszer megbontása nélkül, kívülről állítható.

Zuhanásgátlás vezérelt visszacsapószeleppel (25. ábra). A negatív terhelőerő, vagy

teher süllyesztés esetén, az öntörvényű mozgás megakadályozására a kifolyóágban áramirányítót kell elhelyezni. Ezt a célt szolgálja a fojtó-visszacsapószelep (2). Az egyszeres működésű munkahengereknél a süllyedési sebesség (v) és a szivattyú térfogatárama (q_{vs}) között semmilyen kötöttség nincs. A kettős működésű munkahengereknél viszont a fojtóval (2) beállított süllyedési sebességnek (v) kisebbnek kell lennie, mint amit a szivattyú térfogatárama (q_{vs}) és a munkahenger dugattyúfelülete (A_D) egyébként meghatározna.

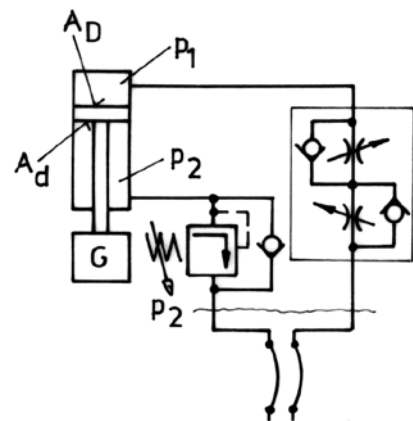


25. ábra

Azaz:
$$v = \frac{q_{v2}}{A_d} = \frac{q_{v1}}{A_D} < \frac{q_{vs}}{A_D}$$

Ellenkező esetben ugyanis a teher mozgása rángatózó lesz, mivel a vezérelt visszacsapószelep (1) nyitási feltétele csak pillanatonként teljesül. A periodikusan kialakuló nyitás/zárás a teher egyenlőtlen mozgásán túl egyébként is káros, mivel az adott körfolyamágban nem kívánatos nyomáslengéseket gerjeszt. Az útváltó „A”-jelű csatornája a kettős működésű munkahengereknél az A_D munkatérre és a vezérelt visszacsapószelep (1) vezérlőkamrájára, az egyszeres működésűeknél pedig csak ez utóbbihoz kapcsolódik. A terhelte – zárt állapotú – vezérelt visszacsapószelep nyitónyomása (p_x) a terhelési nyomás – $p = F/A_d$ – töredéke. A süllyesztési munkafázis említett/szükséges túlfolyószelepes üzem módja miatt energiatakarékossági szempontból a vezérlőág nyomását célszerű a minimálisan szükséges értéken (p_2) korlátozni. Ez esetben a túlfolyó szerepét a primér nyomáshatároló (4) helyett a szekunder nyomáshatároló (3) veszi át. Az irányítóelemek (1; 2), csőtörés biztos csatlakoztatása esetén, csőtörés csak a jelölt helyen következhet be. Ez esetben a teher mozgása vagy megáll, vagy az üzemi sebességgel folytatódik.

Zuhanásgátlás **nyomáshatárolóval** (26. ábra). Egy megfelelően előfeszített nyomáshatároló igen jó zuhanásgátló. Ha a nyomáshatároló nyitónyomása nagyobb, mint a munkahenger terében a terhelés meghatározta nyomás, akkor a teher a csővezeték állapotától függetlenül nem süllyed le.



26. ábra

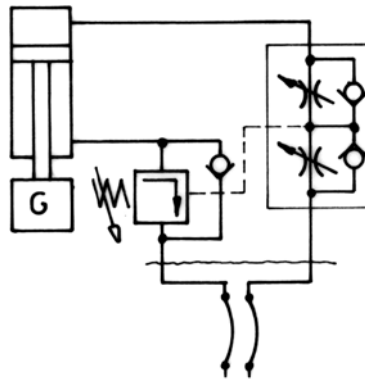
$$p_{nyitó} = (1.15 \div 1.2) \cdot \frac{G}{A_d}$$

Ahhoz, hogy a teher süllyedjen, az A_D jelű munkahengertérben

$$p_1 \geq \frac{(0,15 \div 0,2)G}{A_D} = \frac{(0,15 \div 0,2)p_2}{\varphi}$$

nyomást kell létrehozni.

A jelölt helyen fellépő csőtörésnél a teher állapota változatlan lesz, ha az korábban állt, vagy süllyedt. A süllyedés viszont csőtörés esetén is egyenletesen a beállított sebességgel (befolyóági) folytatódik és bármikor megszüntethető. Felhasználható sebesség irányítására, olyan esetekben, amikor a terhelés és a sebesség azonos irányú. Hátránya, hogy alkalmazásával romlik a rendszer hatásfoka, mivel a süllyesztés is energiát igényel.



27. ábra

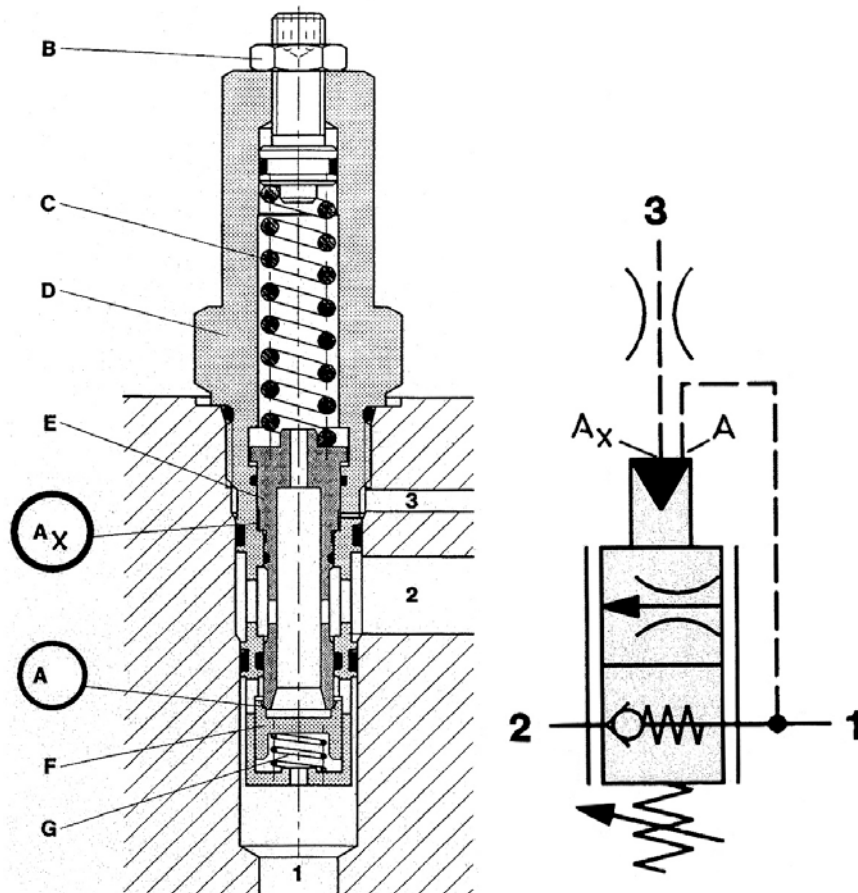
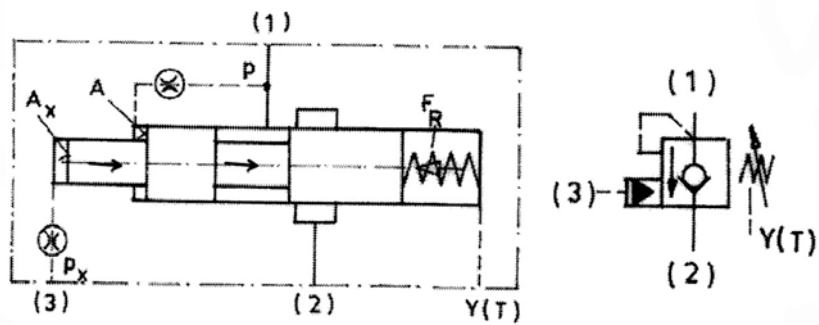
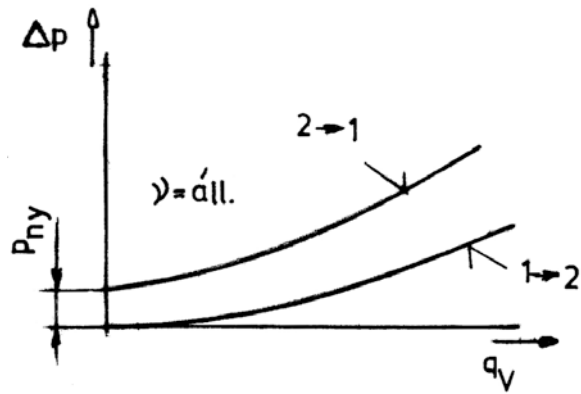
Nyomáshatároló helyett **nyomásra kapcsoló** szelepet alkalmazva a hatásfok kedvezőbb alakul (27. ábra). A süllyedés csőtörés esetén is egyenletes sebességű és megfelel a fojtón beállított értéknek. A visszacsapószelep szerepe itt is az emelés függetlenítése a nyomásirányító hatásától. Jól felhasználható sebesség irányítására egyező irányú terhelés és sebesség esetén, mivel a dugattyú semmilyen esetben sem mozoghat gyorsabban, mint amit az áramirányító áteresztése és a dugattyúfelület meghatároz.

Süllyesztő-fékszelepek ugyanazt a feladatot látják el, mint az eddig ismertetett irányítóelemek, de a specialitásuk miatt kedvezőbbek a paramétereik (28. ábra). Szivárgásmentes kialakításúak és a visszacsapószelepet általában beépítve tartalmazzák.

Segítségükkel a sebesség a terhelés értelmétől függetlenül jól irányítható.

Felhasználhatók:

- a külső mechanikai terhelés értelmének váltásakor – $F^{(+)} \rightarrow F^{(-)}$ – ellentartószelepként,
- a munkahengerek munkatereinek szivárgásmentes zárására (helyzettartás),
- szekunder nyomáshatárolásra,
- fékezőszelepként.



28. ábra. Hydac típus

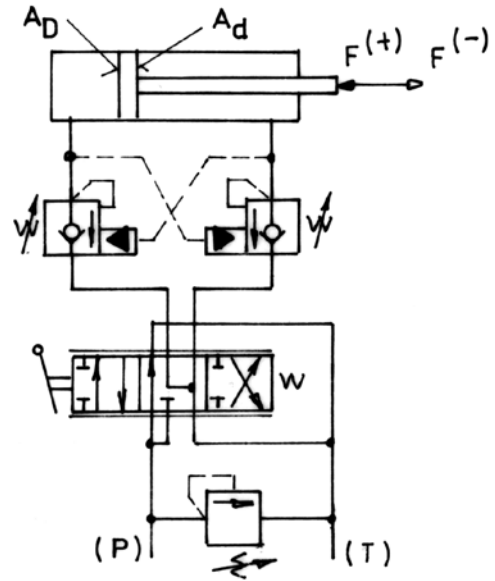
A rugóerő: $F_R = p \cdot A + p_x \cdot A_x$

A szokásos felületviszony: $\frac{A_x}{A} = 3;5;8$

A beállításuk nyomáshatárolóként történik:

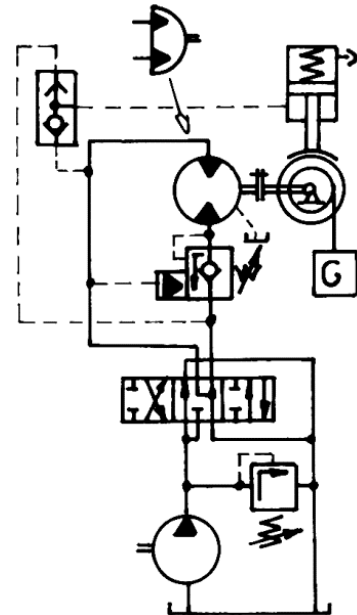
$$p = \left(\frac{1,15 \div 1,2}{A_d} \right) \cdot F_{\max}^{(-)} \quad p_x = 0 !$$

Az eddig ismertetett, hidraulikus zárként is alkalmazott irányítóelemek tökéletes zárása csak akkor biztosított, ha az útváltó középhelyzetében azok kimenetén és a vezérlővezetékében is közel atmoszférikus a nyomás értéke, tehát összeköttetésben van a tartállyal. Ez az útváltók csatornáinak megfelelő elrendezésével érhető el. Tehát az útváltók belső kapcsolása középhelyzetükben nem lehet tetszőleges, olyannak kell lenni, hogy az említett vezetékeket tehermentesítse (25.; 29. ábrák).



29. ábra

Helyzettartás: az eddig ismertetett kapcsolások munkahengeres mozgásoknál – azok tökéletes tömítettsége mellett – helyzettartást is biztosítanak. Hidromotoros mozgás esetén, a résveszteségek miatt a helyzettartás csak rögzítőfékkel lehetséges, amely napjainkban már a hidromotorok integrált részét képezi. Minden szándékolt mozgásnál a rögzítőféket „VAGY”-szelepen keresztül automatikusan ki kell emelni (30. ábra). Határozott szögelfordulású motoroknál erre csak a lapátos, illetve a menetorsó/anya mozgásátalakítóval rendelkezőknél van szükség. [7]

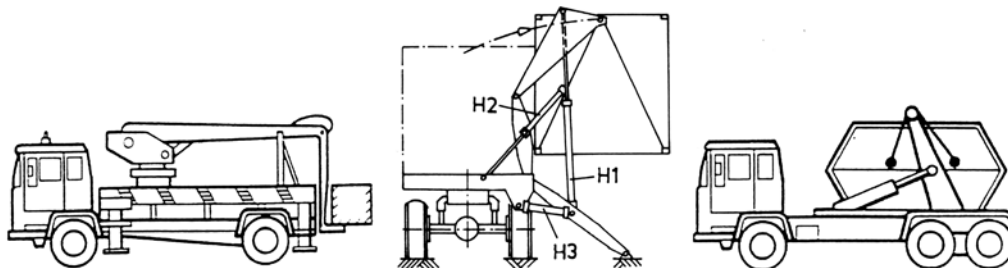


30. ábra

5. Technológiai szervek munkahengeres, ill. hidromotoros mozgatása. Soros és párhuzamos kapcsolások

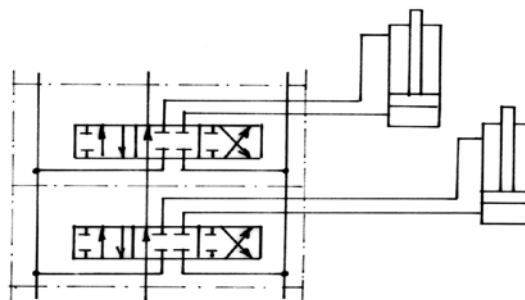
5.1. A munkahengeres mozgatók

A munkahengeres mozgatóknál az egyes munkahengerek rendszertechnikailag szinte kizárólag párhuzamosan kötöttek. Működtethetők **közös-** vagy **saját** útváltókkal. Az előbbi esetben a szükséges szinkronmozgást vagy mechanikai csatolással, vagy áramviszonyállandósítókkal biztosítják. Saját útváltóval való működtetéskor a mobil útváltó egyes szekciói rendszertechnikailag párhuzamos kapcsolásúak. A munkahengerek ez esetben működtethetők **egyedileg**, ill. **egyidejűleg** is. Egyedi működésnél a működési sebességet azok névleges mérete (D ; d) mellett a térfogatáram határozza meg.



31. ábra

Egyidejű működésnél viszont a párhuzamos kapcsolat miatt a működési sebességre a külső terhelések meghatározta nyomásesések is jelentős hatással vannak. A mobil útváltók arányos működésű változatai – $q_v = f(x; \Delta p = \text{áll})$ – a mozgásirány mellett a mozgásjellemző ($v; n$) vezérlésére is alkalmasak. Az egyidejű működtetésnél problémát jelent/jelenthet, ha a kivezérések eredője nagyobb térfogatáram átengedését teszi/tenné lehetővé, mint a szivattyú maximális folyadékhozama (33/a. ábra). Az ábra bal oldalán a „hagyományos” változat látható, ahol a fojtási keresztmetszetek (A_f) az útváltók fojtóelei az elékapcsolt nyomáskülönbség állandósítókkal, melyek így befolyóági 2-utú áramállandósítóként viselkednek. A jobb oldali részen pedig a terhelő nyomás változásra érzéketlen tolattyús tag – az ún. „LUDV” – megoldása látható. A két változatot összevetve, legyen mindkettőnél:



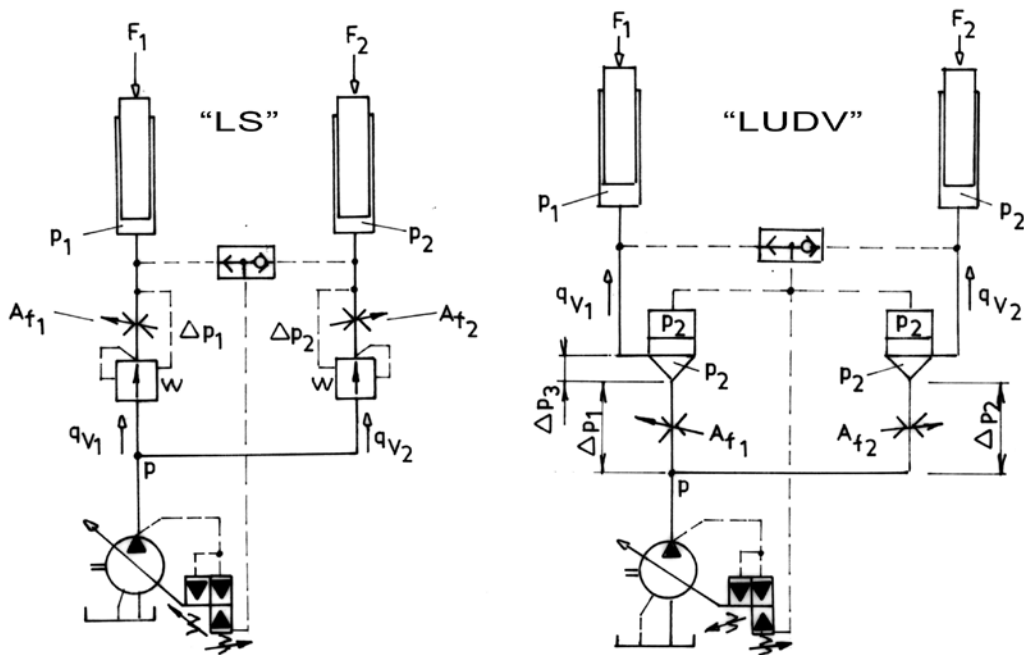
32. ábra

$$p_2 > p_1 \rightarrow p = p_2 + \Delta p_{LS}$$

A hagyományos kialakításúnál:

- ha: $q_{v(\text{sziv})} > \sum q_v = q_{v1} + q_{v2}$, akkor a térfogatáramok csak a fojtási keresztmetszektől függenek, azaz:

$$q_{v1} = f(A_{f1}) \quad q_{v2} = f(A_{f2})$$



33.a. ábra

- ha: $q_{v(sziv)} < \sum q_v$, akkor $\Delta p_1 \neq \Delta p_2$ és a térfogatáramok a fojtási keresztmetszetek mellett a terhelő nyomástól/nyomáskülönbségtől is függenek, azaz:

$$q_{v1} = f(A_{f1}; \Delta p_1) \quad q_{v2} = f(A_{f2}; \Delta p_2)$$

A LUDV-változatnál pedig minden esetben:

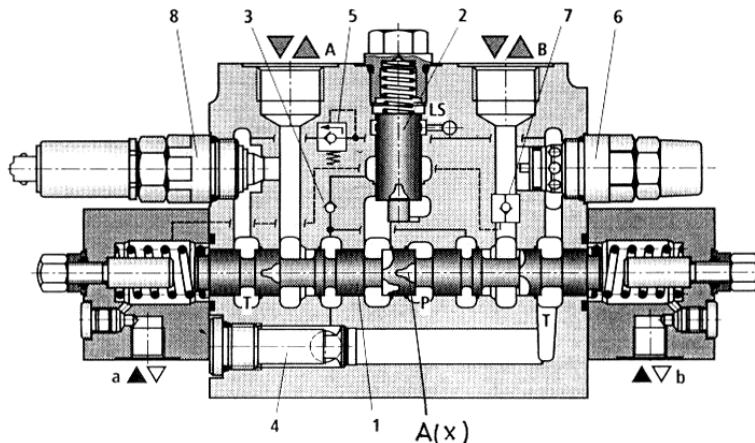
$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = p - p_2 = p_2 + \Delta p_{LS} - p_2 = \Delta p_{LS},$$

tehát a térfogatáramok aránya megegyezik a fojtási keresztmetszetek arányával:

$$\frac{q_{v1}}{q_{v2}} = \frac{A_{f1}}{A_{f2}}$$

Ha itt $q_{v(sziv)} < \sum q_v$, akkor az egyes térfogatáramok $\varphi = \frac{q_{v(sziv)}}{\sum q_v} < 1$ arányban térnek el az

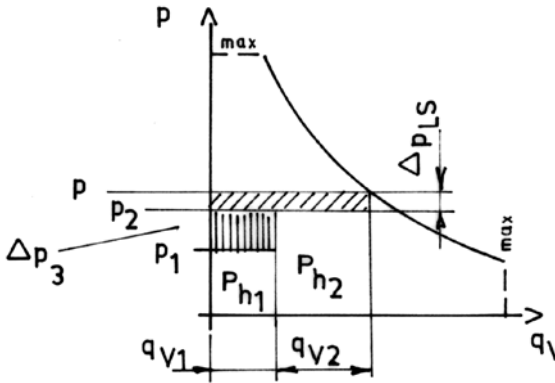
elvárt értéktől, azaz $q'_{v1} = \varphi \cdot q_{v1}$, ill. $q'_{v2} = \varphi \cdot q_{v2}$.



33.b ábra. Bosch – Rexroth típus

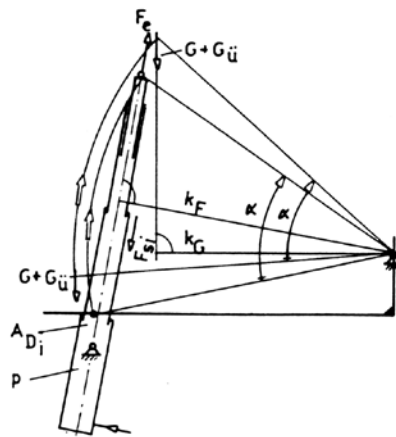
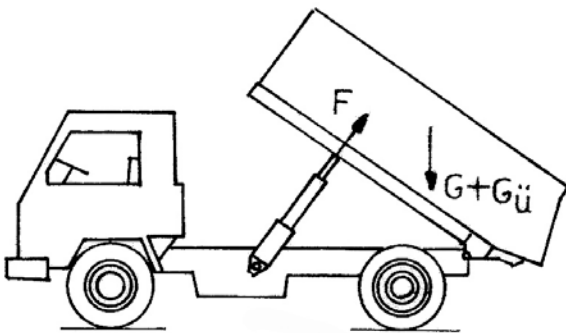
Két-két útváltótag ez esetben fojtásos áramviszony állandósítóként funkcionál.

A 34. ábrán az egyidejű, párhuzamos üzemmód viszonyai láthatók teljesítménykorláttal rendelkező, kettős nyomásviszacsatolt (DFLR) szivattyú esetén.



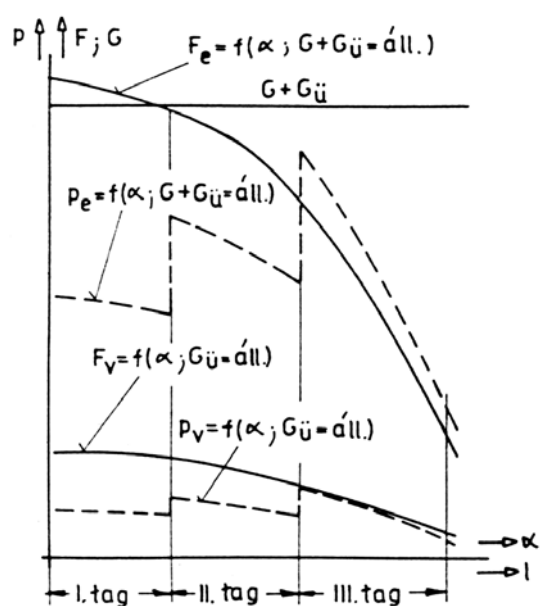
34. ábra

A teleszkópos munkahengerrel történő mozgatás a billenőplatós felépítményű járműveknél alkalmazott. Beépítési helyét tekintve lehet bel-, ill. külpontos, attól függően, hogy a teher súlypontja és a billenő felépítmény forgáspontja között, vagy attól távolabb helyezkedik el. A teleszkóptagokra ható rúdírányú erőt (F_e) állandó külső terhelés ($G+G_{\ddot{u}}$) feltételezésével határozzák meg. A teleszkópok tagváltásakor jelentős statikus nyomásnövekedés lép fel (p_e), s erre szuperponálódnak a fellépő nyomáslenyegések, melyek bemenőjele a relatív felületvál-



35. ábra

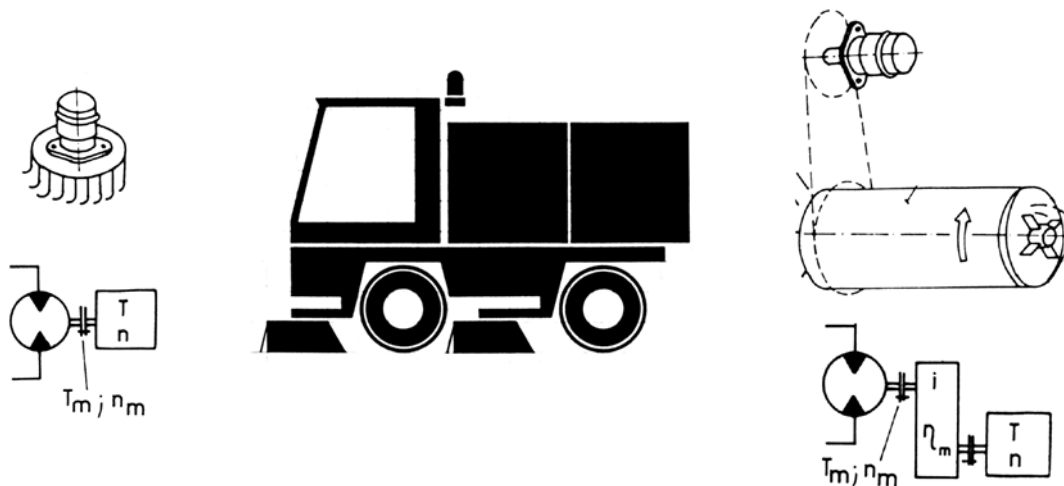
tozásból származó ugrásfüggvény. A tagváltást követő első nyomáslökés abszolút nagysága lineárisan nő a tagváltást megelőző állandósult nyomással, azaz a teleszkóp terhelésével. Az állandósult nyomás növekedése miatt az egymást követő tagváltások során a nyomáslökések nagysága növekszik. Minthogy a hidraulikus induktivitást általában nem lehet változtatni, a csillapítási tényező növelés csak a hidraulikus kapacitás és az ellenállások csökkentése révén lehetséges. Ezért a rendelkezésre álló eszközök a nyomáslökés csökkentésére nagyon korlátozottak. A visszatérítéshez szükséges erő meghatározásához nemcsak a mechanikai sűrűlódásokat kell figyelembe venni, hanem az



egyes teleszkóptagokban levő munkafolyadék kiszorításához szükséges – nyomásból származó – erőt is. A mechanizmus önsúlyának és a méreteknél az ismeretében meghatározható a visszatérítő erő (F_v), illetve a teleszkóptagokban uralkodó statikus nyomás – $p_{vi} = \eta_m \cdot \frac{F_v}{A_{Di}}$ – löket-, ill. szöghelyzet menti változása. A nyomáslefutás, s az előírt visszatérítési idő ismeretében meghatározható a süllyesztési körfolyamágba építhető hidraulikus ellenállás értéke.

5.2. Hidromotoros hajtások

A hidromotoros hajtásoknál a hajtáskapcsolat lehet **közvetlen**, illetve **közvetett** (hidromechanikus). Azt, hogy adott esetben melyik hajtáskapcsolat a célszerű, egyrészt a hajtás mechanikai követelményrendszere – nyomaték és fordulatszám tartomány –, másrészt a szóba jöhető hidromotorok típusjellemzői határozzák meg, melyek rendre a következők:

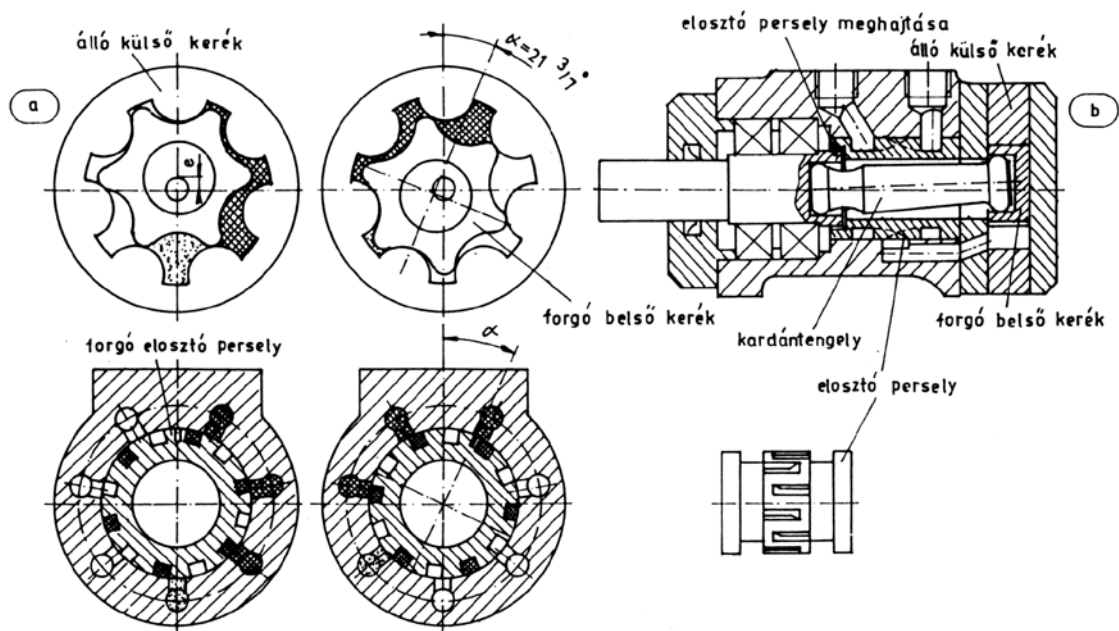


36. ábra

- **külső fogazatú fogaskerekes** motorok: általában a kisebb műszaki követelményeket támogató hajtásokban alkalmazzák, ahol nem döntő az igen kedvezőtlen indítónyomaték, a rossz hatásfok, a nagy minimális fordulatszám. Terhelés alatt nehezen indíthatók, gyakran csak egy irányba forgathatók. E motoroknál igen nagy figyelmet kell fordítani a kifolyóágban kialakuló nyomásokra, mert a megengedett érték túllépése vagy a tengelytömítést teszi tönkre, vagy a réskiegyenlítés erőegyensúlyának felborításával a résvesztésnövekedést növeli és az élettartamot csökkenti.
- belső fogazatú ún. **ORBIT**-motor: működésének a lényege a következő.

A belső fogazatú külső kerék áll és a belső kerék rajta folyamatosan legördül, így forgó mozgása mellett bolygó mozgást is végez a külső kerék középpontja körül egy „e” sugarú kör mentén. E megoldásnak köszönhetően a tengely egy körülfordulása alatt a belső kerék hatszor járja körbe a külső kereket, vagyis minden egyes fogárok hatszor telik meg folyadékkal, ill. ürül ki. Így a tengely egy fordulata alatt – a fogszámoknak megfelelően – $6 \times 7 = 42$ térfogatváltási ciklus játszódik le. Ezért igen kis szerkezeti méretek

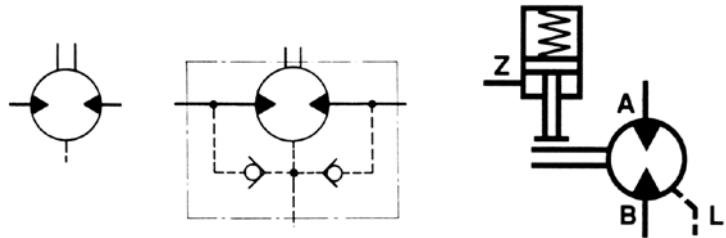
mellett is igen nagy a motor munkatérfogata (V_g) és a nyomatéka. Az egyes fogárkok megfelelő sorrendben való kapcsolását a nyomó-, ill. a kifolyótérhez egy, a tengellyel együtt forgó elosztópersely valósítja meg. A bolygómozgást végző belső kerék és a kimenő tengely között a nyomatékot kardántengely viszi át. E motortípus kiválóan megfelel a mobil berendezések követelményeinek. Külön áttétel nélkül közvetlen kisfordulatú hajtóegységként alkalmazható. A beépítéssel kapcsolatban sem igényes, hiszen hajtótengelye jelentős axiális és radiális erőket képes felvenni. Élettartama jó és nem nagyon érzékeny a szennyeződésre. Hatásfoka megfelelő, ha nem is kiváló, indítónyomatéka jó.



37. ábra. Danfoss típus

- **radiáldugattyús motorok:** kis fordulátú, nagy indítónyomatékú, jó hatásfokú, halk járású motorok. Fordulatszám- és nyomatékingadozásuk az összes motortípus között kis fordulatoknál a legkisebb. A hajtótengely a csapágyazásának köszönhetően nagy radiális és axiális erők felvételére alkalmas.
- **axiáldugattyús motorok:** fontos jellemzője, hogy induláskor és kis fordulatszámokon akadó mozgásúak, s az indítónyomatékuk a névlegesnek csupán $60 \div 30\%$ -a. Nyomatékuk, ill. szögsebességük periódikusan ingadozik. Ferdeház és ferdetárcsás, továbbá állandó és változtatható fajlagos munkatérfogatú kivitelben egyaránt megtalálhatók. A változtatható munkatérfogatúakat általában csak egyirányú dőlési szöggel gyártják, melynek legkisebb értéke: $\alpha_{\min} = 6 \div 7^\circ$. Ennél kisebb szögnél önzárás következik be, s a motor a $q_v = \text{áll.}$ -ból adódó egyre nagyobb fordulatszámfeltétel ellenére megáll. Jó hatásfokúak, minimális fordulatszámuk: $10 \div 20$ (1/min).

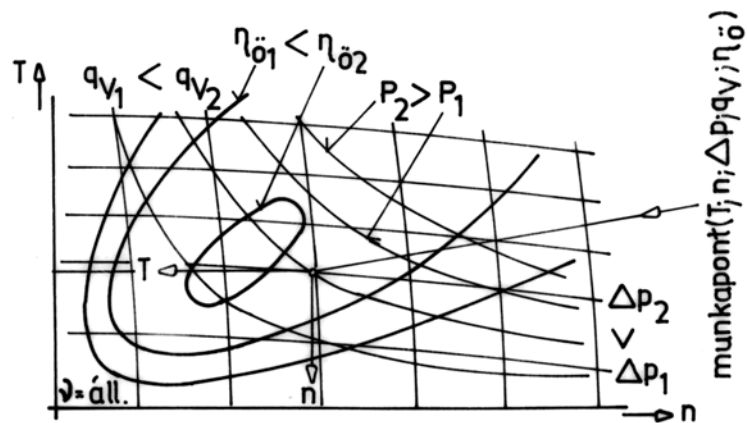
A **hidromotorok** általában külső résolaj elvezetéssel rendelkeznek. Terhelt kifolyóág, vagy soros kapcsolat esetén a beépített visszacsapószelepes kialakítást kell választani. A hidromotorok egy része már gyárilag beépített rögzítőféket is tartalmaz. (38. ábra) A hidromotor(ok) **kiválasztása** előtt a működtetett rendszer mechanikai követelményei alapján ismerni kell a tengelycsonkra vonatkoztatott nyomatékterhelést (T_m) a hozzátartozó fordulatszámmal (n_m), vagy ezek tartományát. A **közvetett** hajtáskapcsolatnak (36. ábra) megfelelően megváltozik a hidromotor tengelyének nyomatékterhelése és a fordulat száma is:



38. ábra

$$T_m = \frac{1}{i \cdot \eta_m} \cdot T; \quad n_m = i \cdot n$$

A hajtáskapcsolatban a mechanikus áttétel az esetenkénti szükségszerűség mellett, kedvező lehet azért is, mert általa optimálisabban illeszthető a hidromotor a külső mechanikai követelményekhez. Az összetartozó nyomaték-fordulatszám értékpár a $[T-n]$ számsíkon kijelöli azt a munkapontot – vagy annak tartományát – amelyben a hidromotornak dolgoznia kell. Az áttétel alkalmas megválasztásával a munkapont a hidromotor jobb összhatásfokú mezejébe tolható, ami jelentékeny élettartam-növekedést is eredményez. A hidromotorok kiválasztása a fentiek ismeretében mindenkor a kagylódiagramjaik alapján történhet (39. ábra).



39. ábra

A kagylódiagramból a hidromotor üzemvitelét jellemző legfontosabb összetartozó adatok:

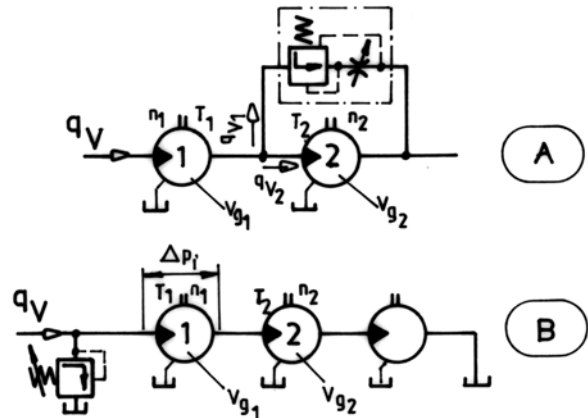
- leadott nyomaték (T)
- fordulatszám (n)
- összhatásfok ($\eta_{\text{ö}}$)
- nyomásesés (Δp)
- szükséges térfogatáram (q_v)
- leadott teljesítmény (P)

közvetlenül kiolvashatók. A gazdaságos üzemvitel miatt a hidromotor kiválasztásánál maximálisan törekedni kell arra, hogy a munkapont (vagy annak tartománya) a kagylódiagram magjába, vagy annak közvetlen környezetébe essék. [5]

5.2.1. Hidromotorok körfolyambeli rendszertechnikai kapcsolata

A továbbiakban csak az ún. **közvetlen** kapcsolatról lesz szó, amikor a hidromotorok közötti soros- vagy párhuzamos kapcsolatot csak az összekötő csővezeték létesíti.

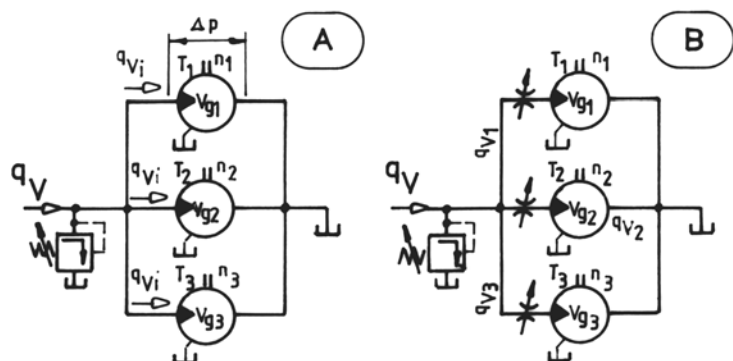
- **soros** kapcsolásnál (40. ábra) az egyes hidromotorokon a külső nyomatékterhelés meghatározta nyomásesés (Δp_i) összegződik, a térfogatáram (q_v) pedig a volumetrikus veszteségektől eltekintve azonos. Ténylegesen azonban a térfogatáram az áramlás irányában az egyes hidromotorok külső résvesztéseivel lesz kevesebb. Ha a hidromotorok eltérő fordulatszámára van szükség, úgy ennek biztosítására két lehetőség van. Egyrészt a hidromotorok fajlagos munkatérfogatát adott térfogatáram esetén a szükséges



40. ábra

fordulatszámoknak megfelelően – $n = \frac{q_v}{V_g}$ – választani, „B” másrészt a szóban forgó hidromotor(ok) előtt a rendszert áramirányítókon (fojtó, 2-utú áramállandósító) keresztül megcsapolni „A”. A térfogatáram ezzel a szükséges mértékben osztható. Terhelésfüggetlen fordulatszám csak áramállandósítóval biztosítható.

- **párhuzamos** kapcsolásnál (41. ábra) az egyes körfolyamágakon (hidromotorokon) kialakuló nyomásesés (Δp) azonos, a térfogatáram-igény (q_{vi}) pedig összegződik „A”. A nyomásesés (Δp) kialakulásában a legkisebb külső nyomatékterhelésű ág lesz a meghatározó, az egyes hidromotorok kialakult munkapontjai (T; n) pedig csak az adott külső terhelési viszonyok mellett lesznek stabilak. Ha a hidromotorok tengelyeinek nyomatékterhelése az adott egyensúlyi állapothoz képest megváltozik, akkor az új egyensúlyi állapotnak megfelelően egyes hidromotorok leállhatnak, míg mások túlpöröghetnek.

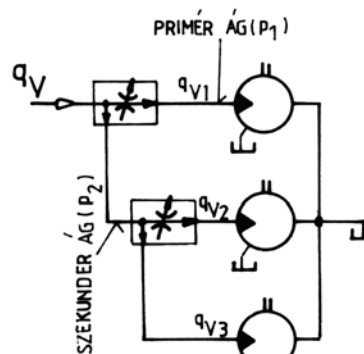


41. ábra

Ezt elkerülendő, párhuzamos kapcsolásnál a hidromotorokkal sorba kötött áramirányítókat kell alkalmazni „B”. Ezek lehetővé teszik a hidromotorok esetleges szinkronfutásának, vagy eltérő fordulatszámának a beállítását is. Áramállandósítók beépítése esetén a fordulatszám csak a hidromotorok nyomatékterhelésével arányosan változó rész-

veszteségének megfelelő – esetenként jelentéktelen – mértékben tér el a beállítottól. Sorba kötött áramirányítók esetén a szivattyú és a hidromotorok közötti nyomáshatároló túlfolyó funkciót lát el, mivel: $q_v > \sum q_{vi}$.

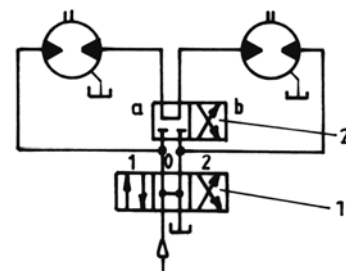
Energetikailag – különösen jelentékenyen változó külső terhelések esetén – sokkal kedvezőbb megoldás a hidromotorok 3-utú áramállandósítók keresztüli párhuzamos kapcsolata (42. ábra). A mobil gépek körfolyamainál előszeretettel alkalmazzák ezt a megoldást. Ez esetben a veszteségek mindig csak az adott terhelésnek megfelelő nyomáson jelentkeznek. A 3-utú áramállandósító nyomáskülönbség-állandósítójának tehermentesített, vagy tehermentesítetlen volta a helyes működés feltételeként meghatározott nyomásegyenlőtlenséget igényel a primér/szekunder ágak között:



42. ábra

- ha tehermentesített, akkor: $p_1 \geq p_2$
- ha tehermentesítetlen, akkor: $p_1 > p_2$

Erre a kiválasztásnál, különösen változó terhelési viszonyok között gondosan ügyelni kell. Előfordulhat, hogy ugyanazon körfolyammal kell biztosítani két hidromotor soros és/vagy párhuzamos üzemét, erre mutat megoldást a 43. ábra körfolyam részlete. A hidromotorok forgásirány vezérlése az (1) útváltóval lehetséges, melynek „úszó” középállásbeli csatornkapcsolata párosulva a (2) útváltó „a” kapcsolási állásával lehetővé teszi a hidromotorok üresjáratát. A (2) üzemmódválasztó útváltó „a” kapcsolási állásában a hidromotorok sorosan, a „b” kapcsolási állásában pedig párhuzamosan kötöttek.



43. ábra

5.2.2. Fékezés

A hidromotorral hajtott adott tehetetlenségi nyomatékú rendszer fékezése kétféle módon szokásos:

- hidraulikus ellenállással (passzív fékezés)
- ellenáramú térfogatárammal (aktív fékezés)

A mozgási energia, a szögsebesség és a fékezési nyomáskülönbség között a következő összefüggés írható fel:

$$\frac{1}{2}(\Theta_m + \Theta_{red}) \cdot \omega^2 = \frac{1}{\eta_{mh}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot V_g \cdot \Delta p$$

A két fékezési mód nyitott-, és zárt körfolyamnál egyaránt megvalósítható. A **hidraulikus ellenállással** történő fékezésnél a mozgási energiát a tömegtehetetlenség által továbbforgatott és ez esetben „szivattyú”-ként működő hidromotor terhelésével emészti fel. A hidraulikus ellenállás szerepét nyomáshatároló tölti be. Ez a fékezési mód lehetővé teszi a fékezési nyomaték-, és idő fokozatmentes vezérlését.

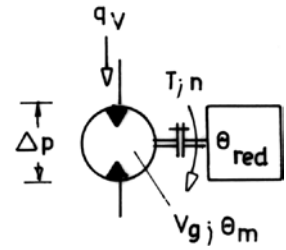
A hidromotor tengelyének nyomatékterhelése:

- motoros üzemállapotban:

$$T_{t(m)} = \eta_{mh(m)} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot V_g \cdot \Delta p$$

- szivattyús üzemállapotban:

$$T_{t(sz)} = \frac{1}{\eta_{mh(sz)}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot V_g \cdot \Delta p$$



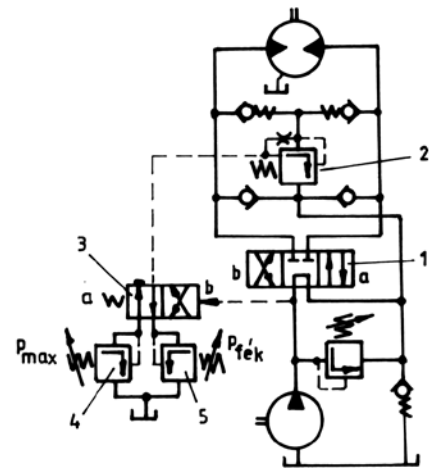
44. ábra

Mivel a nyomáshatároló mindkét üzemállapotban azonos nyomást határol, a szivattyús üzemállapotban

$$\frac{T_{t(sz)}}{T_{t(m)}} = \frac{1}{\eta_{mh(m)} \cdot \eta_{mh(sz)}} \cong \frac{1}{\eta_{mh}^2}$$

értékkel nő a hidromotor tengelyének nyomatékterhelése, ami nem kívánatos. Fékezésnél tehát nem szabad a nyomáshatárolót a maximális-, hanem csak az $\eta_{mh}^2 \cdot p_{max}$ értékre beállítani. Ez esetben viszont a hidromotor nem használható ki teljesen. A maximális-, és a fékezési nyomás különválasztására mutat megoldást a 45. ábra körfolyama. Itt a terhelés szerepét betöltő elővezérelt nyomáshatároló (2), az útváltó (3) közvetítésével két darab elővezérlővel (4; 5) rendelkezik. A motoros üzemállapotban az útváltó (3) „b” kapcsolási állásában a maximális-, a szivattyús üzemállapotban az útváltó „a” kapcsolási állása mellett pedig a fékezési nyomás érvényesül.

Az **ellenáramú fékezést** a térfogatáram irányváltásával valósítják meg, mégpedig nyitott körfolyamoknál az útváltó csatornkapcsolat-, zárt körfolyamoknál a szivattyú áramirányának a megfordításával. Ez a fékezési mód az ellenállásos fékezéshez viszonyítva nagyobb dinamikus igénybevételt és rövidebb fékezési időt eredményez. [13]



45. ábra

6. Erőátvitel. Hidraulikus hajtóművek

Az erőátvitel technikai berendezéseinek nagy részénél megtalálhatók a különféle hajtóművek, melyek konstrukciós kialakításuktól függően különböznek ugyan egymástól, de a nyomatékclánban betöltött szerepük lényegében azonos. Elvonatkoztatva a hajtás kinematikai láncától a hajtóművek a hajtó- és munkagépek közötti optimális kapcsolatot hivatottak biztosítani. A hajtóművekre általánosságban nagyon találó megállapítás szerint – „egy hajtómű mindig szükséges rossz a hajtó- és munkagép teljesítményének összehangolására, de a forgatónyomaték növelése így mégis jobb és olcsóbb, mint magával a hajtógéppel.” A hidraulikus hajtóművek részletezése előtt célszerű röviden összefoglalni a gépcsoportok üzemi tulajdonságait, különös tekintettel a külső és belső jellemzők, energetikai viszonyok alakulására.

A gépek külső üzemi tulajdonságai alapvetően a $T=f(n)$ függvénykapcsolattal jellemezhető, illetve külső jelleggörbével ábrázolható. A belső tulajdonságokról az $\eta=f(T;n)$ összefüggés, illetve belső jelleggörbe ad felvilágosítást. A hajtógép – erőátvitel – munkagép rendszert, mint gépcsoportot képzeletben szétvágva a terhelési jelleggörbéket kell a hajtásoldal jelleggörbével összevetni, s ezek metszéspontja adja az állandósult üzemállapotra jellemző munkapontot.

A **munkagépek** terhelőnyomatéka a legáltalánosabban vegyes másodfokú egyenlettel írható le, azaz:

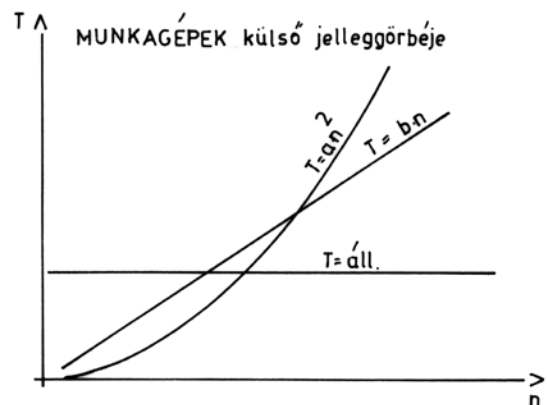
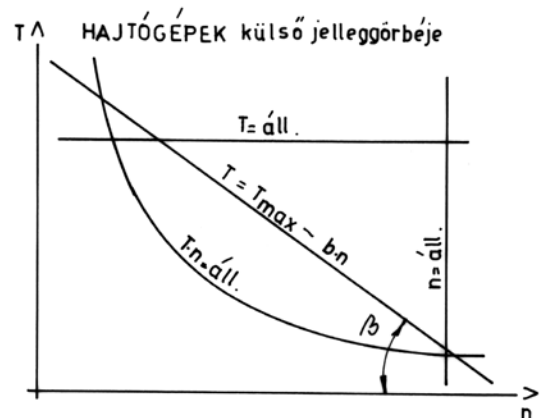
$$T = a \cdot n^2 + b \cdot n + c$$

A **hajtógépek** leggyakrabban sebességtartó ($n=\text{áll.}$), nyomatéktartó ($T=\text{áll.}$) vagy teljesítménytartó ($T \cdot n=\text{áll.}$) természetes jelleggörbével rendelkeznek. Vannak, amelyek ezen három alapvető típustól eltérők, de a jelleggörbe alakja akkor is olyan, hogy a munkasebesség növekedésével a hajtónyomaték csökken, tehát tendenciájában írható:

$$T = T_{\max} - b \cdot n$$

A gyorsuló gép hajtóerejének ilyen jellegű csökkenése biztosítja ugyanis az üzemvitel stabilitását, vagyis a terhelő- és hajtónyomaték megbolygatott egyensúlyi állapotának helyreállítását.

A hajtógépek fontos jellemzője a „merevség”, amely a terhelőnyomatéknak a munkaszervek sebességére kifejtett hatását mutatja:



46. ábra

$$M = -\frac{dT}{dn} = \operatorname{tg}\beta$$

A merevség alapján értékelhető a gépcsoport, ezen belül az energiaátvitel üzeme.

- **kisfokú** merevség ($\beta=35\div55^\circ$): a hajtógép tehermentesítését célozza a durva, lökészerű igénybevételektől. Ez előnyös a gyakori bekapcsolásoknál, de ilyenkor a hajtógép féküzemű működésmódja is rendszerint kívánatos.
- **közepes** merevség ($\beta=75\div85^\circ$): előnyös az üzemvitel stabilitása és önszabályozása szempontjából.
- **nagyfokú** merevség ($\beta=85\div89^\circ$): akkor nyújt előnyöket, ha változó terhelés mellett is biztosítani kell a munkasebesség állandóságát.

Az átadó és átvevő mozgások pontos egybehangolása csak végtelen merevség ($\beta=90^\circ$) mellett lehetséges, melynek kielégítése rendszerint a hajtógép erős túlméretezettségét is megkívánja.

A hajtóművek egyik jelentős csoportját a hidraulikus hajtóművek képezik, melyek alapvetően két jellegzetes csoportra oszthatók:

- hidrodinamikus és
- hidrosztatikus hajtóművek.

A hidrosztatikus – későbbiekben hidraulikus – hajtások további két csoportba sorolhatók, úgymint:

- egyenáramú és
- váltakozó áramú hidraulikus hajtások.

6.1. Hidrodinamikus hajtóművek

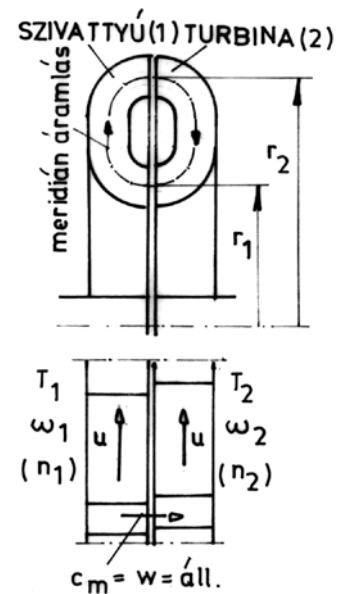
A hidrodinamikus hajtóművek zárt körfolyamban sorbakötött szivattyú (1) és turbinakerékből (2), s esetenként vezetőkerékből (3) állnak. Ezen hajtóműveknek két eltérő üzemi tulajdonságokkal rendelkező egysége van, úgymint:

- hidrodinamikus tengelykapcsoló és
- hidrodinamikus nyomatékváltó.

Működési elvük az impulzusnyomatéki, vagy perdülettételre vezethető vissza.

6.1.1. Hidrodinamikus tengelykapcsoló

Két, rendszerint teljesen radiális lapátoszású lapátkoszorúból: a szivattyú (1) és a turbinakerékből (2) áll. A munkateret egészen, vagy részben kitöltő munkafolyadék mozgása két összetevő eredőjeként áll elő: a forgástengelyen átmenő síkban alakul ki a zárt körfolyamnak megfelelő meridiánáramlás, ugyanakkor a lapátkoszorú(k) forgásának következtében kerületi irányban is létrejön mozgás. (47. ábra)



47. ábra

Az impulzusnyomatéki vagy perdülettételből a nyomaték:

$$T = q_m \cdot (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u})$$

A teljesen radiális lapátózás miatt:

$$c_{2u} = u_2 \quad \text{és} \quad c_{1u} = u_1$$

Ezekkel a nyomaték:

$$\begin{aligned} T &= q_m \cdot (r_2 \cdot u_2 - r_1 \cdot u_1) = q_m \cdot (r_2 \cdot u_{2(s)} - r_1 \cdot u_{1(T)}) = \\ &= \rho \cdot A \cdot c_m \cdot (r_2^2 \cdot \omega_1 - r_1^2 \cdot \omega_2) \end{aligned}$$

mert:

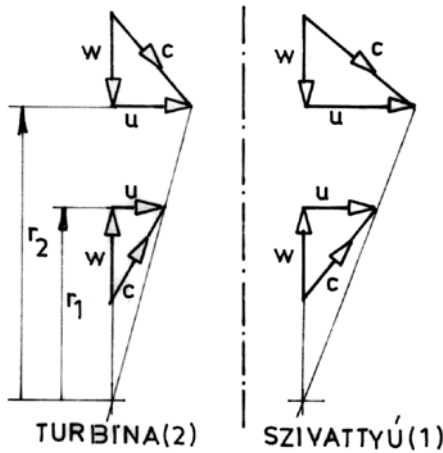
$$\begin{aligned} u_{2(s)} &= r_2 \cdot \omega_{(s)} = r_2 \cdot \omega_1 & u_{1(T)} &= r_1 \cdot \omega_{(T)} = r_1 \cdot \omega_2 \\ q_m &= \rho \cdot A \cdot c_m \end{aligned}$$

A szlip (csúszás)

$$s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \rightarrow \omega_2 = (1 - s) \cdot \omega_1$$

figyelembevételével a nyomaték tovább:

$$\begin{aligned} T &= \rho \cdot A \cdot c_m \cdot [r_2^2 \cdot \omega_1 - r_1^2 \cdot (1 - s) \cdot \omega_1] = \\ &= \rho \cdot A \cdot c_m \cdot [r_2^2 - r_1^2 \cdot (1 - s)] \cdot \omega_1 \end{aligned}$$



48. ábra

A nyomaték tehát zérus, ha:

- $\omega_1 = 0$, azaz nem forog a szivattyúkerék
- $c_m = 0$, azaz nincs meridiánáramlás.

A meridiánáramlást a centrifugális erők különbözősége ($\omega_1 \neq \omega_2$) miatt előálló nyomáskülönbség tartja fenn.

A hidrosztatika alaptörvényét ($p = -\rho \cdot U$) és a centrifugális erőter potenciálját $U = -\frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot \omega^2$ figyelembe

véve felírható a kerekben kialakuló nyomáskülönbség:

$$\Delta p_{(s)} = \frac{\rho}{2} \cdot [r_2^2 \cdot \omega_1^2 - r_1^2 \cdot \omega_1^2] = \frac{\rho}{2} \cdot r_2^2 \cdot \omega_1^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]$$

$$\Delta p_{(T)} = \frac{\rho}{2} \cdot [r_2^2 \cdot \omega_2^2 - r_1^2 \cdot \omega_2^2] = \frac{\rho}{2} \cdot r_2^2 \cdot \omega_2^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]$$

A meridiánáramlást fenntartó nyomáskülönbség pedig:

$$\Delta p = \Delta p_{(s)} - \Delta p_{(T)} = \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \cdot \frac{\rho}{2} \cdot r_2^2 \cdot [\omega_1^2 - \omega_2^2] =$$

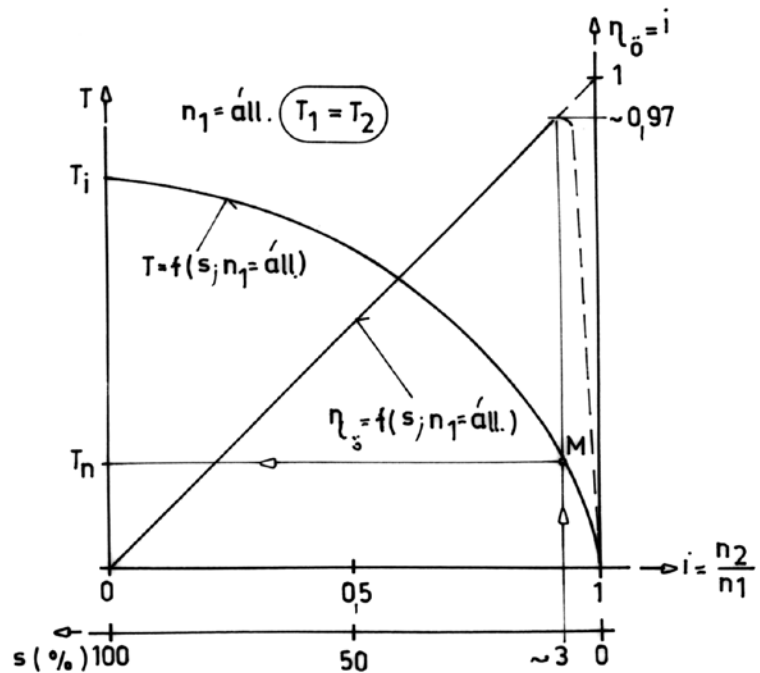
$$= \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \cdot \frac{\rho}{2} \cdot r_2^2 \cdot \omega_1^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] = \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \cdot \frac{\rho}{2} \cdot r_2^2 \cdot (1 - i^2) \cdot \omega_1^2$$

A nyomáskülönbség zérus, s ezáltal nincs meridiánáramlás és nyomatékátvitel, ha $\omega_1 = 0$, azaz nem forog a szivattyúkerék,

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = 1$$

azaz a két kerék fordulatszáma megegyezik: $\omega_1 = \omega_2$ ($n_1 = n_2$).

A hidrodinamikus tengelykapcsoló rögzített szivattyú fordulatszám ($n_1 = \text{áll.}$) melletti jelleggörbéi a 49. ábrán láthatók. Ezen hajtómű legfontosabb tulajdonsága, hogy a **szivattyú (T1) és a turbina (T2) nyomatékának abszolút értéke a szerkezeti kialakításoktól és az üzemállapotoktól függetlenül mindig egyenlő.**



49. ábra

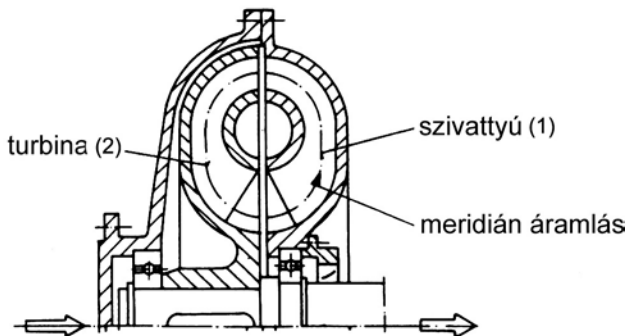
Az összhatéások pedig a teljesítmények hányadosa:

$$\eta_0 = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1}$$

Feltételezve, hogy a hajtómű háza a szivattyúkerékkel forog együtt, a mechanikai hatásfok:

$$\eta_m = \frac{T_1 - T_{\text{súrl.}}}{T_1}$$

ahol: - $T_{\text{súrl.}}$ a légsúrlódásból adódó veszteségnyomaték.



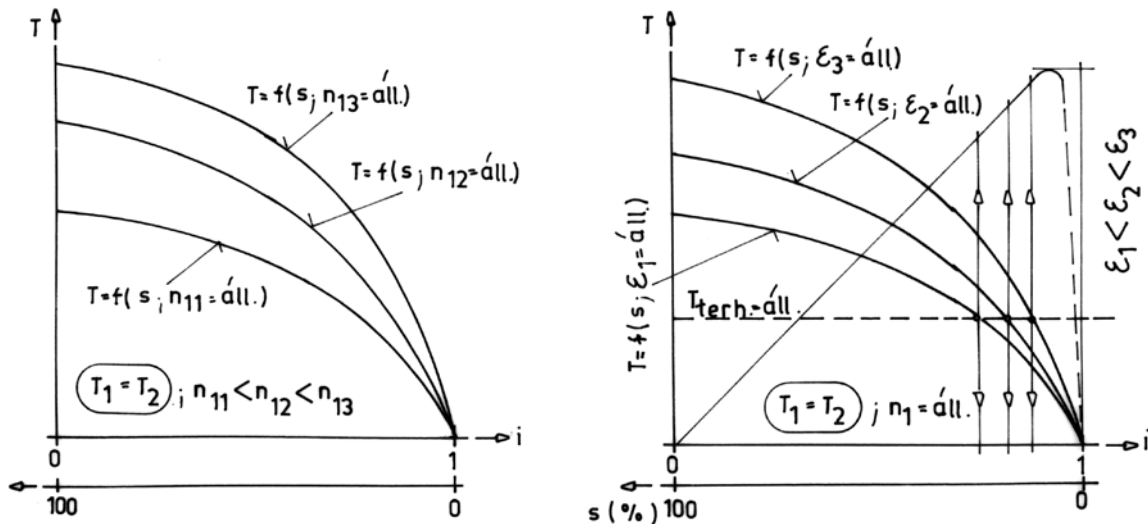
50. ábra

Folytatva az összhatéások kifejtését,

$$\eta_0 = \eta_m \cdot \frac{T_2 \cdot \omega_2}{(T_1 - T_{\text{súrl.}}) \cdot \omega_1} \text{ mivel a munkapont környezetében } T_1 \gg T_{\text{súrl.}}, \text{ ezért}$$

$$\eta_0 = \eta_m \cdot \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \eta_m \cdot i = i, \text{ mert } \eta_m \sim 1 !$$

Az összehatások felírható a szlip figyelembevételével is: $\eta_0=1-s$. Ezen összefüggés szerint a szinkronpontnál ($i=1, s=0$) a hatásfok értéke „egy” lenne. Figyelembe véve azonban, hogy ekkor a részletezettek szerint nyomatékátvitel nincs, így a hatásfok határértéke nulla. Ezt megelőzően a hatásfokgörbe a max. értékéhez tartozó fordulatszám-módosítástól kezdve hirtelen letörnek. A letörés oka, hogy kis csúszásoknál a $T_1 \gg T_{surl}$ feltétel nem teljesül, azaz az utóbbi hatása nem hanyagolható el. A tengelykapcsoló által átvihető névleges nyomaték (T_n) értékét a hatásfok maximumának megfelelően ~3% szlip értékhez rendelik.



51. ábra

Az átvihető nyomaték a primér (n_1) fordulatszám és a töltési fok (ϵ) változtatásával módosítható.

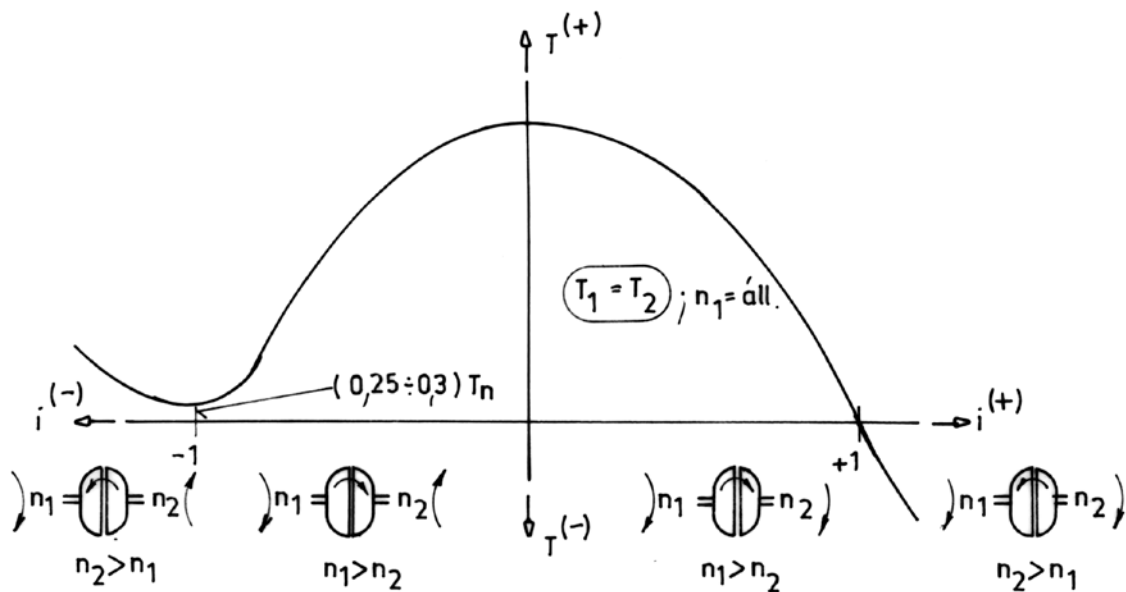
$$\text{A töltési fok: } \epsilon(\%) = \frac{V}{V_{\text{max}}} \cdot 100$$

ahol: $V_{(\text{max})}$ a tengelykapcsolóba tölthető maximális térfogat
 V a betöltött térfogat

Az üzemben változtatható töltési fokú tengelykapcsoló, mint az 51. ábra nyomaték-görbéinek metszéspontjai mutatják, fordulatszám-módosításra is alkalmas.

Azonban ez a nagy mértékű hatásfok romlás miatt gazdaságtalan és a várható melegedés miatt csak szakaszos üzemű lehet.

A hidrodinamikus tengelykapcsoló teljes működési tartományát az 52. ábra jelleggörbéje mutatja, amely vontatási, fékezési és ellenfékezési tartományra bontható.



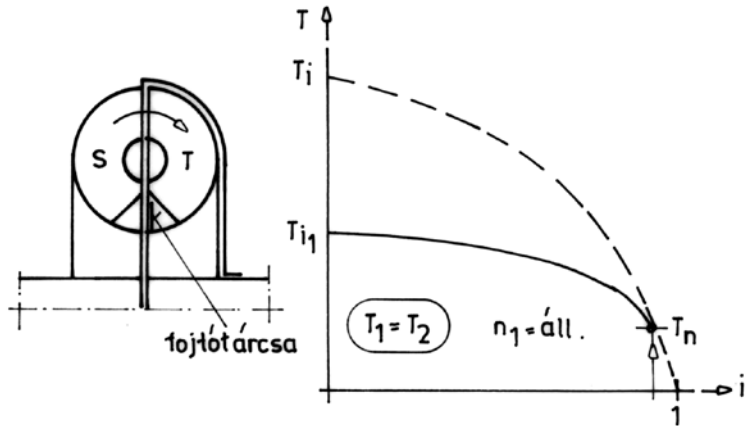
52. ábra

- a **vontatási** üzemállapotokban ($0 \leq i^{(+)} \leq 1$) a tengelykapcsoló a hajtógép teljesítményének veszteségekkel csökkentett részét a munkagépnek továbbítja. A tartomány felső határa elvileg az $i^{(+)} = 1$ értékhez tartozó ún. szinkronpont. Ebben a pontban a turbina és a szivattyú szerepet cserél – $n_2 > n_1$ – megfordul a meridiánáramlás iránya s bekövetkezik
- a **fékezés**i üzemállapot: ($i^{(+)} > 1$) a munkagép energiáját a féküzemben dolgozó hajtógép emészti fel. Ha a lapátkoszorúk teljesen szimmetrikusak, s radiális, síklapátokból felépítettek, akkor fékezéskor a tengelykapcsoló üzemi jellemzőinek abszolútértéke teljesen megegyezik a vontatási üzemállapotok jellemzőivel. A nyomaték előjel váltása kifejezésre juttatja a teljesítmény-átadás irányának megváltozását. A szinkronponton való átmenet folyamatos, s a valóságban e pont közvetlen környezetében a veszteségek fedezésére mindkét oldalt egyidejűleg hajtani kell.
- az **ellenfékezés**i tartományban ($i^{(-)}$), mind a „normális”, mind pedig a „fordított” meridiánáramlásnál féküzem van. A meridiánáramlás megfordulása itt is a szinkronpontban következik be (a centrifugális erőter nagysága a forgásiránytól független). A nyomaték itt azonban nem éri el a zérus értéket mert az egymással szemben forgó lapátkoszorúknak még fordulatszám-egyenlőségénél is fedezniük kell a két koszorú között lévő folyadéktárcsa „nyírási” veszteségeit.

Szólni kell még az ún. **nyomatékkorlátozó** tengelykapcsolókról, melyeknél a kis T_i/T_n viszony megakadályozza a turbinaoldal indításakor a hajtógép túlterhelését. Az indítónyomaték korlátozására többféle megoldás ismert, melyek közös jellemzője, hogy külső beavatkozás nélkül, önszabályozással érik el a kívánt hatást. Az egyik legegyszerűbb eszköz erre az ún. **fojtótárcsa** (53. ábra), amely az áramlásba helyezett test áramlási sebesség négyzetétől függő ellenállását használja fel. A munkapont környezetében (nagy „i”, kis „s”) a kis meridiánsebesség miatt a fojtótárcsa hatása elhanyagolható. Indításnál viszont (kis „i”, nagy „s”) nagy a fojtás nélküli munkatér meridiánsebessége s

ennek megfelelően a térfogatáram és az átvihető nyomaték is. A nagy meridiánsebesség miatti fojtótárca-nyomásvesztés az áramlást fenntartó nyomáskülönbség csökkenését eredményezi. Ennek egyenes következménye a meridiánsebesség, s vele együtt az átvihető nyomaték erőteljes csökkenése. A szóba jöhető számtalan megoldás közül megemlíthetők még:

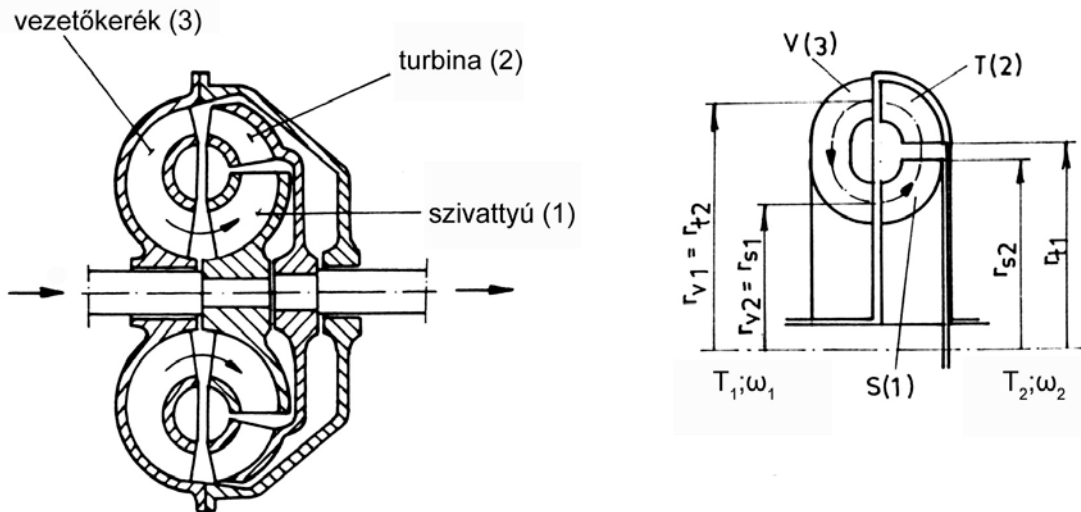
- vezetőidom megszakítása
- torlótér kialakítása
- késleltetett töltés
- változtatható töltés (merítőcsővel, vagy külön tápszivattúval)



53. ábra

6.1.2. Hidrodinamikus nyomatékváltó

A nyomatékváltónál a szivattyú (1) és a turbina (2) nyomatéka általában nem egyenlő, van egy harmadik lapátkoszorú, a házhoz mereven rögzített, álló vezetőkerék (3), amely a reakciónyomatékával a nyomatékegyensúlyt helyreállítja.



54. ábra

A nyomaték felírható a cirkuláció (Γ) figyelembe vételével:

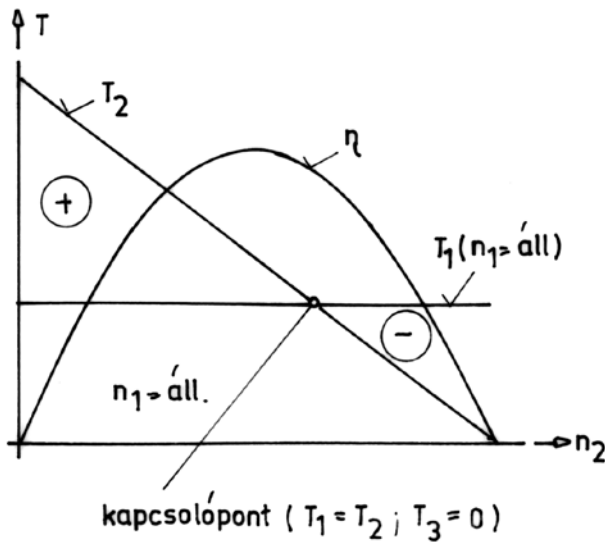
$$T = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot q_m \cdot \Gamma \quad \text{ahol,} \quad \Gamma = \oint v \cdot ds = 2 \cdot \pi (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u})$$

Az egyes lapátkoszorúk nyomatéka (54. ábra) így:

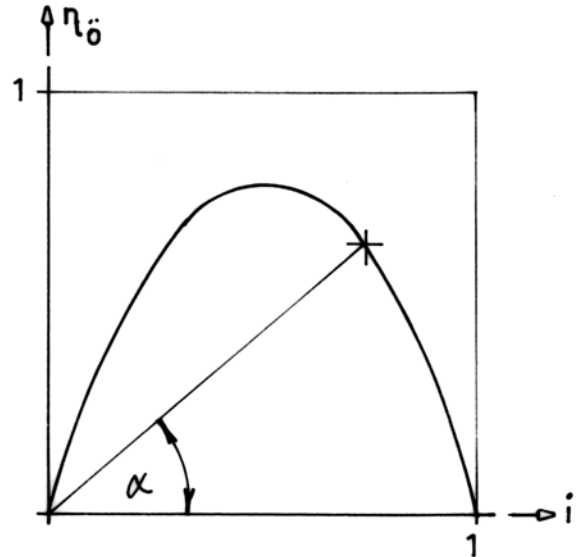
$$\begin{aligned} T_1 &= \rho \cdot A \cdot c_m (c_{u(s2)} \cdot r_{(s2)} - c_{u(v2)} \cdot r_{(v2)}) \\ T_2 &= \rho \cdot A \cdot c_m (c_{u(t2)} \cdot r_{(t2)} - c_{(sz)} \cdot r_{(sz)}) \\ T_3 &= \rho \cdot A \cdot c_m (c_{u(v2)} \cdot r_{(v2)} - c_{u(t2)} \cdot r_{(t2)}) \end{aligned}$$

Bevezethetők a következő dimenzió nélküli jellemzők:

- áttétel: $i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1}$
- nyomatékmódosítás: $K = \frac{T_2}{T_1}$
- összhatásfok: $\eta_0 = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = K \cdot i$
- teljesítményszám: $\lambda = \frac{T_1}{\rho \cdot \omega_1^2 \cdot D^5}$

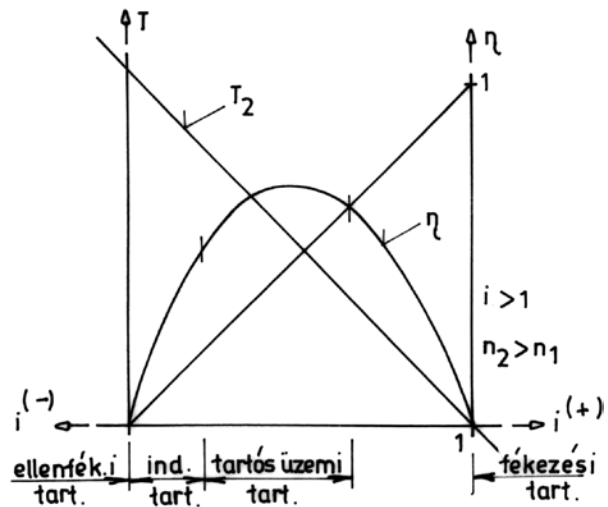


55. ábra



56. ábra

A nyomatékváltó jelleggörbecsoportja az 55. ábrán látható. A két nyomatékgörbe metszéspontja az ún. tengelykapcsoló, vagy kapcsolópont, ahol a szivattyú és a turbina nyomatéka egyenlő és a vezetőkerék reakciónyomatéka előjelet váltva zérus. A hatásfokgörbe maximumánál van az ún. tervezési- vagy normálpont, melynél valamennyi lapátkoszorúba iránytörés nélkül lép be a munkafolyadék. Az összhatásfok áttétel függvény – $\eta_0 = f(i)$, 56. ábra – ismeretében, bármely szivattyúnyomatékhoz (T_1) meghatározható a turbinanyomaték (T_2).



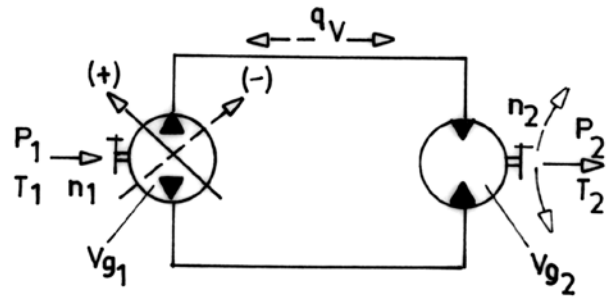
57. ábra

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\eta_0}{i} = K; \quad T_2 = K \cdot T_1$$

A hidrodinamikus nyomatékváltó teljes működési tartománya (57. ábra) – a tengelykapcsolóéhoz hasonlóan – vontatási, fékezési és ellenfékezési tartományra bontható. A vontatási szakaszban kijelölhető továbbá a **tartós** üzemvitel tartománya is, melynek a legjobb összhatásfokú pont környezetébe kell esni, ugyanis a veszteségi teljesítménynek megfelelő hő elvezetésére csak korlátozott lehetőségek vannak.

6.2. Egyenáramú hidraulikus hajtóművek

Az egyenáramú hidraulikus hajtóművek a térfogatkiszorítás elvén működő forgómozgású energiaátalakítók párosításából – szivattyú/hidromotor – állnak (58. ábra). Ezen hajtóműveknek is a mechanikai hajtóművekhez hasonlóan az egyik legfontosabb jellemzője az áttétel, ami itt a tömegmegmaradás elve alapján ($q_m = \rho \cdot q_v$; $\rho = \text{áll.}$; $q_v = \text{áll.}$) határozható meg:



58. ábra

$$n_1 \cdot V_{g1} = n_2 \cdot V_{g2} \rightarrow i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{V_{g1}}{V_{g2}}$$

ahol n_1 és n_2 a tengelyek fordulatszáma, V_{g1} és V_{g2} az adott tengelyekhez kapcsolódó energiaátalakítók fajlagos munkatérfogata.

Az energiaátalakítók bizonyos típusainak fajlagos munkatérfogata „pozitív és negatív” maximális érték között változtatható:

$$V_{g(\max)}^+ \leftrightarrow V_g \leftrightarrow V_{g(\max)}^-$$

„Negatív” munkatérfogat esetén a körfolyamban megváltozik az áramlás iránya, s vele a hidromotor forgásiránya. Annak ellenére, hogy lehetőség van mind a szivattyú, mind a hidromotor áramlási irányának megváltoztatására, ez leginkább csak a szivattyúknál használatos. A hidromotorokra jellemzőbb:

$$V_{g(\max)}^+ \leftrightarrow V_g \leftrightarrow V_{g(\min)}^+$$

Az ilyen energiaátalakítók által álló hajtómű áttétele mindkét forgásirányban egy max. és min. érték között változtatható:

$$i_{(\max)}^{+;-} = \frac{V_{g1(\max)}^{+;-}}{V_{g2(\min)}}; \leftrightarrow i_{(\min)}^{+;-} = \frac{V_{g1(\min)}^{+;-}}{V_{g2(\max)}}$$

A valóságos hajtóművek áttétele ettől, a terheléssel (p) arányosan változó résvesztések miatt eltér:

$$i = \frac{V_{g1}}{V_{g2}} \cdot \eta_{v1} \cdot \eta_{v2} \sim \frac{V_{g1}}{V_{g2}} \cdot \eta_v^2$$

Az áttétel kifejezhető a tengelyeken fellépő nyomatékokkal is:

$$T_1 = \frac{1}{\eta_{mh1}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot V_{g1} \cdot \Delta p_1; \quad T_2 = \eta_{mh2} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot V_{g2} \cdot \Delta p_2;$$

$$i = \frac{T_2}{T_1} = \frac{V_{g2} \cdot \Delta p_2}{V_{g1} \cdot \Delta p_1} \cdot \eta_{mh1} \cdot \eta_{mh2} \sim \frac{V_{g2}}{V_{g1}} \cdot \eta_{mh}^2$$

Attól függően, hogy az áttétel változtatása a szivattyú vagy/és a hidromotor fajlagos munkatérfogatának a változtatásával történik a nyomaték (T_2) és a teljesítmény (P_2) jellege a kimenő fordulatszám (n_2) függvényében eltérő lesz:

– **primér vezérlés:**

$(V_{g1(\min)} \rightarrow V_{g1} \rightarrow V_{g1(\max)}; V_{g2}=\text{áll.})$

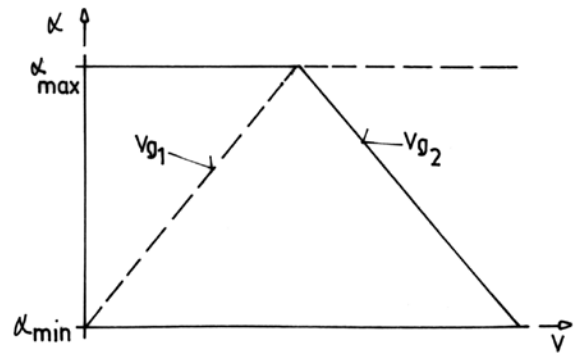
állandó nyomatékú: $T_2 \sim \text{áll}; P_2=f(n_2)$ hajtás.

– **szekunder vezérlés:**

$(V_{2(\max)} \rightarrow V_{g2} \rightarrow V_{g2(\min)}; V_{1(\max)}=\text{áll.})$

állandó teljesítményű: $P_2 \sim \text{áll}; T_2=f(n_2)$ hajtás.

– **primér/szekunder vezérlés:** mindkét energiaátalakító változtatható.

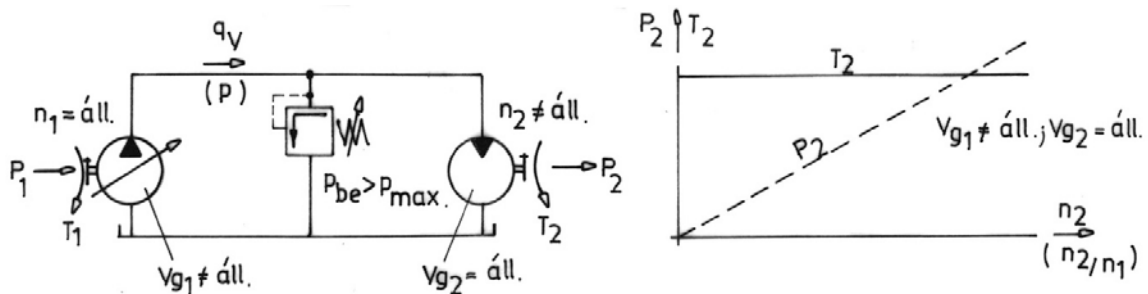


59. ábra

A következőkben meghatározásra kerülő összefüggések ideális rendszerre vonatkoznak, s a nyomáshatároló mindegyik esetben csak biztonsági feladatot lát el. A meglévő veszteségek miatt a jelleggörbék némileg torzulnak, de a hajtás jellege (áll. nyomatékú-, ill. teljesítményű) nem változik.

Primer vezérlésű rendszer: a szivattyú pillanatnyi térfogatáramát a hidromotor teljes egészében elnyeli, tehát:

$$q_{v1} = q_v = q_{v2}, \text{ azaz } V_{g1} \cdot n_1 = V_{g2} \cdot n_2$$



60. ábra

A maximális-, ill. minimális hidromotor fordulatszám:

$$n_{2\max} = \frac{q_{v\max}}{V_{g2}} = \frac{V_{g1\max} \cdot n_1}{V_{g2}}; \quad n_{2\min} = \frac{q_{v\min}}{V_{g2}} = \frac{V_{g1\min} \cdot n_1}{V_{g2}}$$

A hidromotor fordulatszám - vezérlési tartománya pedig:

$$V(n)_{\text{primer}} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{V_{g1\max}}{V_{g1\min}}$$

A hidromotor tengelyén levehető elméleti nyomaték (T_2), állandó nyomás (p) feltételezésével a kimenő fordulatszámtól (n_2) függetlenül állandó, azaz:

$$T_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot V_{g2} \cdot p = \text{áll.}; \quad T_2 \neq f(n_2)$$

A nyomaték - vezérlési tartomány pedig:

$$V(T)_{\text{primer}} = \frac{T_{2\max}}{T_{2\min}} = \frac{p_{\max}}{p_{\min}}$$

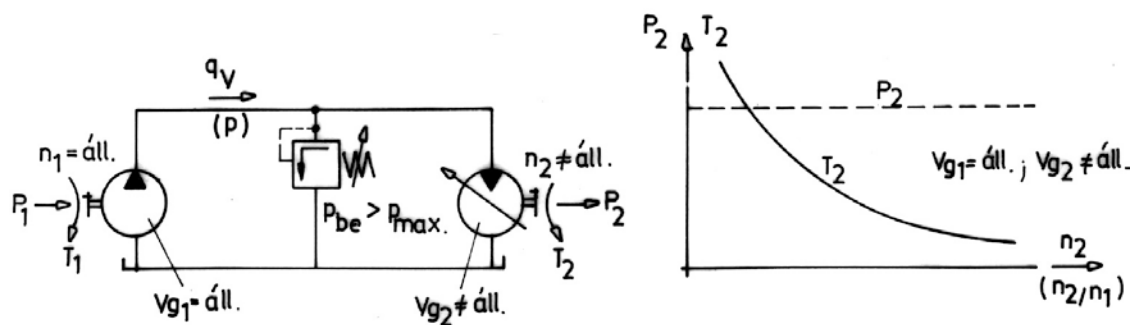
A hidromotor tengelyén levehető teljesítmény pedig a fordulatszámmal arányosan változik, azaz:

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2 = T_2 \cdot 2\pi \cdot n_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot V_{g2} \cdot p \cdot 2\pi \cdot n_2 = V_{g2} \cdot p \cdot n_2 = K \cdot n_2 = f(n_2)$$

ahol: $K = V_{g2} \cdot p = \text{áll.}$, a geometriai adottság, ill. a nyomásállandóság feltételezésével.

Ez a hajtáskapcsolat állandó külső terhelés mellett a kimenő fordulatszámtól függetlenül **állandó nyomaték** leadására képes. A hajtás kimenő jelleggörbéi a 60. ábrán láthatók.

A **szekunder vezérlésű** hajtásnál a térfogatáram a szivattyú állandó fordulatszáma (n_1) és fajlagos munkatérfogata (V_{g1}) miatt állandó.



61. ábra

Ezért a hidromotor maximális-, minimális fordulatszáma, ill. a fordulatszám – vezérlési tartománya a következő:

$$n_{2\max} = \frac{q_v}{V_{g2\min}}; \quad n_{2\min} = \frac{q_v}{V_{g2\max}}; \quad V(n)_{\text{szekunder}} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{V_{g2\max}}{V_{g2\min}}$$

A hidromotor tengelyén levehető elméleti teljesítmény (P_2) állandó nyomás (p) feltételezésével a kimenő fordulatszámtól (n_2) függetlenül állandó, azaz:

$$P_2 = P_h = q_v \cdot p = V_{g1} \cdot n_1 \cdot p = \text{áll.}; \quad P_2 \neq f(n_2)$$

A hidromotor tengelyén levehető nyomaték pedig:

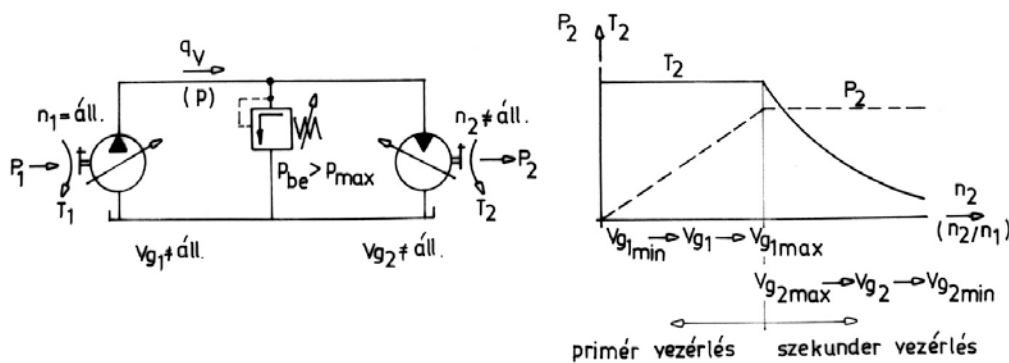
$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{P_2}{2\pi \cdot n_2} = \frac{V_{g1} \cdot n_1 \cdot p}{2\pi \cdot n_2} = K \cdot \frac{1}{n_2} = f(n_2)$$

ahol: $K = \frac{1}{2\pi} V_{g1} \cdot n_1 \cdot p = \text{áll.}$, a geometriai adottság, ill. a fordulatszám és nyomásállandóság feltételezésével.

A hidromotor nyomaték - vezérlési tartománya:

$$V(T)_{\text{szekunder}} = \frac{T_{2\max}}{T_{2\min}} = \frac{V_{g2\max}}{V_{g2\min}} \cdot \frac{p_{\max}}{p_{\min}}$$

Ez a hajtáskapcsolat állandó külső terhelés mellett a kimenő fordulatszámtól függetlenül **állandó teljesítmény** leadására képes. A hajtás kimenő jelleggörbéi a 61. ábrán láthatók.



62. ábra

A **primer / szekunder vezérlésű** hajtásnál a hidromotor fordulatszám-, és nyomaték-vezérlési tartománya a következő:

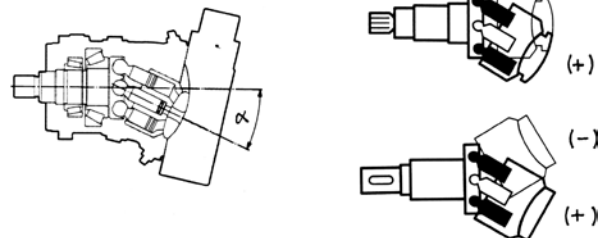
$$V(n)_{|pr/sz} = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} = \frac{V_{g1max}}{V_{g1min}} \cdot \frac{V_{g2max}}{V_{g2min}} = V(n)_{|pr} \cdot V(n)_{|sz}.$$

$$V(T)_{|pr/sz} = \frac{T_{2max}}{T_{2min}} = \frac{V_{g2max}}{V_{g2min}} \cdot \frac{p_{max}}{p_{min}} = V(T)_{|sz}.$$

A hajtáskapcsolat kimenő jelleggörbéi a primer-, és szekunder karakterisztikák egyesítésével adódnak, s általában kielégítik a munkagépek hidraulikus járókerék hajtásának követelményeit. A haladási sebesség változtatása munkavégzéskor primer-, utazáskor szekunder vezérléssel történhet. (62. ábra)

A hidraulikus hajtóművek **energiaátalakítói**:

a forgómozgású energiaátalakítók közül csak a lapátos és a dugattyús rendszerűek munkatérfogata változtatható. Ezek közül a kedvezőbb hatásfok és élettartam miatt a dugattyús rendszerűeket részesítik előnyben. A dugattyús rendszerűek két változata, úgymint radiál-, ill. axiáldugattyús ismert. Szivattyúként csaknem kizárólag axiáldugattyúsat alkalmaznak. Hidromotorként mindkét típus használatos.



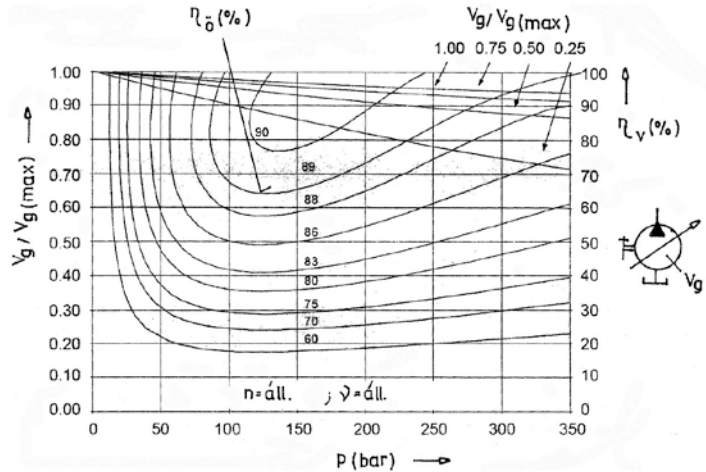
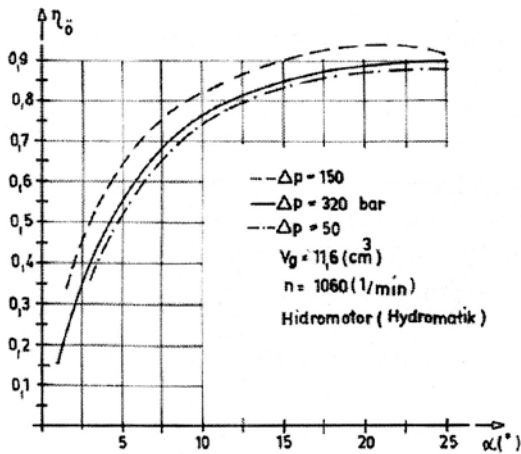
63. ábra

A radiáldugattyús hidromotorok akkor előnyösek, ha a kimenő fordulatszám az 5÷100 (1/min) érték közé esik, mivel ezt a fordulatszám-tartományt az axiáldugattyús hidromotorok csak mechanikai hajtóművel kiegészítve képesek teljesíteni. Ennek ellenére az axiáldugattyús energiaátalakítók állítóegységeinek kiforrottsága és sokrétűsége miatt a mechanikai hajtóművel kiegészített egységek meghatározó szerepet töltenek be. A változtatható fajlagos munkatérfogatú energiaátalakítóból álló hajtóművek üzemvitelénél a kibillentés (α) függvényében jelentősen változó összhatásfokra (64. ábra) gazdaságosság és élettartam szempontjából egyaránt figyelni kell.

Integrált hidraulikus hajtóművek: a csővezetékkel összeköthető energia-átalakítóból álló hajtóműveknek az a tulajdonsága, hogy a be- és a kimenő tengelyek közötti távolság és elrendezés szinte tetszőleges lehet, bizonyos esetekben hátrányos. Ez vezetett

az integrált hajtóművek kialakításához, ahol a szivattyú és a hidromotor egy egységet képez, a csővezetéket a házban kimunkált csatornák helyettesítik. Ezek a hajtóművek már külső megjelenésükben is hasonlatosak a mechanikai hajtóművekre, ugyanakkor rendelkeznek mindazokkal az **előnyökkel**, amit a hidraulikus hajtóművek nyújtani képesek:

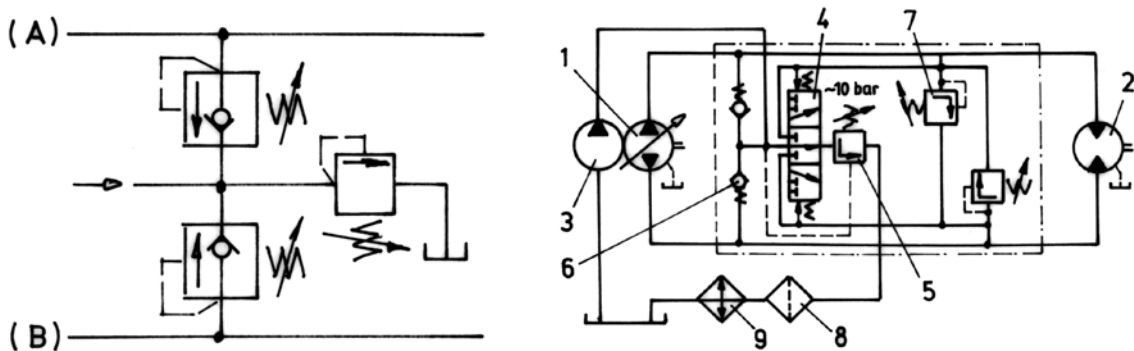
- az áttétel széles tartományban változtatható,
- alkalmas hajtásszabályozási feladatok ellátására,
- megbízható, üzembiztos,
- nem lehet túlterhelni.



64. ábra

Hátrányok is vannak:

- viszonylagosan rossz a hatásfoka (áttételfüggő)
- szennyeződésre érzékeny,
- az áttétel kismértékben terhelésfüggő.



65. ábra

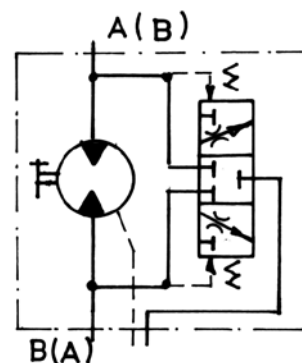
A hidraulikus hajtóművek **zárt körfolyamban** (65. ábra) üzemelnek, s a résvesztéseket egy külön táp- vagy töltőszivattyú fedezi, amely rendszerint a főszivattyúra épített. A töltőkori szivattyú (3) fajlagos munkatérfogata a főszivattyú (1) fajlagos munkatérfogot maximumának (15÷20)%-a. Ez a szivattyú a töltőkori szeleprendszeren (4; 6) keresztül a főszivattyú mindenkori szívóágába szállít, s a résvesztésekkel csökkent térfogatárama a túlfolyószelepen (5) át jut vissza a tartályba. Ez a túlfolyószelep biztosítja a

főszivattyú szívóágának az előfeszítését, amely nyomás a kavitációs jelenség kialakulása ellen hat, biztosítva a főszivattyú üzemét jelentékenyen nagyobb fordulatszámon is, mint ami nyitott- vagy félig zárt körfolyamoknál egyébként megengedhető.

A töltőszivattyú feladata tehát kettős: egyrészt pótolni a rendszer résvesztéseit, másrészt a $(q_V - q_{VR})$ térfogatáram-többlete révén a zárt körfolyamban keringő munkafolyadék állandó cseréjének biztosítása. Rendszerint a töltőkör kifolyóágában helyezik el a finomszűrőt (8) és a hűtőt (9) is. A zárt körfolyam-blokkot (4; 5; 6; 7) – amely helyettesíthető az ábra bal oldalán szereplő megoldással is – vagy a főszivattyúra (1), vagy a hidromotorra (2) építetten helyezik el. Nehéz üzemviteli körülmények között átöblítik a hidromotor házát is (66. ábra). Az átöblítő térfogatáram és a hidromotor fajlagos munkatérfo-gata közötti gyakorlati kapcsolat a következő:

$$2,5 \leq q_v \text{ (dm}^3\text{/min)} \leq 10$$

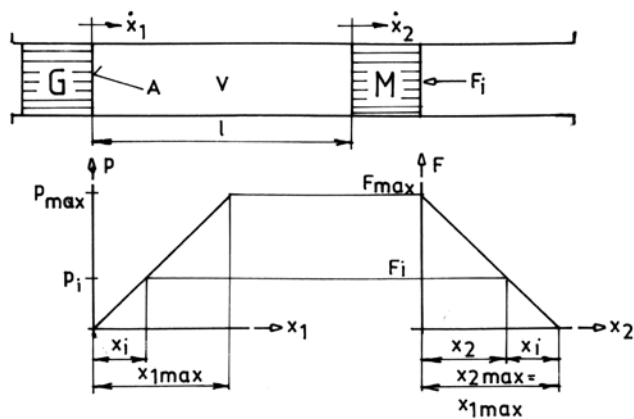
$$25 \leq V_g \text{ (cm}^3\text{)} \leq 250$$



66. ábra

6.3. Váltakozó áramú hidraulikus hajtóművek (VÁH)

A kísérleti vizsgálatokon túljutott, de sorozatgyártásra még nem került, a nagy hidraulika gyártók kínálatában nem található váltakozó áramú hajtómű működési elve a következőkben foglalható össze. Célszerű kiindulni a legegyszerűbb egyfázisú mechanizmus-ból az ún. „hidraulikus rudazat”-ból, amely atmoszférikus nyomáson munkafolyadékkal feltöltött, nagyon merev cső, melyet mind – 67. ábra – két végén folyadékzáróan tömítő, „súrlódásmentesen” mozgó dugattyú zár le. A generátor dugattyújának elmozdítása következtében kiszorított folyadéktér-fogat (mivel áramgenerátor esete áll fenn) a mindenkor terhelésnek (F_i) megfelelő nyomásra (p_i) komprimálja az adott térfogatú (V) és hosszúságú (l) folyadékoszlopot, melyhez a primér egység dugattyújának $x_1 = x_i$ értékű elmozdulása szükséges. A generátor dugattyújának további elmozdítása már a hidromotor terhelés (F_i) elleni $x_2 = x_{1(max)} - x_i$ értékű elmozdulását eredményezi.



67. ábra

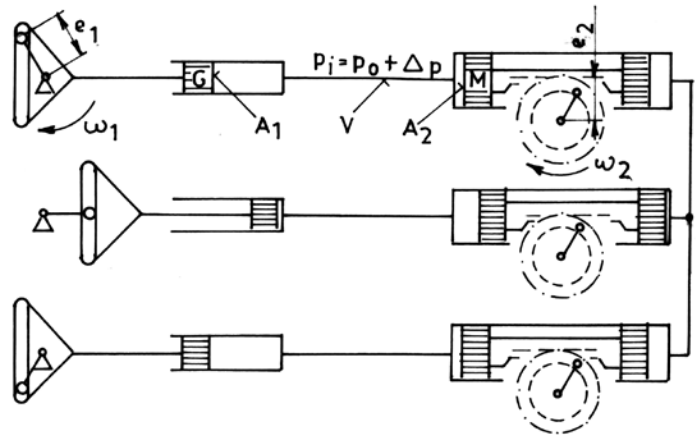
A hidraulikus rudazat külső üzemi tulajdonságai az ábra alapján az alábbiakban foglalható össze:

- a külső jelleggörbe $F_i = F_{max} - bx_2$ alakú negatív iránytényezőjű egyenes (a folyadék térfogat-rugalmassági modulusának állandóságát feltételezve)
- az $F_i = f(x_2)$ jelleggörbén a munkapont önszabályozó és stabil módon a mindenkor terhelésnek (F_i) megfelelően beáll,
- „kiszökű” merevséggel rendelkezik,

- a sarokpontok koordinátái: üresjáratban: $x_2=x_{2(max)}$; $F=0$,
teljes terhelésnél: $x_2=0$; $F=F_{max}$.
- a tervezési előirányzatot képező $p_{(max)}$ nyomás meghatározott folyadéktérfogatot (V) és hosszt (l) igényel, azaz a generátor és a motor közötti legnagyobb távolság meglehetősen kötött.

A háromfázisú váltakozó áramú hajtómű lényegét tekintve három darab összekapcsolt egyfázisú rudazat (68. ábra).

A hajtómű **generátora**, közös tengelyű, de 120° -ra elékelt három darab egyfázisú kivitelből áll. Szerkezeti kialakítása a többdugattyús egyenáramú szivattyúkhöz hasonlóan radiál-, axiál-, vagy soros elrendezésű lehet.



68. ábra

A hajtómű **hidromotora** pedig, csillagkapcsolású, soros dugattyús rendszerű. A munkateretek dugattyúinak alternáló mozgását fogasléc/fogaskerék mechanizmus alakítja át forgómozgássá, s a lengőmozgást a közös tengelyre ékelt kilincsműves szabadonfutó vagy sokszögprofilú, kétirányú tengelykapcsoló egyenirányítja. A generátor tengelyét állandó szögsebességgel (ω_1) forgatva a fázisáram először a fázisvezetékben levő folyadék komprimálására, majd a hidromotor fázisdugattyújának elmozdítására fordítódik. A folyamatot leíró differenciálegyenlet tiszta kapacitív jellegű üzemállapotra:

$$q_{v1} = q_v + q_{v2} = C_{hidr.} \frac{dp}{dt} + q_{v2}; C_{hidr.} = \frac{V}{E}$$

A hidromotor terheletlen állapotában (üresjáratban): $q_v=0 \rightarrow q_{v1}=q_{v2}$, azaz a kimenő-egység maximális szögsebessége a hidraulikus áttételből számítható:

$$\omega_{2(max)} = \frac{A_1 \cdot e_1}{A_2 \cdot e_2} \cdot \omega_1$$

A hidromotor maximális terhelési állapotában pedig:

$$q_{v2} = 0 \rightarrow q_{v1} = q_v = C_{hidr.} \frac{dp}{dt}$$

A fázisáramra és a fázisnyomásra a következő összefüggések vezethetők le:

$$q_{vi} = q_{v1(max)} \cdot \sin \varphi_i = A_1 \cdot e_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin \varphi_i$$

$$p_i = \frac{1}{2} \cdot p_{max} \cdot (1 - \cos \varphi_i) = \frac{A_1 \cdot e_1}{C_{hidr.}} \cdot (1 - \cos \varphi_i)$$

A háromfázisú rendszer fázisnyomása pillanatértékei összegének egyenlete:

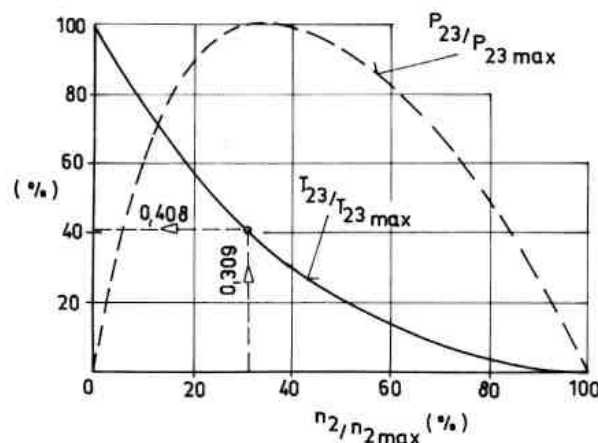
$$p_{i(3)} = 1,5 \cdot p_{max} = \frac{3 \cdot A_1 \cdot e_1}{C_{hidr.}}$$

alapvető jelentőségű, mert ebből számítható a hidromotor indítónyomatékának az elméleti értéke:

$$T_{23(\max)} = 1,5 \cdot p_{(\max)} \cdot A_2 \cdot e_2 = \frac{3 \cdot A_1 \cdot e_1 \cdot A_2 \cdot e_2}{C_{\text{hidr.}}}$$

A hajtómű üzemtani szempontból legfontosabb külső jelleggörbéi – normál paraméterekkel a 69. ábra – alapján a következő megállapítások tehetők:

- nyomaték jelleggörbe hiperbolaszzerű,
- az átvihető teljesítmény maximuma az indítónyomaték (mint sarokpont) 40,8-, és a kimenőegység max. fordulatszámának (mint sarokpont) 30,9%-ánál van,
- az indítónyomaték 2,5-szerese a névlegesnek, az üresjárás fordulat-szám pedig a névleges 3,3-szorosa,
- változó nyomatékterhelés esetén a hajtómű automatikusan változtatja a fordulatszámát,
- a hajtómű névleges munkapontjában a legnagyobb átvihető teljesítmény az egyenáramú hajtásénak csak 18,9%-a. [2, 11]



69. ábra

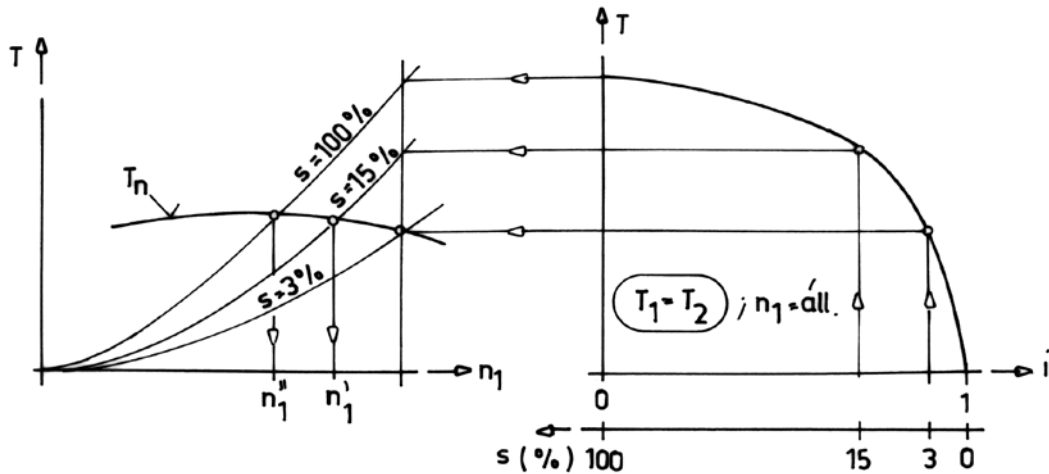
6.4. Hidraulikus hajtóművek összehasonlítása

A hajtóművek összehasonlításánál az üzemtani-, a célszerűségi és a gazdaságossági szempontok egyaránt szerepet játszanak. Az üzemtani tulajdonságokhoz a külső jelleggörbék ismerete szükséges, de nem elégséges. Igen fontos a hatásfokokat és a veszteségeket, tehát az ezekre jellemző belső jelleggörbéket is figyelembe venni.

A **hidrodinamikus** hajtóművek automata hajtóművek. Az áttételi viszony kívülről nem befolyásolható, ugyanis a kimenő fordulatszám egy adott terhelőnyomaték és bemenő fordulatszám mellett magától beáll. Ezért ezek a hajtóművek kevésbé jók olyan hajtásoknál, ahol $n_1 = \text{áll.}$ mellett változó szekunder fordulatszámokat kell beállítani. Miután a nyomatékáttétel ($1/2,5 \div 1/3$) viszonyra korlátozott, nyomatékváltót gépkocsiknál legtöbbször utánkapcsolt hajtóműként alkalmaznak.

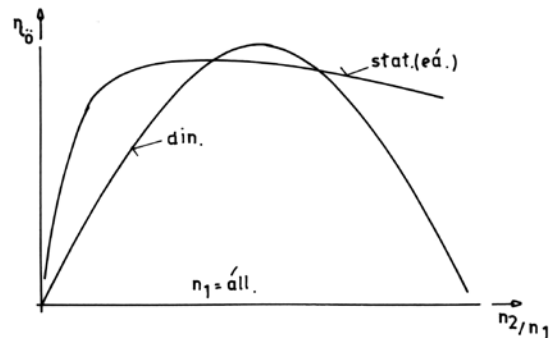
Ott lehet előnyös, ahol egy állandó munkapontot hosszú időn át fenn lehet tartani (pl. vasúti vontatás), vagy ahol a nyomatékváltó normálpontját egy utánkapcsolt fokozat segítségével gyakran lehet állítani (földmunkagép, gépkocsi automatika). Ezek a hajtóművek általában nem reverzálhatók. A forgásirány megváltoztatásához mechanikai kapcsolófokozat szükséges. A hatásfoka csak a normálpont szűk környezetében jó. A belsőégésű motor és a hidrodinamikus tengelykapcsoló illesztésénél a leggyakrabban azt kell szem előtt tartani, hogy a motor névleges nyomatékát a tengelykapcsoló minél jobb hatásfokkal, vagyis minél nagyobb fordulatszám módosítással vigye át ($i \sim 0,97$). A tengelykapcsoló jelleggörbe ebben a tartományban igen meredeken halad (70. ábra),

ami azt eredményezi, hogy a munkagép csekély lemaradással követi a motor fordulatszámának változását, miközben a fordulatszám-módosítás és a hatásfok kevésbé változik. Következik ebből, hogy ez esetben a motor szabályozási rendszerei közül a fordulatszám-szabályozás nem alkalmazható, mert ez csak teljes töltéskor teszi lehetővé a motorfordulatszám folyamatos változását.



70. ábra

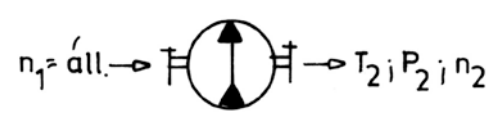
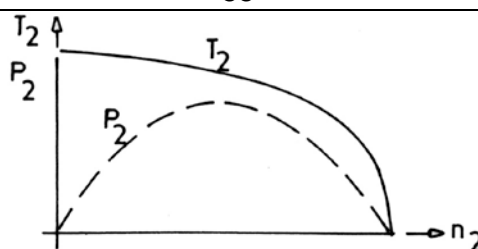
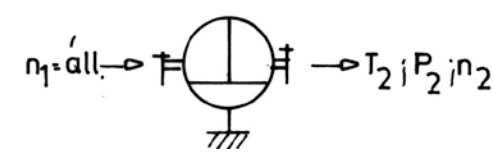
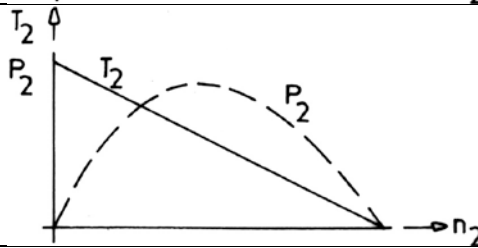
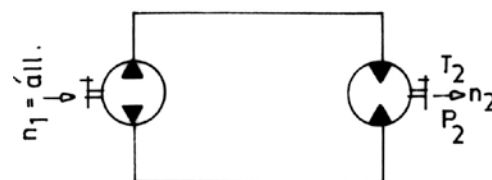
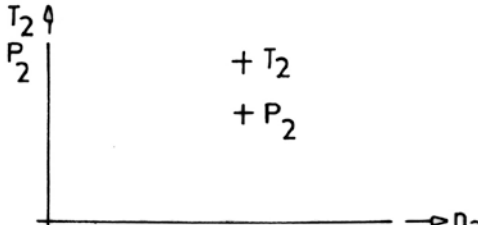
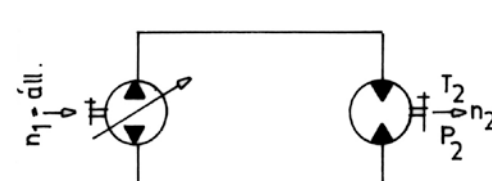
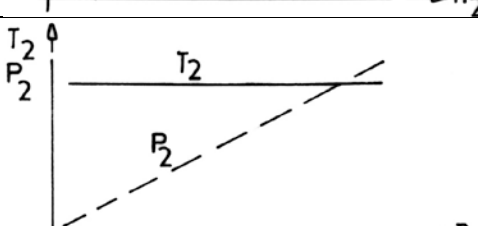
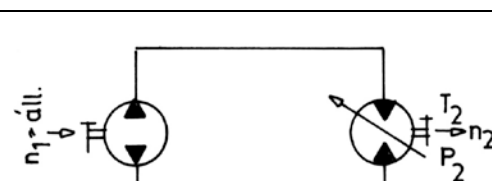
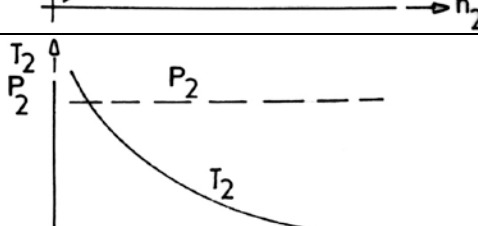
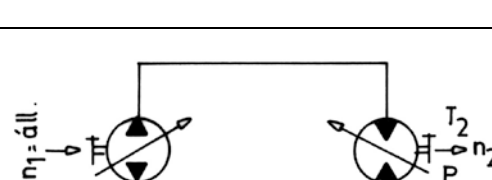
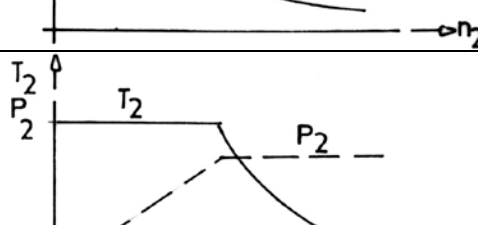
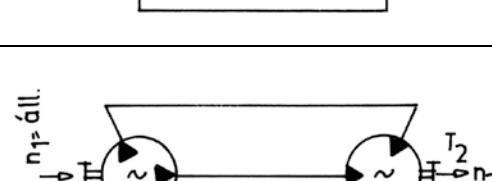
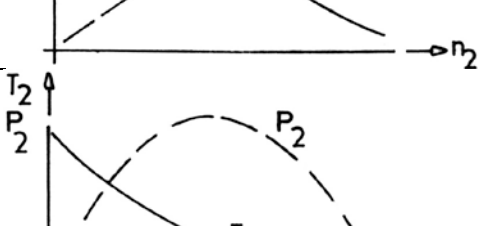
Az **egyenáramú** hajtóművek – állandó bemenő fordulatszám mellett – sebességtartó jellegűek, tehát az „ideális” hajtómű kimenő fordulatszáma független a terhelő nyomatéktól. Természetesen ezen végtelen merevség a valóságban nem áll fenn, mert a terhelés hatására növekvő résvesztések következtében a kimenő fordulatszám csökken, s a hajtómű közepes merevséggel rendelkezik. Ezen hajtóművek sebességtartó jellege ha kell, szabályozással módosítható, s ez a hajtásrendszer éppen irányítástechnikai vonatkozásban igen erőteljes. További egyedi jellege ennek a hajtásnak, hogy csak ezzel a technikával biztosítható egyetlen bemenőegységről több kimenőegység egyidejű üzeme, a többi megoldás csak ún. hajtóműpárban üzemeltethető. Az egyenáramú hajtómű hatásfokának nincs ún. normálpontja, hanem egy szélesebb tartományban állandóan jó. (71. ábra) További előnye a reverzálhatóság, valamint az, hogy az energifolyam megfordítható.



71. ábra

A **váltakozóáramú** hajtás nem az egyenáramúakat hivatott helyettesíteni, hanem a hidraulika alkalmazási területének bővítését szolgálja. Olyan területeken célszerű alkalmazni, ahol a hajtási követelmények egyenárammal csak nehézségek árán biztosíthatók. A hajtómű önszabályozó jellegénél fogva nagyfokú üzemtani hasonlóságot mutat a hidrodinamikus nyomatékváltóval.

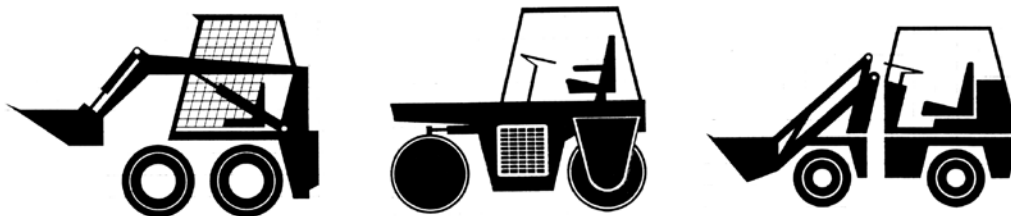
A hidraulikus hajtóművek jelleggörbéit összefoglalóan a 72. ábra tartalmazza.

Hajtómű		Kapcsolási vázlat	Jelleggörbék	
HIDRODINAMIKUS	tengelykapcsoló			
	nyomatékváltó			
HIDROSTATIKUS	Egyenáramú	konstans		
		primér		
		szekunder		
		primér/szekunder		
	váltakozóáramú 3 fázisú			

72. ábra

7. Járó szerkezet hajtások. Híd- és kerék hajtások

Az önjáró haszonjárművek (földmunkagépek, erdő- és mezőgazdasági gépek) járó szerkezetének hajtására napjainkban csaknem kizárólag egyenáramú hidraulikus hajtóműveket alkalmaznak.



73. ábra

A nagyobb vonóerő, az optimális teljesítmény-kihasználás, a hajtás rugalmassága, a megszokott gépépítési formáktól való eltérés lehetősége, a munkaszervek és a haladási sebesség közötti esetleges visszacsatolás és magának az erőátvitelnek viszonylagos egyszerűsége mind alátámasztják a korszerű szivattyúk és hidromotorok felhasználásával kialakult megoldás ésszerűségét.

A hajtóműüzem két főcsoportra osztható:

- munkagépüzem, ill.
- vontató és szállítógépüzem.

A két csoport követelményrendszerében sok a közös vonás, azonosság, úgymint:

- fokozatmentes nyomaték-, ill. fordulatszámváltás,
- reverzálhatóság,
- határterhelés-szabályozás (lassító szelep működtetéssel),
- a hajtómű, mint üzemi fék.

Vannak eltérő igénypontok is, mint:

Munkagépek	Vontató és Szállítógépek
<ul style="list-style-type: none"> – terhelésfüggetlen, a technológiához illeszkedő sebesség, – munkamenet és országúti menet szétválasztása, – országúti menet lábpedál üzemben, autó tulajdonságú vezetés 	<ul style="list-style-type: none"> – autójellegű menettulajdonság, – választható kézi, vagy lábállítású gázadagolás, – fordulatszám terhelésfüggő-, ill. független beállítása.

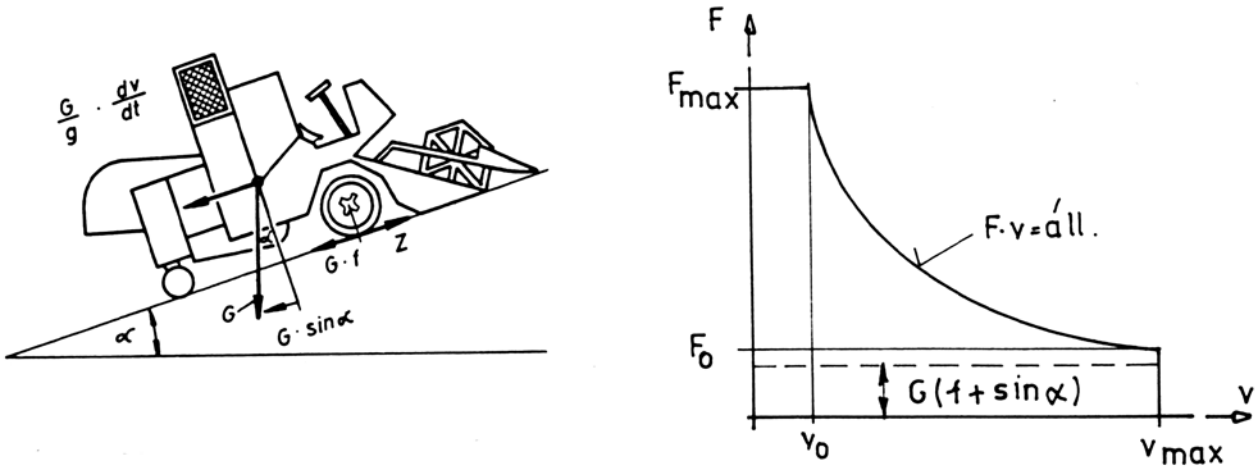
Az egyes gépek által végzendő technológiai műveletek meghatározzák a gép kialakítását s ezen keresztül a járó szerkezet hajtásának lehetőségét is, amely lehet:

- hídhajtású, ill.
- kerék hajtású.

Mindkét hajtásváltozatot a vontatási jelleggörbéhez kell illeszteni (74. ábra).

$$F - G(f + \sin\alpha) - \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = 0$$

A szekunder egységet a maximális vonóerőhöz, a primér egységet pedig a maximális sebességhez. Az egyenáramú hajtómű ideális a fokozat nélküli áttételváltásra, minthogy a két teljesítményhordozó, a nyomás (p) és a térfogatáram (q_v) kapcsolata ugyancsak hiperbolikus ($P=q_v \cdot p = \text{áll.}$!).



74. ábra

A gördülési ellenállás tényezők (f) figyelembe vehető értékei:

Hagyományos gumiköpenynél:

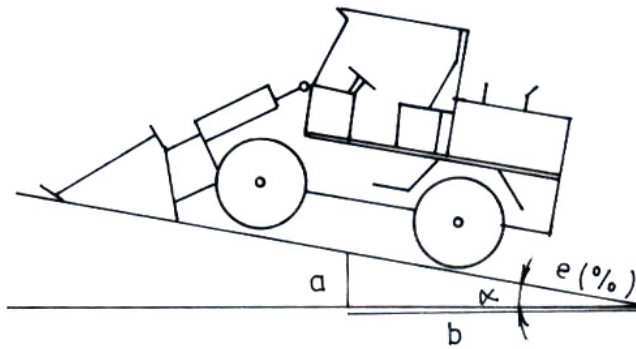
- aszfalton (száraz/nedves): 0,015
- betonon (száraz/nedves): 0,02
- makadám úton (száraz/nedves): 0,025
- kockakövön (száraz/nedves): 0,02
- szennyezett sínen (száraz): 0,08
- szennyezett sínen (nedves): 0,2
- szántóföldön: 0,35
- homokon: 0,03
- havon: 0,05
- jégen: 0,005

Mezőgazdasági gumiköpenynél:

- betonon: 0,02
- jó talajon: 0,04
- csúszós talajon: 0,2
- száraz szántóföldön: 0,08
- laza homokon: 0,2

Hernyótalpnál:

- jó talajon: 0,06
- csúszós talajon: 0,1
- száraz szántóföldön: 0,12
- laza homokon: 0,1



$$e(\%) = \frac{a}{b} \cdot 100$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{b} > \alpha(^{\circ})$$

75. ábra

A szögértékben megadott lejtés átszámítása %-ra

A %-ban megadott lejtés átszámítása szögértékre				A szögértékben megadott lejtés átszámítása %-ra					
Lejtés %	Szögérték	Lejtés %	Szögérték	Szögérték	Lejtés %	Szögérték	Lejtés %	Szögérték	Lejtés %
				30°	0,873	10° 30'	18,53	20° 30'	37,39
1	0° 34' 23"	16	9° 05' 25"	1°	1,745	11°	19,44	21°	38,39
2	1° 08' 45"	17	9° 38' 53"	1° 30'	2,619	11° 30'	20,35	21° 30'	39,39
3	1° 43' 06"	18	10° 12' 14"	2°	3,412	12°	21,26	22°	40,40
4	2° 17' 26"	19	10° 45' 29"	2° 30'	4,366	12° 30'	22,17	22° 30'	41,42
5	2° 51' 45"	20	11° 18' 36"	3°	5,241	13°	23,09	23°	42,45
				3° 30'	6,119	13° 30'	24,01	23° 30'	43,48
6	3° 26' 01"	21	11° 51' 35"	4°	6,993	14°	24,93	24°	44,52
7	4° 00' 15"	22	12° 24' 27"	4° 30'	7,870	14° 30'	25,86	24° 30'	45,57
8	4° 34' 26"	23	12° 57' 10"	5°	8,749	15°	26,80	25°	46,63
9	5° 08' 34"	24	13° 29' 45"	5° 30'	9,629	15° 30'	27,73	25° 30'	47,70
10	5° 42' 38"	25	14° 02' 10"	6°	10,51	16°	28,68	26°	48,77
				6° 30'	11,39	16° 30'	29,62	26° 30'	49,86
11	6° 16' 38"	26	14° 34' 27"	7°	12,28	17°	30,57	27°	50,95
12	6° 50' 34"	27	15° 06' 35"	7° 30'	13,17	17° 30'	31,53	27° 30'	52,06
13	7° 24' 25"	28	15° 38' 32"	8°	14,05	18°	32,49	28°	53,17
14	7° 58' 11"	29	16° 10' 20"	8° 30'	14,95	18° 30'	33,46	28° 30'	54,30
15	8° 31' 51"	30	16° 41' 57"	9°	15,84	19°	34,43	29°	55,43
				9° 30'	16,73	19° 30'	35,41	29° 30'	56,58
				10°	17,63	20°	36,40	30°	57,74

A következő oldalakon a menetellenállási és erőátviteli jellemzők gyors meghatározását segítő nomogram található (76. ábra).

A jelölt feladat adatai: $G = 10 \cdot 10^3$ (daN); $F_v = 10^3$ (daN); $f = 0,2$; $e(\%) = 10$;
 $a = 0,1$ (m/s²); $R = 0,688$ (m); $i = 44,65$; $v = 2,78$ [m/s].

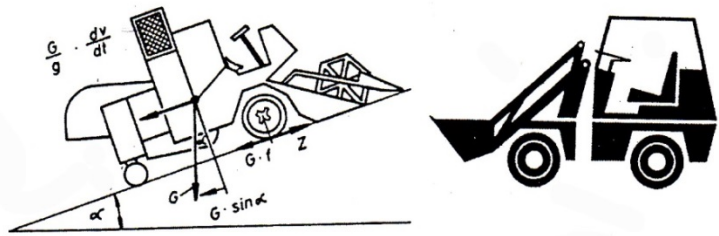
$$F = G(f + \sin \alpha) + \frac{G}{g} \frac{dv}{dt} = 10 \cdot 10^3 \cdot (0,2 + 0,0995) + \frac{10 \cdot 10^3}{9,81} \cdot 0,1 = 3096,94 \text{ (daN)}$$

$$F_k = F + F_v = 3096,94 + 1000 = 4096,94 \text{ (daN)}$$

$$P_k = F_k \cdot v = 4096,94 \cdot 2,78 = 113,89 \cdot 10^3 \text{ (W)} = 113,89 \text{ (kW)}$$

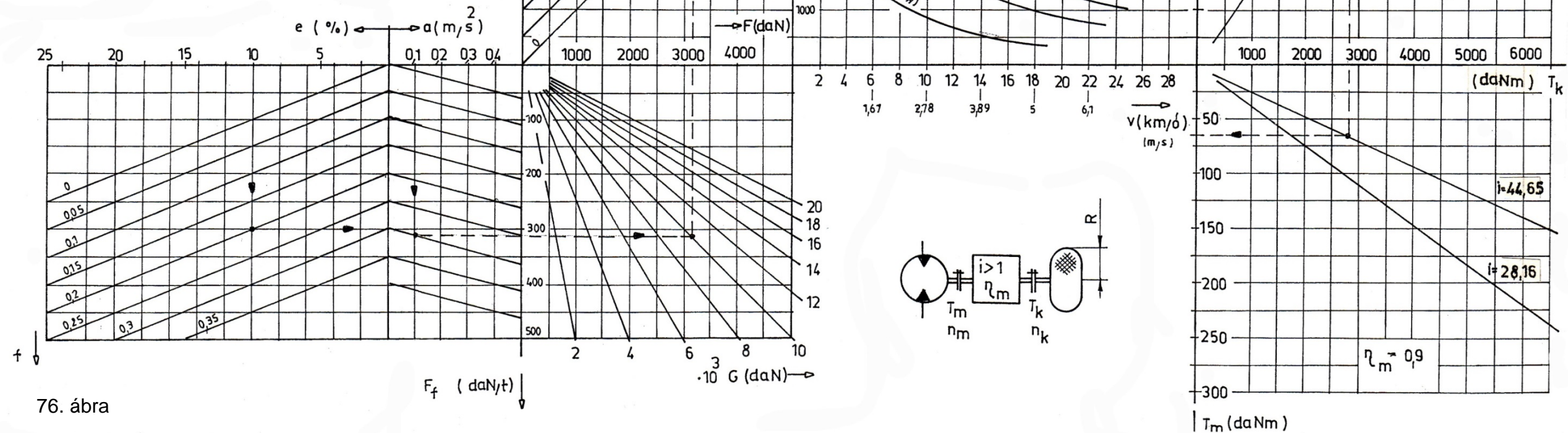
$$T_k = 0,688 \cdot 4096,94 = 2818,7 \text{ (daNm)}$$

$$T_m = \frac{T_k}{\eta \cdot i} = \frac{2818,7}{0,9 \cdot 44,6} = 70,22 \text{ (daNm)}$$



$$F - G(f + \sin\alpha) - \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = 0 \quad F_k = G(f + \sin\alpha) + \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt} + F_v$$

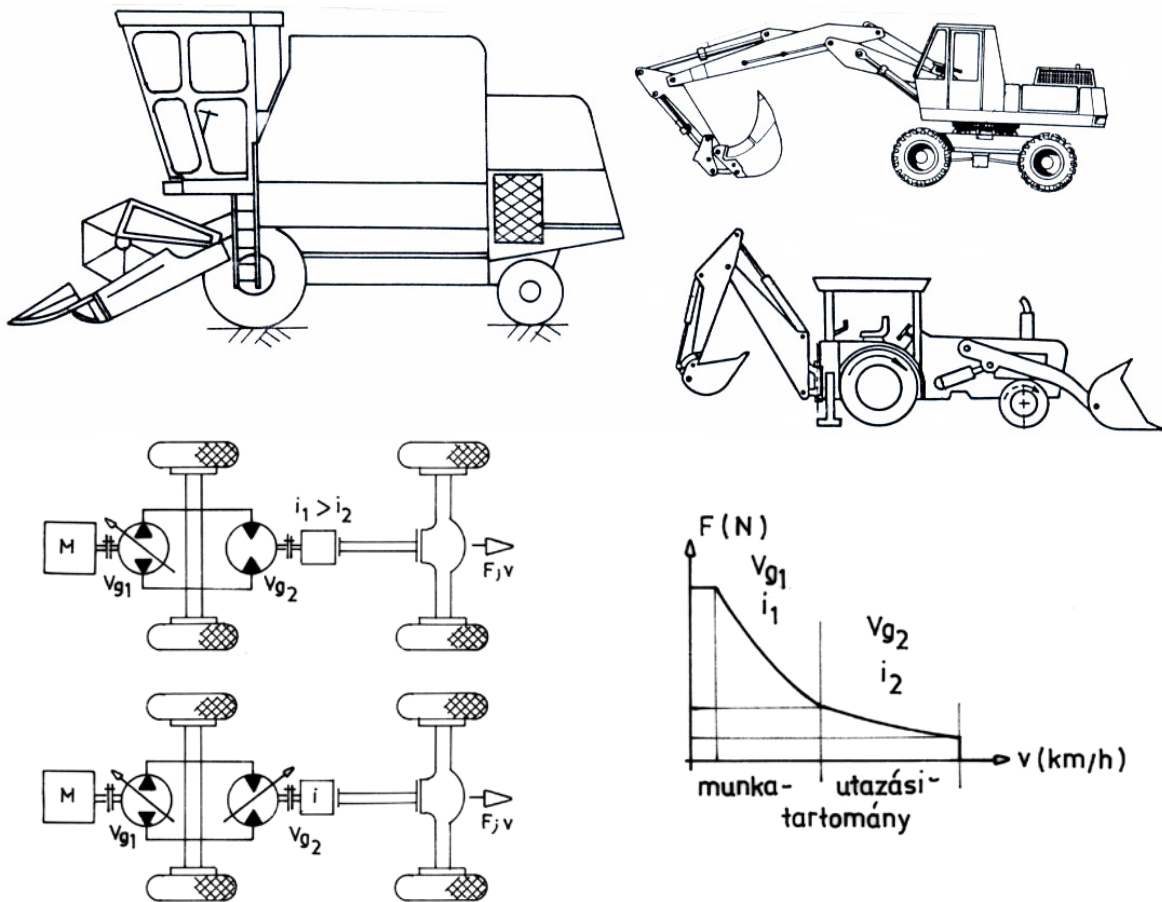
- Gördülési ellenállás tényezője: f
- Emelkedés: e (%)
- Gyorsulás: a (m/s^2)
- Fajlagos ellenállás: F_f (daN/t)
- Összes gördülősúly: G (daN)
- Összes ellenállás: F (daN)
- Külön vonóerőigény: F_v (daN)
- Összkerületi erő: F_k (daN)
- Haladási sebesség: v (km/ó)
- Kerékteljesítmény csúszásmentes gördülés esetén: P_k (kW)
- Összkerék nyomaték: T_k (daNm)
- Hidromotor nyomatékigény: T_m (daNm)
- Gumiabroncs gördülő sugara: R (m)
- Áttétel: i



76. ábra

7.1. Hídhajtások

Nagy előnyük a beépített kapcsolható, mechanikus differenciálzár, ami a merev kapcsolat révén a kerekek tökéletes szinkronfutását, azaz maximális vonóerőt biztosít nehéz terepviszonyok esetén is. A hidromotor a hajtott hídhöz állandó, vagy kiválasztható két diszkrét áttételértékű mechanikus hajtóművön keresztül kapcsolódik. A mechanikus hajtómű feladata kettős. Egyrészt az áttételének alkalmas megválasztásával a hidromotor optimálisabban illeszthető a hajtási követelményekhez, másrészt állandó fajlagos munkatérfogatú hidromotor esetén terepváltóként szerepelve szétválasztható vele a munka-, ill. az utazási tartomány.

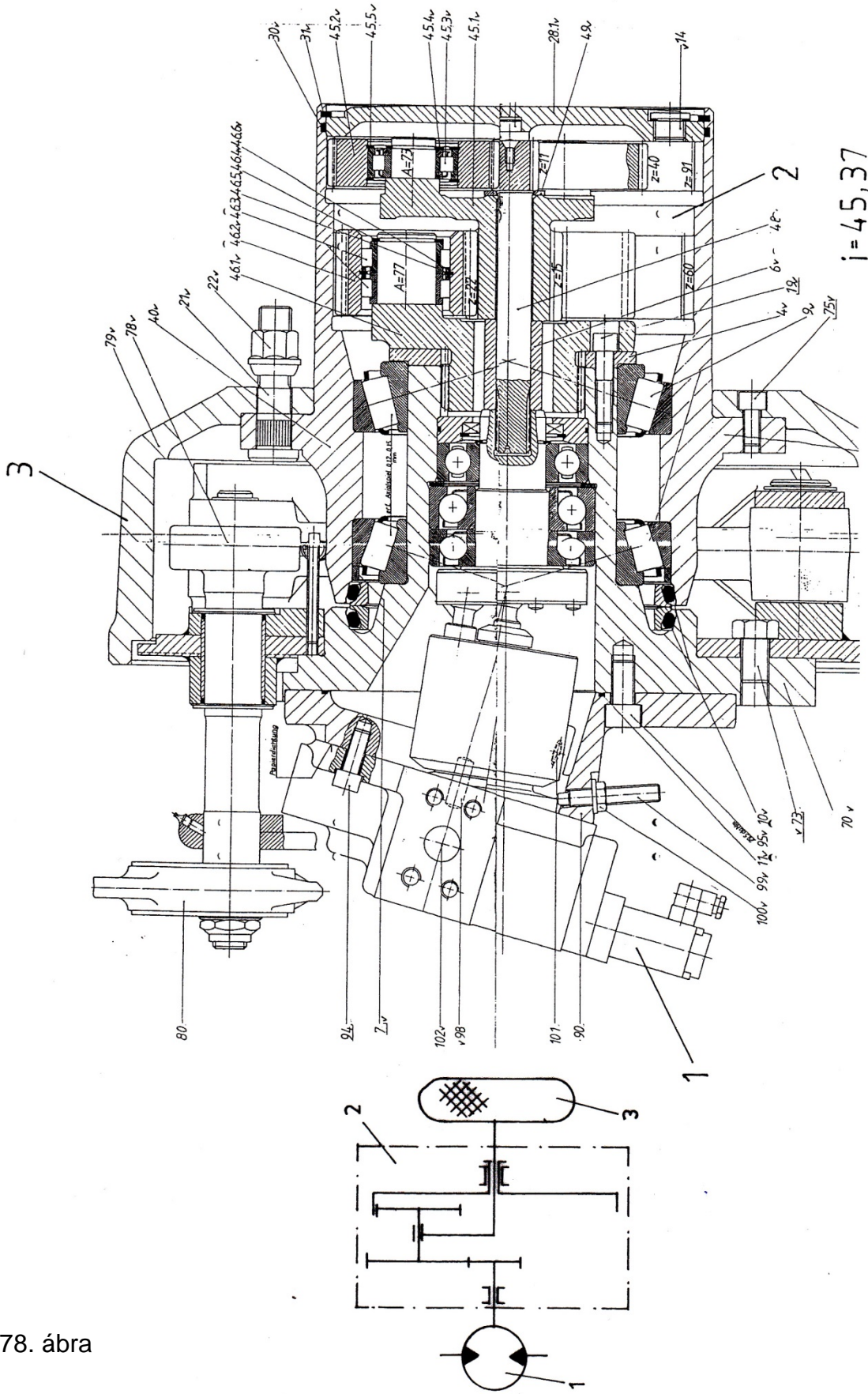


77. ábra

7.2. Kerékhajtások

A kerékhajtásoknál az egyediként hajtott kerekekhez a hidromotorok – a szükséges áttételnek megfelelő – bolygókerékes hajtóműveken keresztül kapcsolódnak (78. ábra).

A hidraulikus járókerékhajtás kinematikai rugalmassága – az ideálisnak ritkán mondható terepviszonyok miatt – nem jár együtt dinamikai rugalmassággal. A közvetlenül párhuzamosan kapcsolt hidromotorokkal hajtott, esetleg kipörgő kerekekről ugyanis vonóerő nem vehető le.

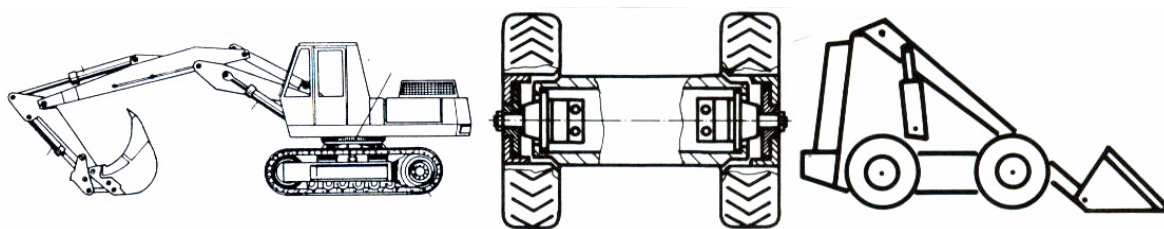


78. ábra

Ennek kivédésére – a mechanikus differenciálzár szolgáltatásait nyújtó – ún. hidraulikus differenciálzár van szükség, amely biztosítja, hogy a jármű hidraulikus hajtású kerekei – természetesen adott hibaszázalékon belül – együtt fussanak még különlegesen nehéz terep- vagy terhelési viszonyok esetén is. Így a gép kapaszkodó képessége, vonóereje mindenkor optimális marad. A hagyományos (ipari) áramviszony-állandósítók a fojtásos szabályozás elvén működnek, s a térfogatáramok mérésére az azonos keresztmetszetű, állandó fojtások szolgálnak. A térfogatáramok nagyságának egymástól való eltérését a fojtások utáni nyomások összehasonlításával értékelik. Ha ezek egyenlők, úgy beavatkozásra nincs szükség. Eltérés esetén azonban a nyomások különbsége miatt a szabályozó tolattyú úgy mozdul el, hogy az egyensúly helyreálljon.

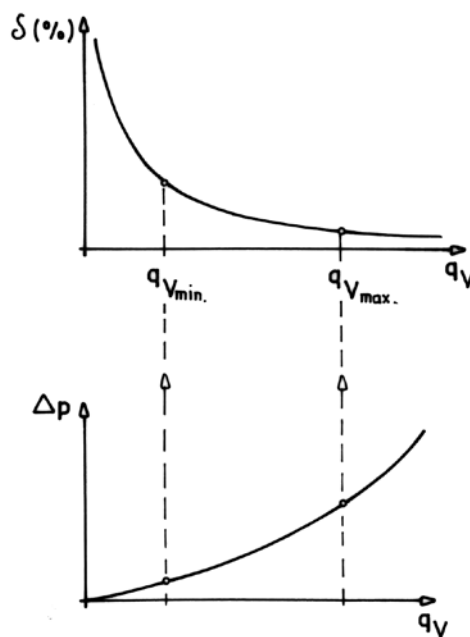
A túláramot tehát az elmozduló szabályozó tolattyú záródó vezérlőele szünteti meg. A statikus hibát és a nyomásvesztéséget mutató jelleggörbék összehasonlításából két dolog következik (80. ábra):

- az áramviszony-állandósító működési tartománya a megengedett max. hiba ($q_{v(\min)}$) és a megengedhető max. nyomásvesztés ($q_{v(\max)}$) által határolt térfogatáram-tartományra korlátozódik.
- a nullához közeli térfogatáramnál a működőképesség még elméletileg is kizárt.



79. ábra

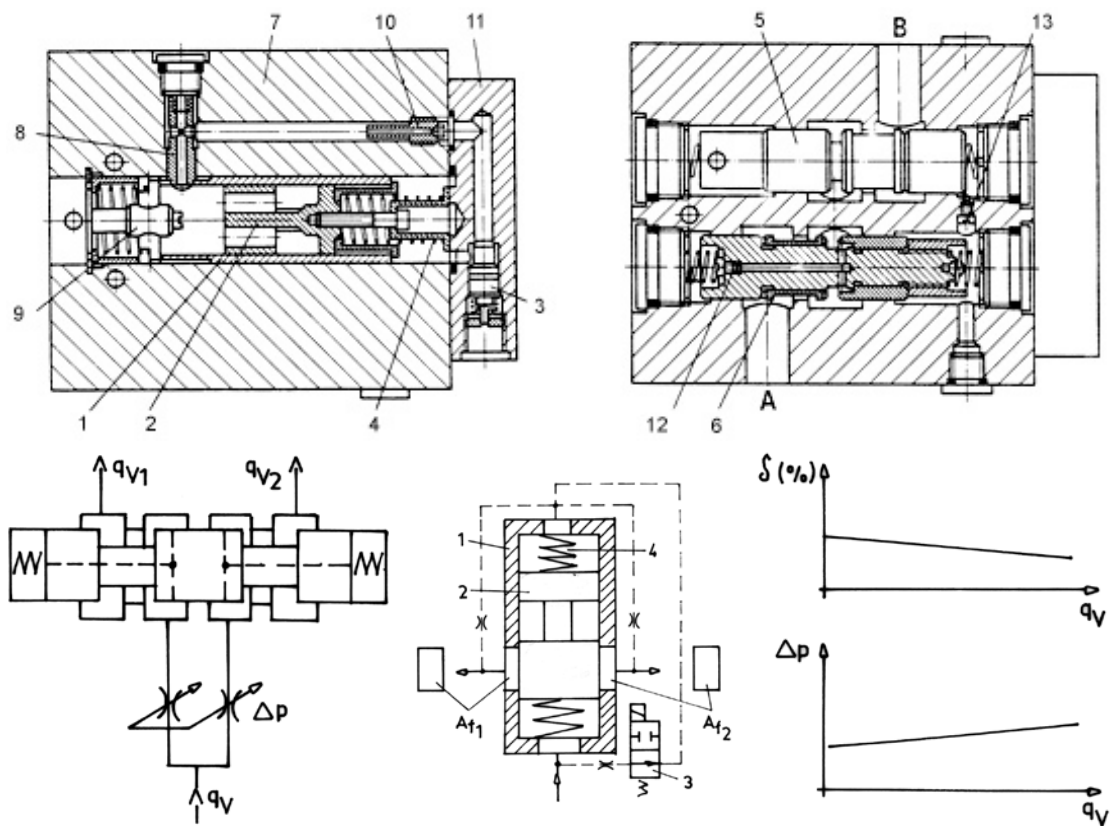
A gyakorlatban ez azt jelenti, hogy éppen a jármű megmozdításakor, tehát a legkritikusabb helyzetben nincs biztosítva a szinkron a kerekek között, másrészt, hogy a $q_{v(\max)}$ -ot meghaladó sebességtartományokban jelentkező jelentős energiavesztés a jármű munkateljesítményét jelentősen leronthatja. További sajátságos negatívuma ezeknek a változatoknak, hogy túlságosan pontosak. Ugyanis feladatából adódóan a térfogatáramok kiegyenlítésére törekszik, ez pedig nem mindig jelent okvetlenül azonos kerékfordulatokat, mivel a kerékgymotorok térfogatárama – főként a változtatható/változó munkatérfogatúaké – eltérhet egymástól. A túl pontos szabályozás következményeként előfordulhat, hogy a kerék-talaj kapcsolat miatt kialakuló azonos kerületi sebességeken is szabályozni kezd a szerkezet az említett térfogatáram eltérések miatt. Ilyenkor a nyomás a legnagyobb beállított értékig növekszik, s a jármű – a szivattyú leszabályozása következtében (ld. később) – leáll.



80. ábra

A kerékajtásra kifejlesztett hidraulikus differenciálzárnál az osztási/összegzési viszonyt meghatározó mérőfojtók keresztmetszete nem állandó, hanem a belépő térfogatárammal változó, így az átfogási tartomány összhangban lehet az elvárható sebességtartománnyal ($q_{vmax}/q_{vmin}=v_{max}/v_{min}$). A nyomásvesztés is és a statikus hiba is közel állandó és optimális értéken tartható. Ebben az esetben a $q_{v(min)}$ elméletileg nulla értéket a valóságban a mérőfojtók geometriai pontossága határozza meg. A változó mérőfojtók a hüvelyben (1), az előfeszített rugó (4) ellenében elmozduló tolattyúval (2) alakíthatók ki oly módon, hogy az az elmozdulás során egyenlő mértékben nyitja a hüvelyen kialakított fojtórészeket ($A_{f1}=A_{f2}$). Az eddigiekből következik, hogy a jármű megmozdítása és a „nagy” sebességű haladása is megvalósítható kiegyenlített térfogatáramok mellett. A szabályozó tolattyúra ható rugók miatt, az összehasonlított térfogatáramok kb. 10% fölötti eltérése esetén kezd csak működni a hibát kiigazító szabályozás. A jármű „kis” vagy „nagy” sebességű egyenesvonalú mozgásához ez elégséges feltétel, de a manőverező-képesség (különösen nagyobb sebességnél) így nem tartható fenn. A járműre megengedett legkisebb fordulási sugár és a keréktávolságok viszonyából adódóan kb. (20÷30)% szabályozási hibát kell megengedni ahhoz, hogy a kisívű kanyarodás se idézze elő a szivattyú leszabályozását jelentő nyomásnövekedést. (81. ábra)

A hidraulikus differenciálzár két említett üzemállapota a 2/2-es útváltóval (3) választható ki. A tolattyú (2) feletti rugó (4) rugóállandója átvitt értelemben a bemeneti nyomás rákapcsolásával megnövelhető. Nyilvánvaló, hogy nagyobb rugóállandónál az azonos térfogatáramhoz tartozó nyitás kisebb, a mérőfojtókon a nyomásesés nagyobb, így adott esetben a szabályozó tolattyúra ható erő is.

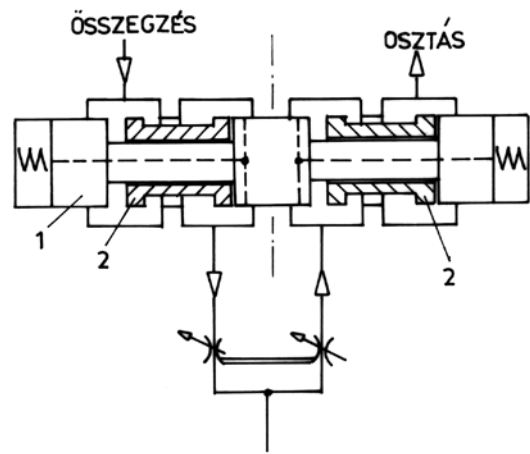


81. ábra

A választható üzemmódok:

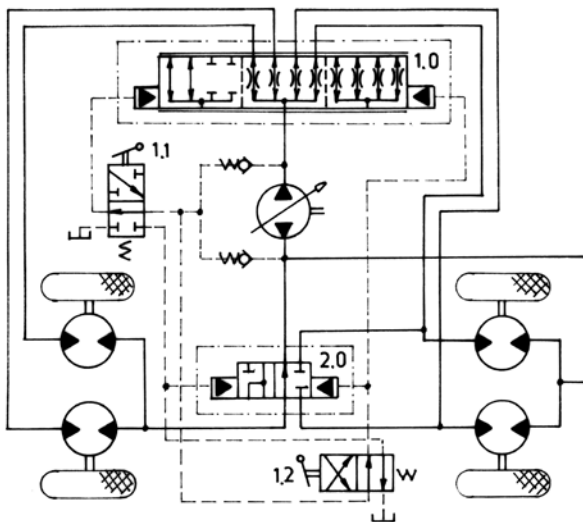
- **laza szinkron:** az útváltó (3) kapcsolt (zárt) állásban. Ez az állapot minimális energiavesztéssel jelent, ezért akár a jármű teljes üzemidejében fenntartható, azzal az előnnyel, hogy mivel a szinkronizálás hibája nem haladja meg a 30%-ot, a kerekek kipörgése nem fordulhat elő.
- **szoros szinkron:** az útváltó (3) nyitott alaphelyzetben. Ennek bekapcsolása általában csak igen nehéz terepviszonyok között válik szükségessé.

A jármű hátramenetének megvalósításához elengedhetetlen, hogy a differenciálzár az osztó funkción túl összegezni is tudjon. A szabályozó tolattyún (1) a térfogatáram hatására elmozduló gyűrűk (2) automatikusan biztosítják a vezérlőelek mindenkor megfelelő áthelyezését. (82. ábra)



82. ábra

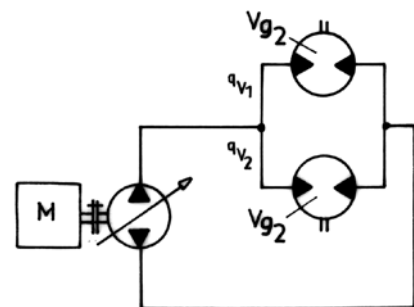
A 4x4, ill. 4x2 kerékképletű hajtás technikai realizációja látható a 83. ábrán. A lehetséges üzemmódok:



83. ábra

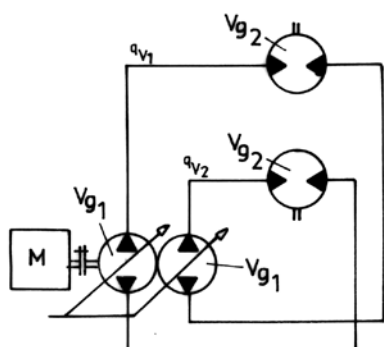
- **4 kerékhajtás** (az 1.1 és 1.2 jelű szelepek alaphelyzetben): laza szinkron, teljes manőverezőképesség.
- **4 kerékhajtás** (az 1.1 jelű útváltó kapcsolt állásban): szoros szinkron, igen nehéz terepviszonyok esetén, a manőverezőképesség korlátozott.
- **2 kerékhajtás**, azaz soros tengelyhajtás (az 1.2 útváltó kapcsolt állásban): országúti menet, kétszeres sebességgel. [1]

Kerékhajtásnál a differenciálzár-hatás megvalósítható az ismertetett hidraulikus differenciálzár nélkül is. A szivattyú után párhuzamosan kapcsolt kerékagymotorok (84. ábra) esetén a térfogatáram osztásviszonyát a hidromotorok nyomatékterhelése határozza meg, amely lehet $\frac{q_{V1}}{q_{V2}} \geq 1$, s esetenként ez nem kívánatos kerékipörgésekhez vezethet. Ha azonban a kerékagymotorokat a kapcsolási vázlat (85. ábra) szerinti bekötésben táplálja egy-

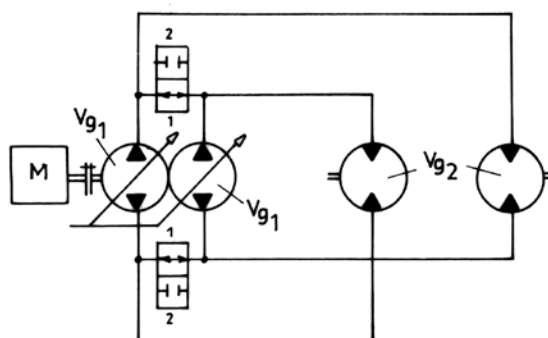


84. ábra

egy azonos fajlagos munkatérfogató (V_{g1}) szivattyú, akkor a térfogatáramok viszonya – a volumetrikus veszteségek eltérésétől eltekintve – szigorúan egy, azaz: $\frac{q_{V1}}{q_{V2}} = 1 !$



85. ábra

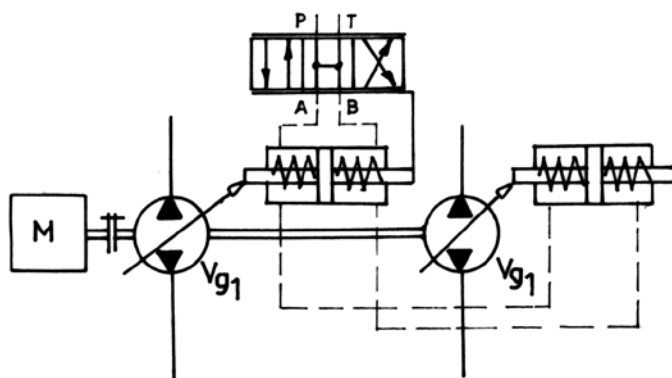


86. ábra

A korábban ismertetett ún. „laza”, ill. „szoros” szinkron a 2/2-es útváltók segítségével ez esetben is kiválasztható (86. ábra).

- **laza szinkron:** az útváltók 1-es kapcsolási állásban.
- **szoros szinkron:** az útváltók 2-es kapcsolási állásban.

A 4x4 kerékképletű hajtásnál az „azonos hajtott tengely” kerékgymotorjai párhuzamosan kötöttek. A közös behajtótengelyre épített szivattyúk (V_{g1}) térfogatárama csak közös vezérlés esetén lesz azonos (87. ábra).



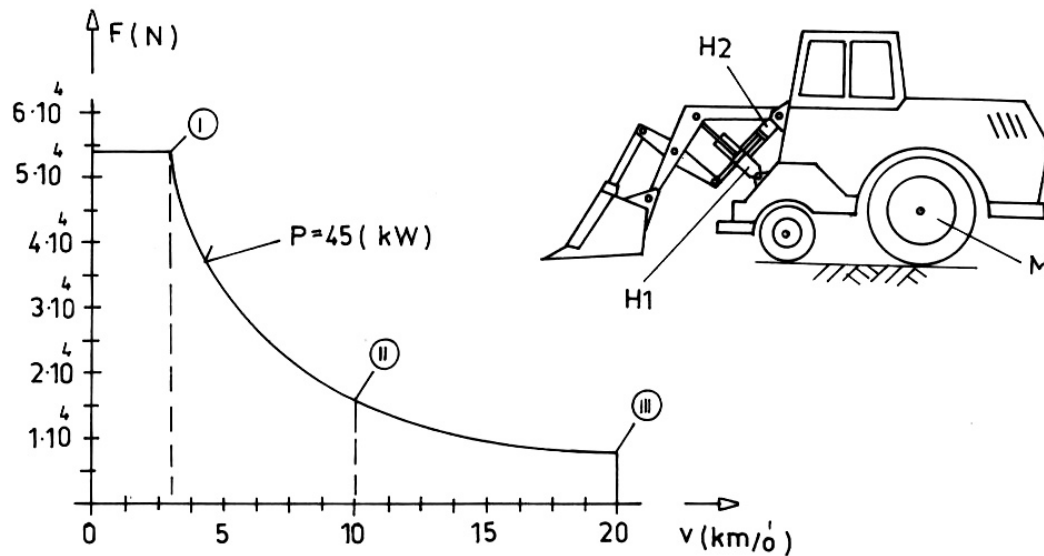
87. ábra

Feladat:

Tervezze meg a 88/a. ábrán látható földmunkagép járókerék hajtásának hidraulikus körfolyamát, majd a vonóerő-sebesség diagram adatai alapján, határozza meg a hidromotor(ok) és a szivattyú fajlagos munkatérfogatót, valamint az I. pontra vonatkozóan a hajtás összhatásfokát.

A járószerkezet a kerékagyba épített bolygókerékes hajtóművek – $i = 45,37$, ld. 78. ábra – közvetítésével kétpont-kapcsolású axiáldugattyús hidromotoros hajtású.

A körfolyam kapcsolási vázlata a 88/b. ábrán látható. A rendszer zárt körfolyamú, a hidromotorok (2) differenciálzáron (3) keresztül tápláltak, amely a haladási iránynak megfelelően osztó/összegző jellegű. A jármű haladási sebessége a szivattyú (1) kivételének (V_{g1}) mértékével változtatható, a $0 \div 10$ (km/ó) sebességtartományban $V_{g2(max)}$, míg a $10 \div 20$ (km/ó) tartományban pedig $V_{g2(max)}/2$ mellett. A fajlagos munkatérfogató (V_{g2}) felezése átkapcsolással (Y_1) történhet.



88/a. ábra

A hidraulikus differenciálzár (3) „szoros” szinkronról (0) „laza” szinkronra (1) való átkapcsolása a VAGY-szelep (4) és a 3/2-es útváltó (5) közvetítésével (Y₂) lehetséges.

Méretezés:

- keréknyomatékok:

$$T_{kl} = \frac{1}{2} \cdot F_I \cdot R = \frac{1}{2} \cdot 5,4 \cdot 10^4 \cdot 0,48 = 1,296 \cdot 10^4 \text{ (Nm)}$$

$$T_{kII} = \frac{1}{2} \cdot F_{II} \cdot R = \frac{1}{2} \cdot 1,62 \cdot 10^4 \cdot 0,48 = 0,39 \cdot 10^4 \text{ (Nm)}$$

- nyomatékok a hidromotor(ok) tengelyén:

$$T_{mI} = \frac{1}{i \cdot \eta_m} \cdot T_{kl} = \frac{1}{45,37 \cdot 0,9} \cdot 1,296 \cdot 10^4 = 3,174 \cdot 10^2 \text{ (Nm)}$$

$$T_{mII} = \frac{1}{i \cdot \eta_m} \cdot T_{kII} = \frac{1}{45,37 \cdot 0,9} \cdot 0,39 \cdot 10^4 = 1,91 \cdot 10^2 \text{ (Nm)}$$

ahol

$i = 45,37$ a bolygókerékes hajtómű áttétele

$\eta_m = 0,9$ a hajtómű mechanikai hatásfoka

- a hidromotor kiválasztása

$$T_m = \eta_{mh} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot V_{g2} \cdot \Delta p \rightarrow V_{g2}$$

$$V_{g2} = \frac{2\pi \cdot T_{mI}}{\eta_{mh} \cdot \Delta p} = \frac{2\pi \cdot 3,174 \cdot 10^2}{0,95 \cdot 320 \cdot 10^5} = 6,56 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^3\text{)} = \mathbf{65,6 \text{ (cm}^3\text{)}}$$

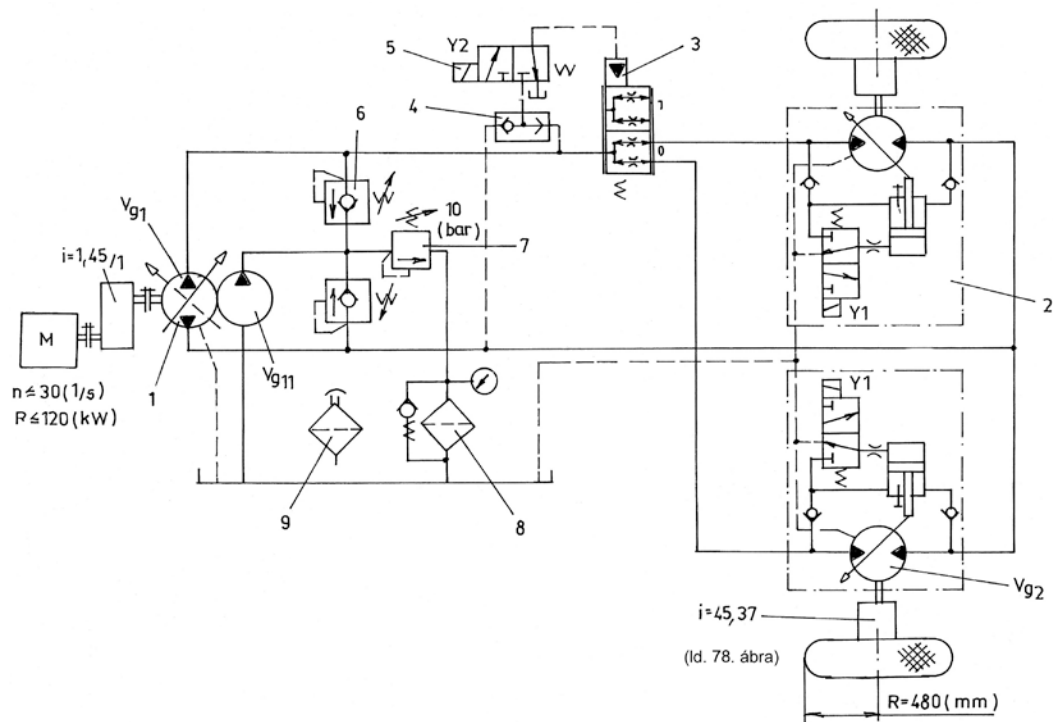
ahol

$\eta_{mh} = 0,95$ a hidromotor mechanikai/hidraulikai hatásfoka

$\Delta p = 320$ (bar) nyomásesés a hidromotoron

A választott hidromotor (Bosch-Rexroth):

$$\mathbf{A6VM80EZ3/63W-VZB020 \quad V_{g2} = 80 \text{ (cm}^3\text{)}}$$



88/b. ábra

- nyomáskülönbségek a nyomatékoknál:

$$\Delta p_I = \frac{2\pi \cdot T_{mI}}{\eta_{mh} \cdot V_{g2}} = \frac{2\pi \cdot 3,174 \cdot 10^2}{0,95 \cdot 80 \cdot 10^{-6}} = 10^8 \cdot 0,26 \text{ (Pa)} = 260 \text{ (bar)}$$

$$\Delta p_{II} = 156,46 \text{ (bar)}, \text{ ill. átkapcsolás után } \Delta p_{II} = 312,92 \text{ (bar)}.$$

- a szivattyú kiválasztása: (a szükséges összefüggések)

$$\text{a hidromotor folyadéknyelése: } q_{V(m)} = \frac{1}{\eta_V} \cdot V_{g2} \cdot n_{(m)}$$

- a hidromotor fordulatszám: $n_{(m)} = i \cdot n_{(k)}$

$$\text{a kerék fordulatszám: } n_{(k)} = \frac{v}{2R\pi}$$

Az értékek $v = 10 \text{ (km/ó)} = 2,78 \text{ (m/s)}$ sebességnél:

$$n_{(k)} = \frac{2,78}{2\pi \cdot 0,48} = 0,922 \left(\frac{1}{s}\right); \quad n_{(m)} = 45,37 \cdot 0,922 = 41,8 \left(\frac{1}{s}\right)$$

Egy darab hidromotor folyadéknyelése:

$$q_{V(m)} = \frac{1}{0,95} \cdot 80 \cdot 10^{-6} \cdot 41,8 = 3,52 \cdot 10^{-3} \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

ahol

$\eta_V = 0,95$ a hidromotor volumetrikus hatásfoka

Térfogatáram igény a szivattyútól a két darab hidromotor miatt:

$$2 \cdot q_{V(m)} = q_{V(sz)} = \eta_V \cdot V_{g1(\max)} \cdot n_{(sz)} \rightarrow V_{g1}$$

$$V_{g1(\max)} = \frac{2 \cdot q_{V(m)}}{\eta_V \cdot n_{(sz)}} = \frac{2 \cdot 3,52 \cdot 10^{-3}}{0,95 \cdot 43,5} = 0,17 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^3\text{)} = \mathbf{170 \text{ (cm}^3\text{)}}$$

ahol

$\eta_V = 0,95$ a szivattyú volumetrikus hatásfoka

$n_{(sz)} = i \cdot n_{(dm)} = 1,45 \cdot 30 = 43,5$ [1/s] a szivattyú fordulatszáma

A választott szivattyú (Bosch-Rexroth):

$$A4VSG180E01/ \quad V_{g1(max)} \leq 180(\text{cm}^3); V_{g11} = 32(\text{cm}^3)$$

$$\frac{V_{g11}}{V_{g1}} = \frac{32}{180} = 0,177 \approx 18(\%)$$

A töltőkörü szivattyú (V_{g11}) térfogatárama:

$$q_{V11} \cong V_{g11} \cdot n_{(sz)} = 32 \cdot 43,5 = 1392 \left(\frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \right) = 83,5 \left(\frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \right) = 1,39 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

A zárt körfolyam volumetrikus vesztesége:

$$\begin{aligned} \sum q_{VR} &= (1 - \eta_V) \cdot V_{g1} \cdot n_{(sz)} + 2(1 - \eta_V) \cdot V_{g2} \cdot n_{(m)} = \\ &= (1 - 0,95) \cdot 170 \cdot 43,5 + 2 \cdot (1 - 0,95) \cdot 80 \cdot 41,8 = 704,15 \left(\frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \right) = \\ &= 42,25 \left(\frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \right) < 83,5 \left(\frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \right) \end{aligned}$$

A hajtás összhatásfoka az I. pontra vonatkozóan:

$$\eta_{\text{öI}} = \frac{P_{(k)}}{P_1} \quad \text{ahol} \quad P_{(k)} = 45(\text{kW})$$

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{1}{\eta_{\text{ö}}} \cdot q_{V1} (\Delta p_{(m)} + \Delta p_{(cs\acute{o})}) + \frac{1}{\eta_{\text{ö}}} \cdot q_{V11} \Delta p_{11} = \\ &= \frac{1}{0,9} \cdot 2,1 \cdot 10^{-3} (260 \cdot 10^5 + 10 \cdot 10^5) + \frac{1}{0,9} \cdot 1,39 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^5 = \\ &= 64,54 \cdot 10^3 (\text{W}) = 64,54(\text{kW}) \end{aligned}$$

ahol

$$v = 3 \left(\frac{\text{km}}{\acute{o}} \right) = 0,833 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right); n_{(k)} = 0,276 \left(\frac{1}{\text{s}} \right);$$

$$n_{(m)} = 45,37 \cdot 0,276 = 12,54 \left(\frac{1}{\text{s}} \right);$$

$$q_{V1} = 2 \cdot \frac{1}{\eta_V} \cdot V_{g2} \cdot n_{(m)} = 2 \cdot \frac{1}{0,95} \cdot 80 \cdot 10^{-6} \cdot 12,54 = 2,1 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

$$\Delta p_{(m)} = 260(\text{bar}); \Delta p_{(cs\acute{o})} = 10(\text{bar});$$

Az összhatásfok pedig:

$$\eta_{\text{öI}} = \frac{45}{64,54} = 0,697 \rightarrow \mathbf{69,7 (\%)}$$

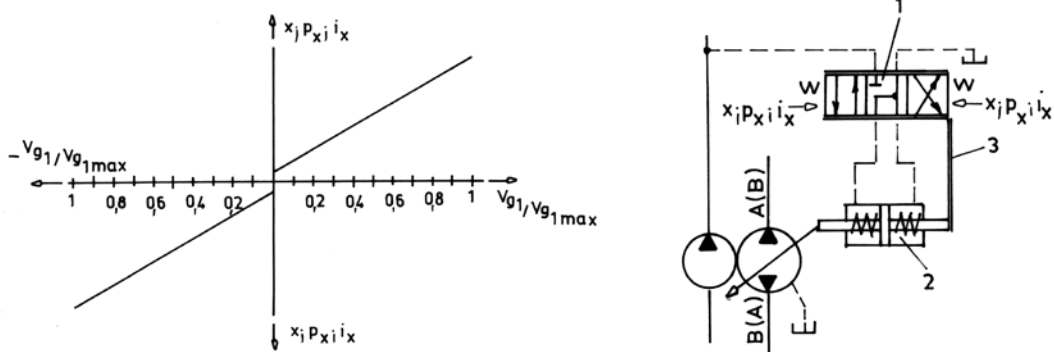
7.3. A hajtómű energiaátalakítóinak vezérlései

7.3.1. A szivattyú vezérlése

A szivattyú vezérlése lehet: **arányos** (proporcionális), **automotív** és **kombinált**.

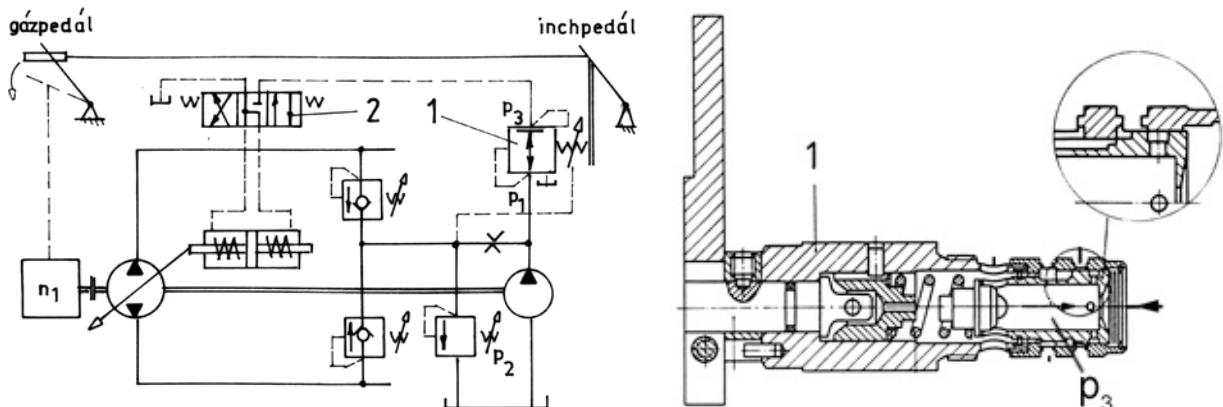
A vezérlési mód megválasztása attól függ, hogy a hajtóműnek munkagépüzem – vagy vontató(jármű) üzem, esetleg mindkettő feltételeinek meg kell felelnie.

Árányos vezérlésnél (89. ábra) a szivattyú fajlagos munkatérfogata (V_{g1}) a mindenkor bemenőjellel arányos értékre áll be, mely bemenőjel lehet: mechanikus (x); hidraulikus (p_x) és villamos (i_x). Az arányos útváltó (1) munkahenger (2) kapcsolat integráló jellegét a szükséges negatív mechanikai visszacsatolás (3) teszi arányossá.



89. ábra

Automotív (önjáró) vezérlésnél: a kibillentést végző munkahenger a vezérlési térfogatáramot egy szabályozószelepen (1) keresztül kapja. A 4/3-as kapcsoló működésű útváltó (2) csak a kibillentés irányát határozza meg. A rendszer működése a következő: a belsőégésű motor fordulatszámának (n_1) növelésével a töltőkori szivattyú arányosan növekvő térfogatárama a szabályozószelep (1) mérőperemén $\Delta p = p_1 - p_2 = k \cdot q_v^2$ nyomásesést hoz létre. A nyomásesés és a mérőfelület szorzatából adódó hidraulikai erő az előfeszített rugó ellenében egyensúlyi helyzetig elmozdítva a tolattyút szabad átfolyást biztosít a rugós visszatérítésű állítómunkahengerhez (90. ábra). A kialakult vezérlőnyomás (p_3) az állítóhengert egyensúlyi helyzetéig mozdtítja el, ami ezzel arányos munkatérfogatot (V_{g1}), ill. térfogatáramot jelent. Csökkenő fordulatszámoknál (n_1) a fo-



90. ábra

lyást biztosít a rugós visszatérítésű állítómunkahengerhez (90. ábra). A kialakult vezérlőnyomás (p_3) az állítóhengert egyensúlyi helyzetéig mozdtítja el, ami ezzel arányos munkatérfogatot (V_{g1}), ill. térfogatáramot jelent. Csökkenő fordulatszámoknál (n_1) a fo-

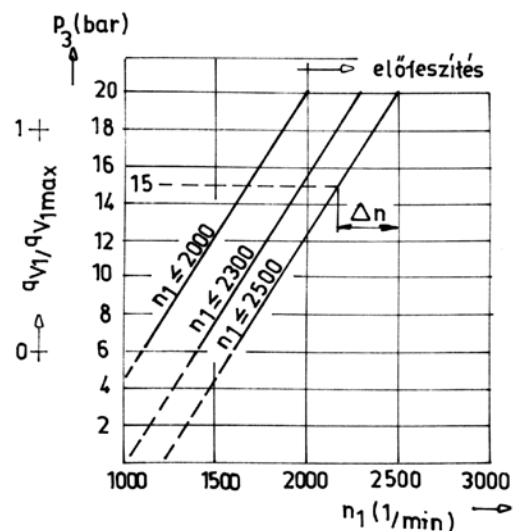
lyamat megfordul, az állítóhenger a szivattyút a csökkenő fajlagos munkatérfogat felé billenti. A szabályozószelep jelleggörbéjének meredeksége – a dízelmotorok jelleggörbéit figyelembe véve – olyan, hogy a szivattyú kibillentésének kezdete $n_1 = 1000 \pm 100$ (1/min), a vége pedig $n_1 = 1900 \pm 100$ (1/min) fordulatszámnál adódik. A szabályozószelep rugójának előfeszítésével a $p_3 = f(n_1)$ jelleggörbe a nagyobb fordulatszám irányába tolható el, mégpedig olyan mértékben, hogy a szivattyú kibillentését eredményező vezérlőnyomás (p_3) a dízelmotor maximális fordulatszámánál sem jön létre. (91. ábra)

Ez az ún. lassító (inch) működtetési funkció. Amennyiben az említett rugó előfeszítését egy állító mechanizmuson keresztül pedállal végzik, kialakítható a hárompedálos járművezetés, mint:

- gáz
- lassító (inch)
- fék

Alkalmazása ott kívánatos, ahol a haladási sebesség csökkentés szükséges, de a dízelmotor fordulatszámát a munkavégző szervek térfogatáram igénye miatt tartani kell (pl. targoncaüzem). Alkalmazzák továbbá teljesen automatizált gépüzemben is, pl. gabonakombájnoknál. A lassítópedál működtetésével az automatika ellenére a haladási sebesség csökkenthető – a lassítópedált teljesen lenyomva a kombájn megáll, csupán a cséplőszerkezet működik – majd a lassítópedált felengedve az eredeti, az automatika által meghatározott üzemi állapot ismét helyreáll. A lassítási funkció járműtechnikai szempontból úgy tekinthető, mint a jármű tengelykapcsoló és a fék együttes működése. Az üzemi körülmények között terhelt hajtóműveknél a szivattyú kibillentésének mértékét nemcsak a vezérlő – $p_3 = f(n_1)$ – hanem az üzemi nyomás is befolyásolja. A folyamat a következőképpen játszódik le: a belsőégésű motor alapjárat fordulatszámánál kialakult vezérlőnyomás (p_3) a szivattyút még nem tudja kibillenteni. Növekvő fordulatszámánál ez bekövetkezik és a jármű megindul. Egy adott üzemi fordulatszámánál a terhelés növekedésével a szivattyú nyomatékigénye eléri, ill. meghaladná a rendelkezésre álló motor nyomatékot, ezért annak fordulatszáma Δn_1 -gyel csökken. Az ezáltal csökkenő vezérlőnyomás lehetővé teszi a szivattyú fajlagos munkatérfogatának a nyomaték egyensúlyhoz tartozó értékre való beállítását. Ez a hajtómotor ún. határterhelés-szabályozása. Ugyanez a folyamat játszódik le akkor is, ha a hajtómotort a munkavégző szervek nyomatékigénye is terheli, biztosítva az automatikus teljesítmény elágaztatást, valamint a rendelkezésre álló teljesítmény optimális kihasználását.

A **kombinált vezérlést** a többcélú gépek fejlesztése igényelte. Szerkezeti kialakítását tekintve az arányos útváltót a visszacsatolással és a szabályozószelepet egyaránt tartalmazza. Kétféle üzemmódot tesz lehetővé:



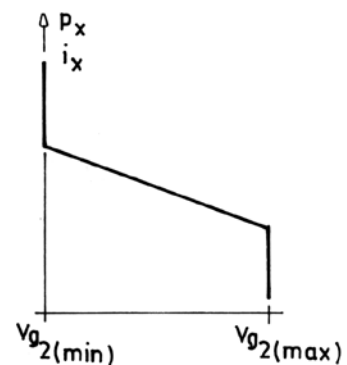
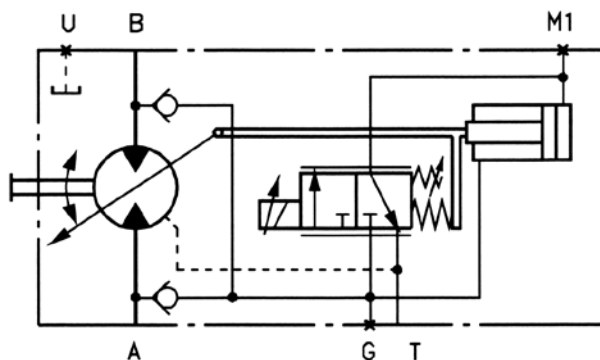
91. ábra

- az **automotív járműmenet** esetén az arányos útváltó maximálisan kivezérelve, funkciója azonos az automotív vezérlés 4/3-as szeleppel, azaz csak a menetirány kiválasztását szolgálja. A visszacsatolás az elégtelen vezérlőnyomás (p_3) miatt hatástalan. Gázpedállal üzemelve a kívánt járműsebesség a motor fordulatszámával beállítható.
- a **munkagépüzemben** állandó gázadagolás mellett a szivattyú kibillentése a vezérlőjellel arányos. A szabályozószelep működése folytán, ha a hajtómotor túl terhelődne (akár a járószerkezet hajtás, akár a munkavégző szervek miatt), a korábbiakban ismertetett határterhelés szabályozás lép működésbe. Tehát állandó gázbeállítás mellett is megvalósul a határterhelés-szabályozás és az automatikus teljesítmény elágasztás.

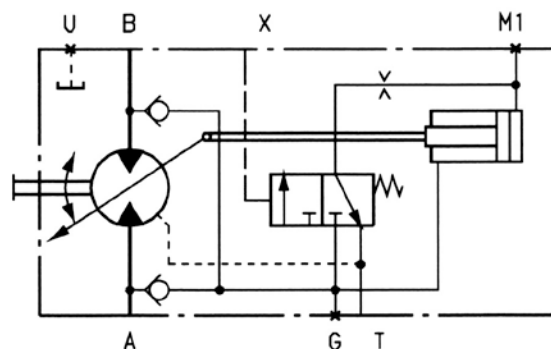
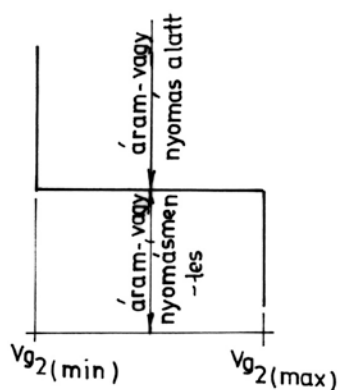
7.3.2. A hidromotor vezérlése

A hidromotor vezérlése lehet:

- arányos (proporcionális)
- kétpont kapcsolású
- nyomásszabályozott



92. ábra



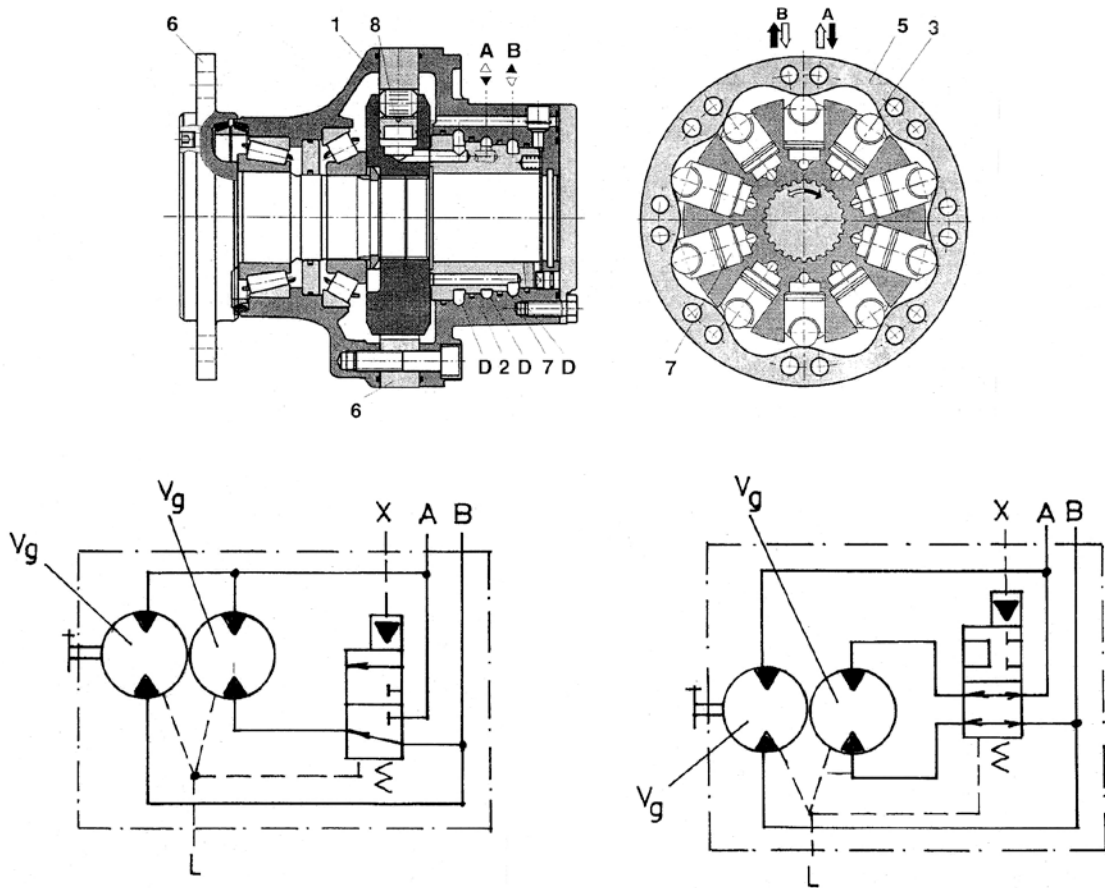
93. ábra

Arányos vezérlésnél (92. ábra) a hidromotor munkatér fogata (V_{g2}) a mindenkori bemenőjellel arányos értékre áll be, mely bemenőjel lehet: hidraulikus (p_x) és villamos (i_x). **Kétpont** kapcsolásnál (93. ábra) hidraulikus vagy villamos jellel a hidromotor fajlagos

munkatérfogatának két diszkrét értéke választható ki. A vezérlőjel nélküli állapothoz mindig a nagyobb fajlagos munkatérfogat tartozik. Ha a fajlagos munkatérfogat ($V_{g2(\min)}$ - $V_{g2(\max)}$) közbenső értékei mechanikusan lehatárolhatóak, akkor ez a két-pont kapcsolás alkalmas a munkameneti (V_{g2} nagyobb) és az országúti (V_{g2} kisebb) sebesség kiválasztására.

A radiáldugattyús hidromotoroknál szándékolt kapcsolással azok fajlagos munkatérfo-
gata – a működő dugattyúk felének rövidzárjával – felezhető, alkalmazkodva ezzel a max. vonóerőhöz, ill. sebességhez. (94. ábra) A hidraulikus működtetésű útváltó tehát terepváltóként szerepelhet, szétválasztva ezzel a munka-, ill. az utazási tartományt.

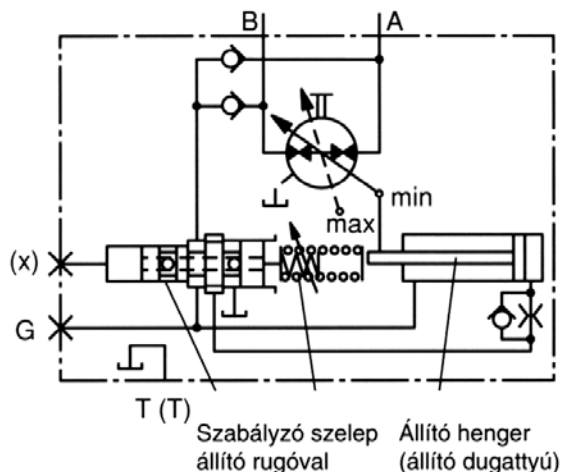
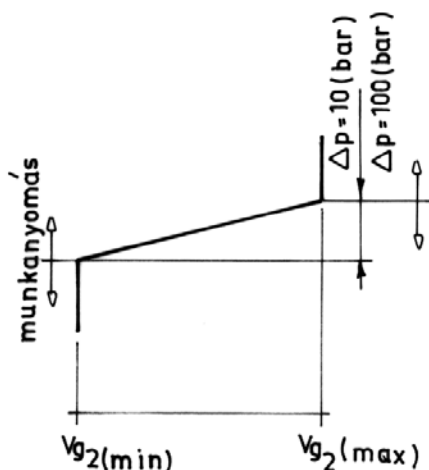
A **nyomásszabályozott** vezérlésnél (95. ábra) a változattól ($\Delta p = 10$ bar, ill. $\Delta p = 100$ bar) függően a terhelés (p) növekedésével a hidromotor fajlagos munkatérfogata a mi-
nimális értékről arányosan a maximális értékig növekszik. A vezérlés kezdetét jelentő nyomás értéke adott határok között előre beállítható.



94. ábra. Bosch – Rexroth típus

Ez a vezérlés a hajtómű akadály leküzdő képességét automatikusan növeli, ugyanis:

$$T_2 = \eta_{mh} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot V_{g2} \cdot \Delta p = f(V_{g2}; \Delta p); \text{ de } V_{g2} = f(p)!$$



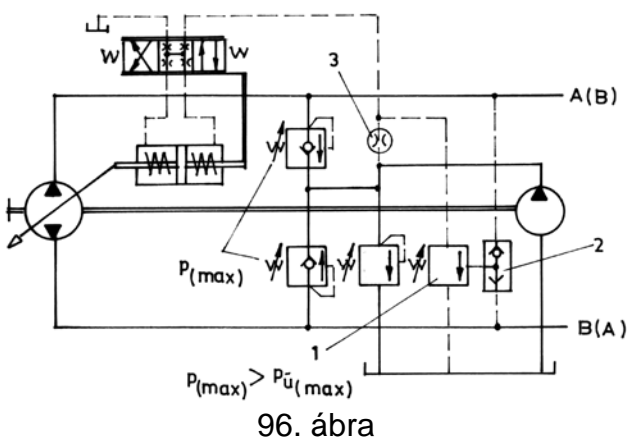
95. ábra

7.4. Nyomatékatárolás, fékezés

A hajtómű nyomatékát a veszteségi teljesítmények miatt nem a főáramköri nyomáshatárolókkal korlátozzák, hanem a szivattyú kivezélését szüntetik meg automatikusan. Ezt a mindenkor aktuális nagy nyomású ágról VAGY-szeleppel (2) működtetett külső vezérlésű, nyomásra kapcsoló szelep (1) biztosítja, s a töltőkörü szivattyú rövidzárját a beépített fojtó (3) akadályozza meg.

A zárt körfolyamban dolgozó hajtómű a folyadékoszlop erőzárása folytán alkalmas arra, hogy automatikus féküzemben dolgozzon. Ekkor a szekunder rész szivattyúként, a primér rész pedig motorként üzemel, s ez utóbbi a belsőégésű motort hajtónyomatékkal terheli. A motor féknyomatéka a maximális nyomatéknak legfeljebb 30%-ra vehető. Ez a rendelkezésre álló féknyomaték nem minden esetben elég a jármű fékezéséhez, ilyenkor lehetőség van a mechanikus fékek egyidejű működtetésére.

A fékezés követelményei a választott hajtómű vezérlésektől függően különbözőképpen elégíthetők ki.



Arányos vezérlés esetén:

- a hajtómű lehet üzemi fék vagy,
- a hajtómű és mechanikus fék együttes féküzeme lehetséges.

Automotív vezérlés esetén:

- a hajtómű üzemi fék nem lehet, mert nincs „sebesség-(fék)karja”
- a gázpedál nem lehet egyúttal fék működtető is.

Kombinált vezérlés esetén:

- vontató és gyorsmenetben automotív a vezérlés ezért mechanikus fék beépítése szükségszerű. [3]

8. Hidraulikus kormányok és kormánykörfolyamok

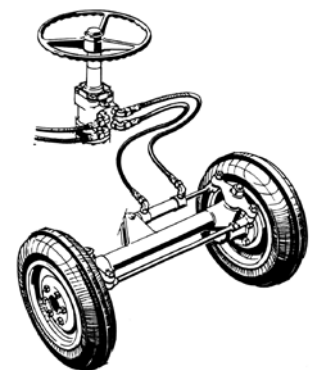
Kormányzás alatt a járművek célirányos irányváltogatását létrehozó tevékenységet értik. Amennyiben a kormány szerkezet hidraulikus erőátviteli rendszert is tartalmaz, úgy azt hidraulikus kormány, kormány szerkezetnek nevezik. Használatosak még egyéb elnevezések is, mint pl. hidraulikus szervókormány, hidraulikus nyomatékerősítő, gépkormány, amelyek a hidraulikus kormányok egy-egy adott kivitelére utalnak. A következő kormányzási kategóriák ismertek:

- mechanikus,
- szervó és
- gépkormányzás

A **mechanikus** kormányzási rendszernél a vezető fizikai erején kívül egyéb energia nem kerül alkalmazásra.

A **szervókormányzási** (rásegítő) rendszernél a kormánykerék és a kormányzott kerekek közötti mechanikus összeköttetés mellett hidraulikus energia is felhasználásra kerül. Hideg (szükség)-kormányzást is lehetővé tesz.

A **gépkormányzási** rendszernél a kormánykerék és a kormányzott kerekek között semmiféle mechanikus kapcsolat nincs (97. ábra). A kormánykerék normál üzemben csak vezérlési funkciót lát el, a kormányzott kerekek elfordítását hidraulikus energia végzi. Ez a kormányzási kategória csoportosítható egyrészt a kormányzási mód-, másrészt pedig a kormányzott kerekek szerint.



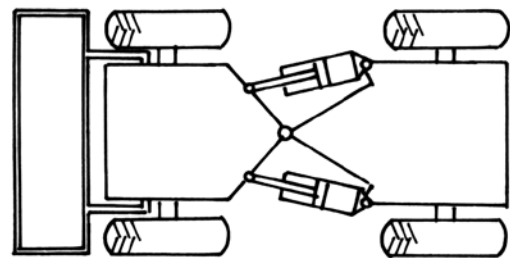
97. ábra

A **kormányzási mód** szerint lehet:

- tengelycsonk kormányzás (ld. 110. ábra)
- csuklós (v. ízelt) kormányzás (98. ábra)

A **kormányzott kerekek** szerint pedig:

- mellső kerék
- hátsó kerék és
- összkerek kormányzás



98. ábra

A biztonsági fokozat szerint pedig a következő felosztás ismert:

- **kétkörös kormányzás:** ez két energiaforrással ellátott rendszer, melynél az elsődleges energiaellátó kiesésekor automatikusan bekapcsolódik a tartalék egység.
- **egykörös kormányzás szükségkormányzási képességgel:** ez az energiaellátó meghibásodása esetén (nagyobb kormányzási erőszükséglettel) szükségkormányzásra alkalmas.
- **egykörös kormányzás szükségkormányzási képesség nélkül:** ez a rendszer az energiaellátó meghibásodása esetén üzemképtelen, a jármű pedig kormányozhatatlan.

A gépkormányzási (teljesen hidraulikus) rendszerek alkalmazhatósági feltételeiről hatósági előírások rendelkeznek. Ezek lényege a következők:

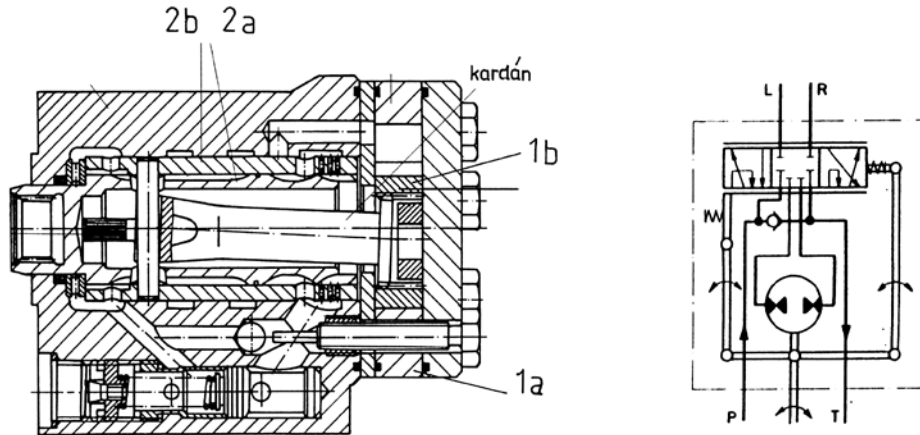
- csak olyan járműveken alkalmazható, amelyek legnagyobb haladási sebessége: ≤ 50 [km/ó]. Hátsó kerék kormányzású járműveknél ellenőrizni kell a kormányzás stabilitását az alábbiak szerint: a jármű legalább 10 (km/ó) sebességgel haladjon a kerékalávágási szög félszeresének megfelelő sugarú körpályán. Elengedett kormánykerék mellett a körpálya sugara változatlan kell maradjon, ill. növekedhet. Amennyiben a fordulási sugár csökken, a jármű csak 20 (km/ó) sebességig használható.
- a hidraulikus kormányrendszernek saját szivattyúja kell, hogy legyen. Ha a szivattyú ékszíjhajtású, akkor legalább két darab ékszíz szükséges és ezeket úgy kell méretezni, hogy az egyik meghibásodása esetén a másik képes legyen a szivattyú hajtásához szükséges teljesítmény átvitelére.
- ha a kormányrendszer szivattyúja egyéb munkaszervek térfogatáram igényét is fedezi, mindenképpen biztosítani kell a kormánykörfolyam elsődlegességét (prioritását).
- a szivattyú és a hidraulikus kormánymű közötti nyomóvezetékbe a legnagyobb nyomást lehatároló biztonsági szelepet, a hidraulikus kormánymű és a munkahenger(ek) közé még további nyomáshatárolókat kell beépíteni, melyek beállítási értéke : $p_{\ddot{u}(max)}+50$ (bar) $< p_{be} < 2,5 p_{\ddot{u}(max)}$
- a kormányzott kerekek két szélső kerékalávágási szögig való kikormányzás időtartama a hajtómotor legnagyobb fordulatszáma mellett kisebb legyen, mint 3 (sec). A motor üresjárásához és a legnagyobb fordulatszámhoz tartozó időarány: $< 1,3$.
- a segéderővel működő kormány szerkezetek a szivattyú térfogatáramának kimaradása esetén is kormányozhatók legyenek, esetleg sokkal nagyobb működtető erő árán is. A megengedett működtető erő: $< 500(N)$, haladási sebesség pedig < 5 (km/ó) lehet.
- a kormányrendszert úgy kell kialakítani, hogy a kerekek két szélső alávágási helyzetéig való elfordításához legfeljebb öt kormánykerék fordulat tartozzon.
- a rendszerben alkalmazott csőcsavarzatok névleges nyomása haladja meg az üzemi nyomást, a roncsolási nyomás pedig annak legalább ötszöröse legyen.

8.1. A kormány körfolyamok meghatározó elemei

Kormánymű: a kormányrúdba építhető kompakt ORBITROL-kormánymű egy nyomatékerősítő, amely egy térfogatkiszorítás elvén működő hidromotorból és egy forgótalattyús vezérlőegységből áll.

A hidromotor külsőfogazású forgórésze (1b) a vezérlőegység külső perselyével (2b) mechanikus kapcsolatban van (99. ábra). Üzemi kormányzásnál a vezérlőegység kormánykerékkel elfordított belső perselye (2a) a szivattyú térfogatáramát a hidromotorba és azon keresztül a munkahengerbe engedi. A szükséges negatív visszacsatolás azáltal jön létre, hogy a kormánykerék kitérítésével megbontott vezérlőegység egyensúlyi

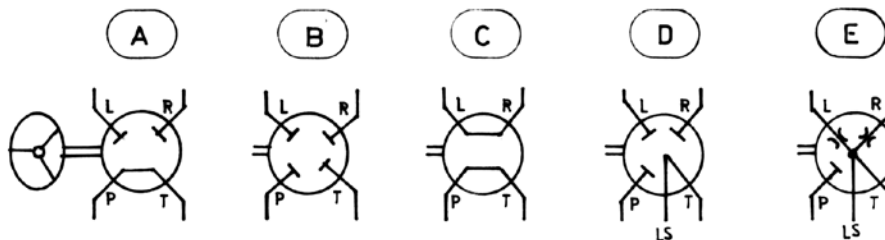
helyzetet a hidromotor igyekszik visszaállítani, miután annak forgórészével kapcsolatban álló külső gyűrű (2b) követi a belsőt.



99. ábra. Danfoss típus

Szükség (-hideg) kormányzásnál a vezérlőegység belső-, és külső perselye egymáshoz képest, most is csak a max. holtjáték határán belül képes elmozdulni. A holtjátékot elérő szögelfordulás különbség esetén a kormánykerék közvetlen mechanikai kapcsolatba kerül az orbitrendszerű hidromotor forgórészével, amely így motorüzemből szivattyúüzembe kerül át. A tápszivattyú meghibásodása esetén, tehát a hidromotor önfelszívás mellett képes betölteni annak szerepét is. A hidegkormányzás akkor is felléphet, ha a tápszivattyú térfogatárama nem megfelelő, vagy pedig túl gyors a kormányzási mozdulat, mivel a perselyek közötti szögelfordulás különbség mindkét esetben meghaladhatja a normál működéshez szükséges holtjáték értéket.

Az arányos jelerősítést végző kormánymű (gépkormány) különböző belső kapcsolású lehet (100. ábra).

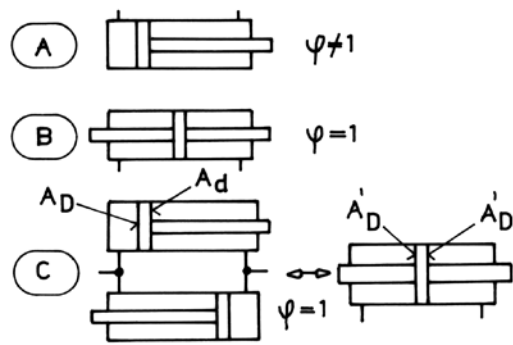


100. ábra

Az „**A**” változatnál a munkahengerhez menő csatornák (L; R) zártak, a másik kettő (P; T) pedig összekötött. Nyugalmi helyzetben a tápszivattyú tehermentesített, a munkahenger mereven rögzített, tehát a kormányzott kerekekre ható külső erők nem képesek elmozdulást létrehozni.

A „**B**” változatnál minden csatorna zárt. Hátránya, hogy nincs tehermentesítés. Előnye, a kedvezőbb reakcióidő, ami abból adódik, hogy kisebb a nyomás ingadozása. Alkalmazása ott indokolt, ahol a kormányzás állandó jellegű. A „**C**” változatnál a ki- (L; R) és belépő (P; T) csatornák rövidre zártak. Nyugalmi helyzetben a szivattyú tehermentesítése mellett biztosítja a kerekek szabad elmozdulását.

A „D” és „E” változatok az ún. terhelés-érzékeny (LS) kialakításokat mutatják. **Munkahenger(ek):** a kormányzott kerek közvetlen mozgását végző munkahenger, vagy munkahengerek felületviszonya lehet: $\varphi=1$, ill. $\varphi>1$. Kétdarab munkahenger, ha azok célszerűen keresztkötésűek (C vált.) eredően egyes felületviszonyt ad, s a kikormányzás sebessége a kormányzási iránytól független. (101. ábra)

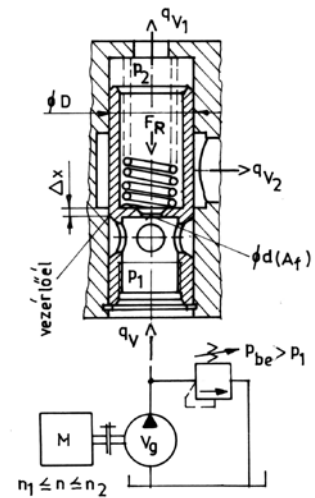
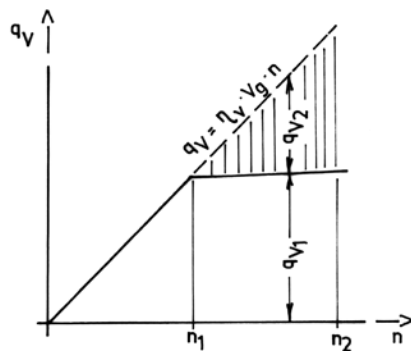


101. ábra

Szivattyú: a külső energiaellátó szerepét betöltő szivattyú leggyakrabban külső fogazású fogaskerekes rendszerű. Ismeretes ezeknek az ún. kormányoszivattyú változata, ami annyiban különbözik a normál kialakítástól, hogy integrálva tartalmaz vagy egy 3-utú áramállandósítót, vagy áramviszony-állandósítót a kormány-körfolyam részére elsődlegesség (prioritás) szerepkörrel.

Az állandó fajlagos munkatér fogatú szivattyú térfogatárama fordulatszámfüggő (102. ábra).

A kikormányzás sebességének viszont függetlennek kell lenni a jármű pillanatnyi haladási sebességétől, ezt hivatott biztosítani az áramkorlátozó szerepét betöltő áramállandósító, ill. áramviszony-állandósító.



102. ábra

A 102. ábrán látható 3-utú áramállandósító működését – eltekintve a súrlódási- és impulzuserőktől – a következő egyenletek írják le:

- a primér térfogatáramot a mérőfojtó – $d(A_f)$ – határozza meg:

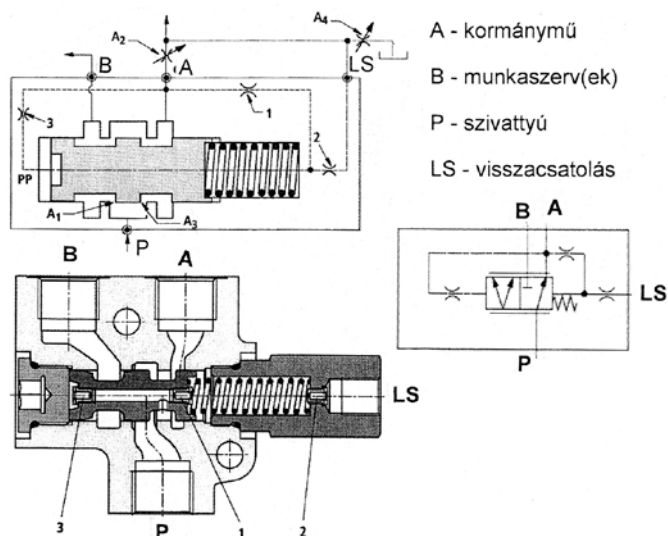
$$q_{v1} = \mu \cdot A_f \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} = f(\Delta p; A_f = \text{áll.})$$

- a nyomásesést pedig az erőegyensúlynak megfelelően:

$$F_R = C_R(x_0 + \Delta x); \quad F_h = A \cdot (p_1 - p_2); \quad F_R = F_h$$

$$p_1 - p_2 = \frac{C_R(x_0 + \Delta x)}{A}$$

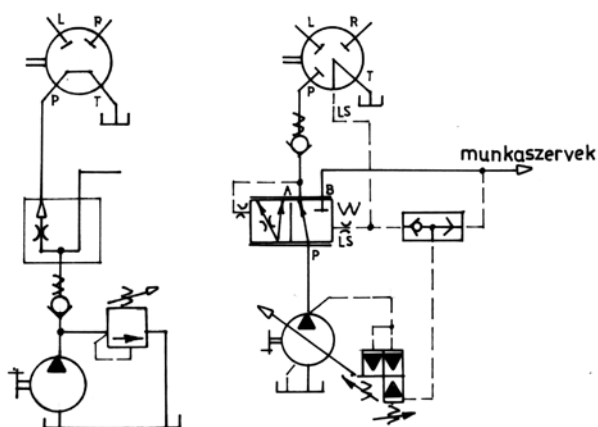
ahol A – a szabályozó tolattyú felülete: $A = \frac{\pi}{4} \cdot D^2$



103. ábra. Bosch-Rexroth tip.

A 103. ábrán az ún. „prioritás”-szelep elvi ábrája és szivattyúba integrált kialakítása látható. A térfogatáram biztosítási lehetőségek közül két árban – és szolgáltatásaiban egyaránt távolálló megoldást mutat a 104. ábra. Az LS-vezérlésű rendszer minden igényt kielégítő megoldás.

Nyomáshatároló(k): a túlterhelés ellen védő nyomáshatárolók lehetnek a primér és/vagy a szekunder körben. A folyadék utántöltődését biztosító (antikavitációs) szelep többnyire egy egységet képez a szekunder nyomáshatárolóval.

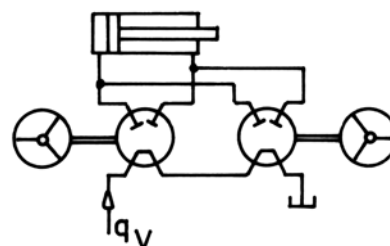


104. ábra

A gépkormányzás körfolyama **nyitott**, ezért a felsorolt hidraulikus elemek mellett természetesen tartalmazza mindazokat a kiegészítő elemeket, amelyek az ilyen rendszerek üzembiztos működéséhez elengedhetetlenek (110. ábra).

8.2. Speciális kormány-körfolyamok

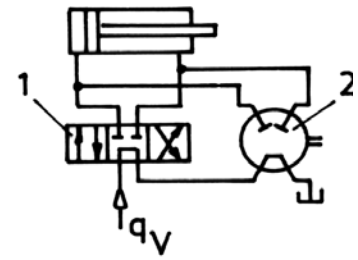
A hidraulikus kormányművek **soros** kapcsolása akkor válhat szükségessé, ha a munkagépet két kormányálásból is tudni kell kormányozni (105. ábra). **Kiegészítő** kormányzásnál (106. ábra) a kikormányzás az útváltó (1) kapcsolt állásaiban történik, majd a manőverezés annak középállása mellett a hidraulikus kormányművel (2).



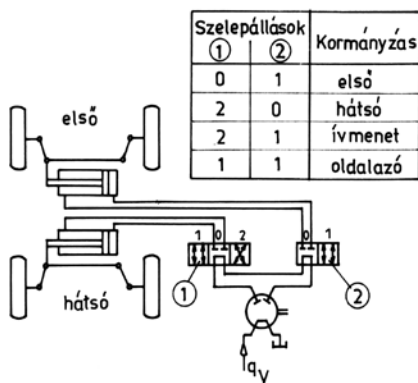
105. ábra

Kormányzott első és hátsó kerekekkel rendelkező munkagép manőverezési képességét növeli a 107. ábrán látható körfolyam megoldása, amely a következő kormányzási módokat teszi lehetővé:

- csak az **első** kerékpár kormányzott, a **hátsó** kerekek egyenesbe állítva lebiztosítottak.
- csak a **hátsó** kerékpár kormányzott, az első kerekek egyenesbe állítva lebiztosítottak.
- **ívmenet**: az első- és a hátsó kerékpár kikormányzási iránya ellentétes
- **oldalazó (kutyázó) mozgás**: az első- és hátsó kerékpár kikormányzási iránya megegyező.

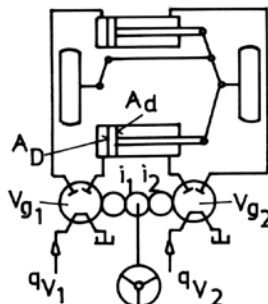


106. ábra

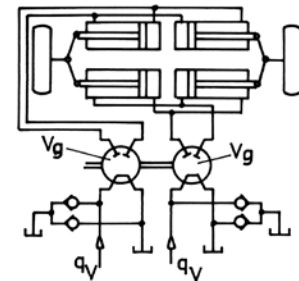


107. ábra

$$\frac{A_D}{A_d} = \frac{v_{g1}}{v_{g2}} \cdot \frac{i_1}{i_2} ; v_{g1} > v_{g2} ; i_1 < i_2$$



108. ábra



109. ábra

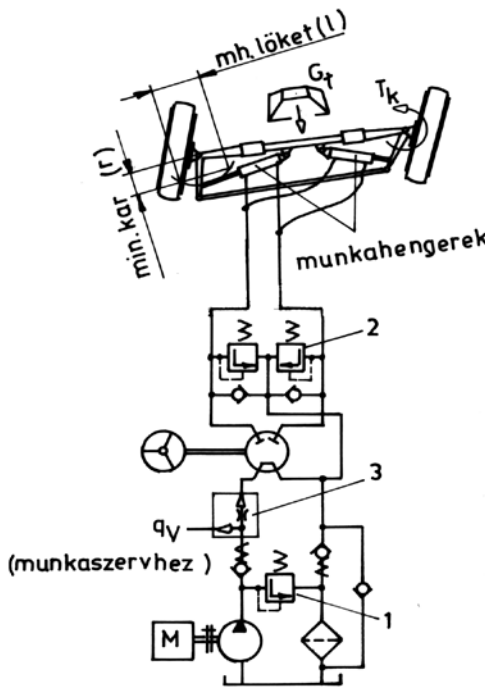
Különösen nehéz kormányzású járműveknél alkalmazhatók az ún. **biztonsági** kormánykörfolyamok (108, 109. ábra). A 108. ábra körfolyamánál a kormánykerékkel egy áttélművön keresztül két hidraulikus kormányművet forgatnak. A kettős működésű munkahengerek eltérő dugattyúfelületei ($\varphi > 1$) ellenére a két kerékalávágási irányban azonos kikormányzási sebességet biztosítandó, a hidraulikus kormányművek fajlagos munkatér fogatát (V_g) és az áttételeket (i) az ábrán szereplő összefüggés alapján kell megválasztani.

A 109. ábrán a munkahengerek kereszt-kötésűek, így azonos fajlagos munkatér fogatú kormányművek esetén is azonos kikormányzási sebesség adódik mindkét kerékalávágási irányban. A két hidraulikus kormánymű közös kormánykerékkel forgatott, ellenkező fázisban dolgozik, s önálló folyadékkörrel rendelkezik. A visszacsapószelepek a szivattyúk térfogatáramának kimaradása esetén biztosítják az adagolóelemek szívási feltételeit.

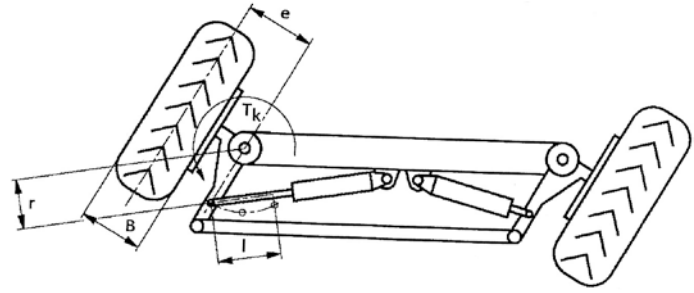
Feladat: a megadott műszaki adatok figyelembe vételével határozza meg a kormánykörfolyam meghatározó elemeinek: (110. ábra)

- munkahenger
- szivattyú
- hidr. kormánymű

névleges méretét.



110. ábra



Tengelyterhelés: $G_t=35000$ (N)

Az abroncs mérete: 8,25"x20"

$B=200$ (mm); $r=110$ (mm); $e=100$ (mm)

A max. kerékalávágási szöghöz tartozó csuklópont elmozdulás: 110 (mm)

A munkahenger lökete: $\geq 2 \cdot 110=220$ (mm)

Az adhéziós (tapadási) tényező: $\mu=0,7$

A kormányzási nyomatékigény a TABOREK [12] összefüggés alapján:

$$T_{(k)} = 0,05 \cdot G_t \cdot \frac{1}{1 + \frac{e}{B}} \cdot \frac{B}{200} \cdot \frac{\mu}{0,7} =$$

$$= 0,05 \cdot 3,5 \cdot 10^4 \cdot \frac{1}{1 + \frac{100}{200}} \cdot \frac{200}{200} \cdot \frac{0,7}{0,7} =$$

$$= 1166,7 \text{ (Nm)}$$

Ugyanez a gyakorlati, lineáris közelítéssel (111. ábra):

$$T_{(k)} \sim 10 \cdot K_{(k)} \cdot B(m) \cdot G_t(N) =$$

$$= 10 \cdot 0,019 \cdot 0,2 \cdot 3,5 \cdot 10^4 = 1330 \text{ (Nm)}$$

A két érték eltérése $\sim 14\%$.

A nagyobb értéket figyelembe véve a munkahengerek által kifejtendő erő:

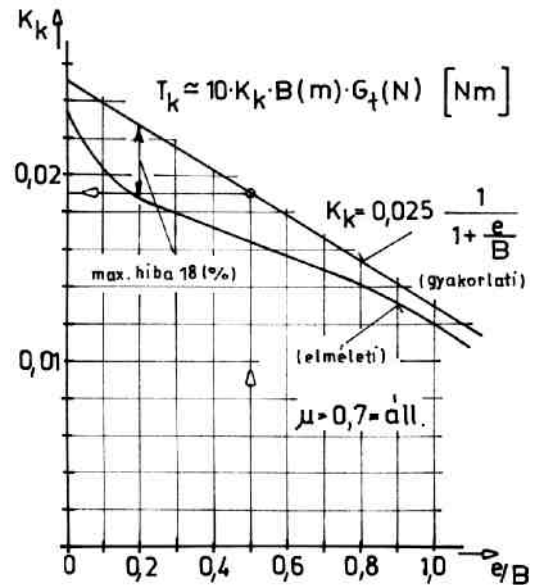
$$F_{(max)} = \frac{T_K}{r} = \frac{1330}{0,1} = 1,33 \cdot 10^4 \text{ (N)}$$

A munkahengerek keresztmetszések: $\varphi=1$

Felírva a munkahenger statikus erőegyensúlyi egyenletét (101. ábra):

$$p_1 \cdot A'_D - p_2 \cdot A'_D - F_s - F_{max} = 0$$

$$F_s + F_{max} = \frac{1}{\eta_m} \cdot F_{max}$$



111. ábra

A henger dugattyúfelülete:

$$A'_D = \frac{F_{\max}}{\eta_m(p_1 - p_2)} = \frac{1,33 \cdot 10^4}{0,9 \cdot (80 - 5) \cdot 10^5} = 1,97 \cdot 10^{-3} (\text{m}^2)$$

ahol: $\eta_m=0,9$

$p_1=90-\Delta p=80$ (bar)

$p_2=5$ (bar)

mert: gyártóművi előírás: 150/90 (bar)

$p_{\ddot{u}(\max)}=90$ (bar)

$p_{\text{fék}}=150$ (bar)

A szükséges munkahenger átmérő pedig:

$$A'_D = A_D + A_d = A_D + \frac{A_D}{\varphi} = A_D \cdot \frac{\varphi + 1}{\varphi}$$

Ebből:

$$A_D = \frac{A'_D}{\frac{\varphi + 1}{\varphi}} = \frac{1,97 \cdot 10^{-3}}{\frac{1,4 + 1}{1,4}} = 1,15 \cdot 10^{-3} [\text{m}^2]$$

$$D = \left(\frac{4 \cdot A_D}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{4 \cdot 1,15 \cdot 10^{-3}}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} = 3,786 \cdot 10^{-2} [\text{m}] \rightarrow \mathbf{40 [\text{mm}]}$$

A választott munkahenger:

$$\mathbf{\varnothing 40/\varnothing 22-225; A'_D = 2,13 \cdot 10^{-3} (\text{m}^2)}$$

Ennek ismeretében a max. terheléshez tartozó nyomás a hengertérben:

$$p_1 = \frac{F_{\max}}{\eta_m \cdot A'_D} + p_2 = \frac{1,33 \cdot 10^4}{0,9 \cdot 2,13 \cdot 10^{-3}} + 5 \cdot 10^5 = 74,38 \cdot 10^5 (\text{Pa}) \sim 75 (\text{bar})$$

A szivattyú kiválasztásához meg kell határozni a térfogatáramot:

$$q_V = \frac{V}{t} = \frac{A'_D \cdot l}{t} = \frac{2,13 \cdot 10^{-3} \cdot 0,22}{3} = 0,1562 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] = 9,372 \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \right]$$

A volumetrikus hatásfoktól eltekintve:

$$q_V = V_{g1} \cdot n_{sz} \rightarrow V_{g1} = \frac{q_V}{n_{sz}} = \frac{9,372 \cdot 10^{-3}}{980} = \mathbf{9,56 (\text{cm}^3)}$$

ahol – a szivattyú fordulatszáma az áttétel és a motor minimális fordulatszámának figyelembevételével:

$$n_{sz} = i \cdot n = 1,4 \cdot 700 = 980 (1/\text{min})$$

A választott szivattyú fajlagos munkatérfogata: $\mathbf{V_{g1} = 11 (\text{cm}^3)}$

A kormánymű fajlagos munkatérfogata abból a feltételből határozható meg, hogy szükségkormányzásnál a két szélső kerékalávágási szögig való kikormányzáshoz nem tartható ötnél több kormánykerékfordulat.

$$V_{g(k)} = \frac{V}{k} = \frac{A'_D \cdot l}{k} = \frac{468,6}{5} = 93,72 \text{ [cm}^3\text{]}$$

A választott kormánymű fajlagos munkatérfogata:

$$V_{g(k)} = 100 \text{ (cm}^3\text{)} \rightarrow k = 4,62$$

Ellenőrizni kell a szükségkormányzási kézierőt:

$$F_{\text{kézi}} = \frac{T}{R} = \frac{121}{0,25} = 484 \text{ (N)} < 500 \text{ (N)}$$

ahol

$$T = \frac{1}{2\pi} \cdot V_{g(k)} \cdot p_1 = \frac{1}{2\pi} \cdot 100 \cdot 10^{-6} \cdot 75 \cdot 10^5 = 121 \text{ (Nm)}$$

A nyomáshatárolók beállítási nyomása:

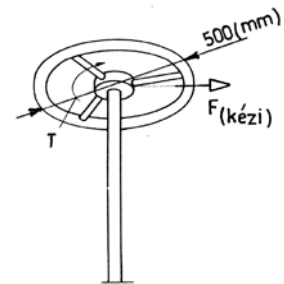
(1) 90 (bar)

(2) $90+50 < 150 \text{ (bar)} < 2,5 \cdot 90 = 225$

Az alkalmazott acélcső: $\varnothing 15 \times 1,5$ MSZ2898 A35RL MSZ29/2 $\sigma_B = 3200 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$

$$\sigma_B = p_r \cdot \frac{2r_1^2}{r_1^2 - r_0^2} \rightarrow p_r = 3200 \frac{0,75^2 - 0,6^2}{2 \cdot 0,75^2} = 576 \text{ (bar)}$$

$$p_r = 576 \text{ (bar)} > 5 \cdot 90 = 450 \text{ (bar)}$$

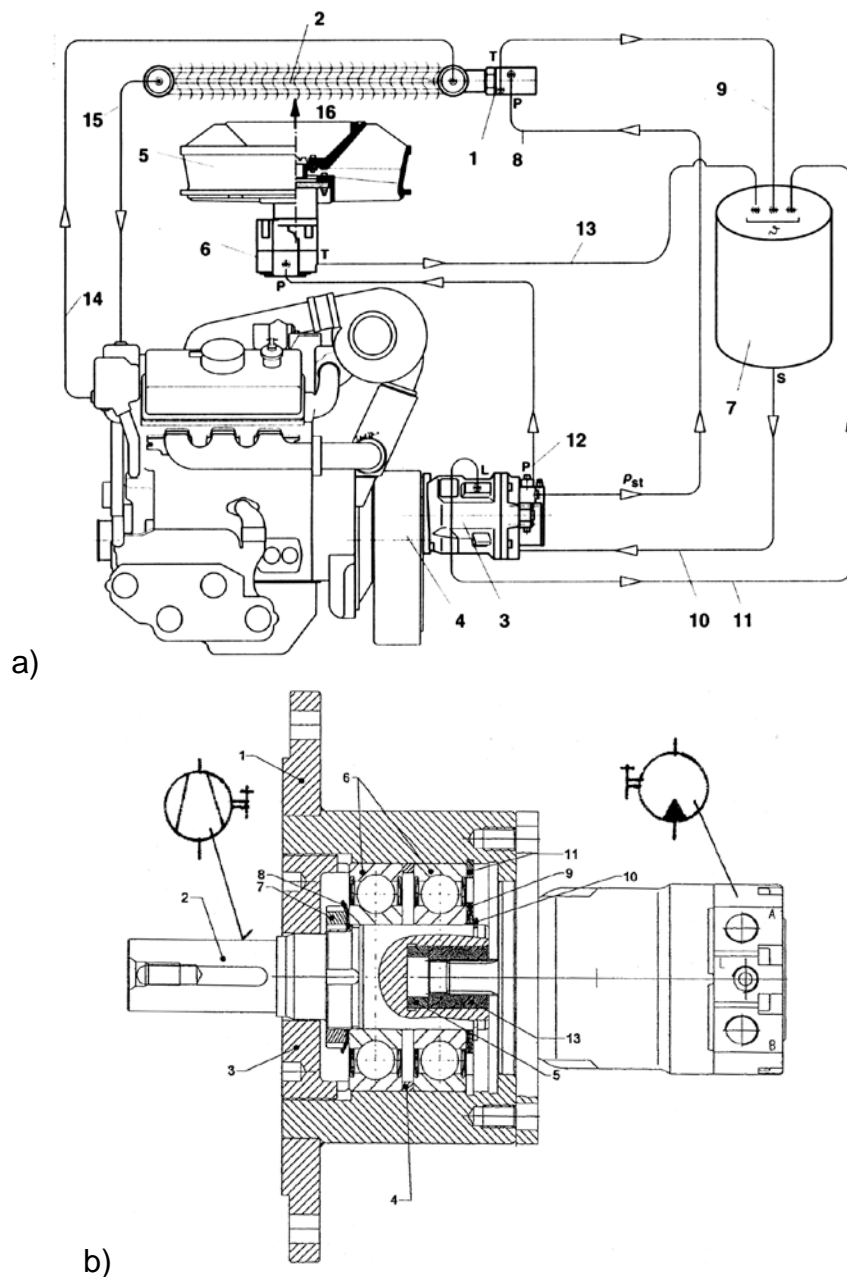


112. ábra

9. Egyedi körfolyamok. Hűtőventilátor-, kompresszor-, generátor-, csörlőhajtás. Becsuklógató

9.1. Hűtőventilátor hajtás

A belsőégésű motorok jelentékeny veszteségi teljesítményét a termikus egyensúly érdekében mesterséges hőcserével vonják el. A hűtőfolyadék hőmérséklet megközelítően állandó értéken tartásának, a keletkezett hővesztés elvezetésének ma még az a leggazdaságosabb módja, hogy azt a környezeti levegővel, ventilátorral történő kényszeráramoltatással hűtik. A hűtővizet víz/levegő közegváltós hőcserélőn keresztül keringetik (113. ábra).



113. ábra

A hőátadás hatékonysága ventilátoros megfúvással – annak fordulatszám-változtatásával – növelhető. A vezérelhetőség/szabályozhatóság szempontjait is figyelembe véve a hűtőventilátorok hajtása nagyon sok esetben hidromotorral, s a hozzákapcsolódó körfolyammal történik. Az axiál-ventilátorhoz közvetlenül kapcsolt hidromotor mindig állandó fajlagos munkatérfogató, így a mindenkor szükséges fordulatszám a hidromotorba jutó térfogatáram változtatásával módosítható.

Az axiálventilátor-járókerék és a hidromotor közötti közvetlen hajtáskapcsolatot előtét-csapágyazás biztosítja. A mélyhornyú golyóscsapágyak szükséges minimális terheléséhez a csapágyak tányérrugók segítségével axiálisan előfeszítettek. (113/b. ábra)

A vezérelt hidraulikus hajtásoknak, építési módtól, a hidraulikus körfolyam kialakításától függően két változata terjedt el:

- állandó fajlagos munkatérfogató (V_g) szivattyú/hidromotor, mellékáramköri (bypass) vezérléssel.
- változtatható fajlagos munkatérfogató szivattyú konstans hidromotor arányos vezérléssel.

Mindkét építési módnál azonos a működési elv, azaz a hűtőfolyadék hőmérsékletének növekedésével arányosan nő a hidraulikus körfolyamban a nyomás, s ezzel összhangban a hidromotor fordulatszáma és nyomatéka.

9.1.1. Körfolyam állandó fajlagos munkatérfogató energiaátalakítókkal (bypass vezérlés)

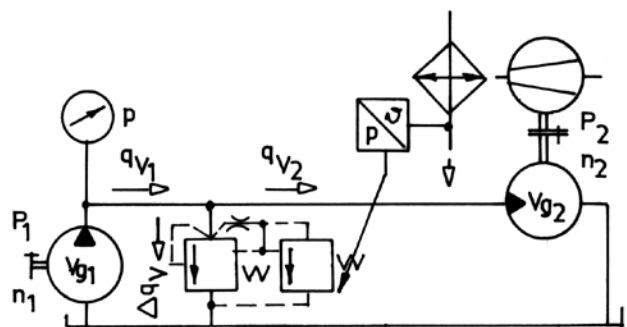
Ez a vezérlés viszonylag kis teljesítményigények (max. 15÷20 kW) esetén alkalmazható előnyösen. A közúti járművek, különböző munkagépek elsősorban a kedvező költség-szint miatt széles körben használnak fogaskerékes szivattyút/hidromotort. A vasúti járműtechnikában is használatos ez az építési mód, viszont a nagyobb nyomásszint és élettartam miatt axiáldugattyús szivattyú/hidromotor együttessel.

E vezérlés hátránya az ún. rendszerspecifikus veszteség.

Ez abból adódik, hogy a szivattyú által szállított, de a hidromotor által nem igényelt térfogatáram (Δq_v) a hűtőfolyadék hőmérséklete által meghatározott nyomáson teljesítményvesztést ($\Delta q_v \cdot p$) jelent, növelve a munkafolyadék hőmérsékletét és a szükséges hűtőkapacitást.

A szükséges térfogatáramosztást a párhuzamosan kapcsolt és a hűtött közeg kilépő hőmérsékletéről (ϑ) vezérelt nyomáshatároló végzi (114. ábra). A ventilátor teljesítményigénye az impulzusnyomatéki, vagy perdülettétel elvén működő gépekre jellemző $\frac{P_{22}}{P_{21}} = \left(\frac{n_{22}}{n_{21}}\right)^3$ affinitási összefüggés alapján:

$$P_2 = k \cdot n_2^3; P_2 = T_2 \cdot \omega_2 = T_2 \cdot 2\pi \cdot n_2$$



114. ábra

Ezekből:

$$k \cdot n_2^3 = T_2 \cdot 2\pi \cdot n_2 \rightarrow T_2 = \frac{k}{2\pi} n_2^2$$

A hidromotor nyomatéka pedig ($\eta_{\delta}=1!$) feltételezésével:

$$T_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot V_{g2} \cdot p, \text{ azaz } \frac{k}{2\pi} n_2^2 = \frac{1}{2\pi} \cdot V_{g2} \cdot p$$

A fentiekből:

$$p = \frac{k}{V_{g2}} \cdot n_2^2 = \frac{k}{V_{g2}} \cdot \left(\frac{q_{v2}}{V_{g2}}\right)^2 = \frac{k}{V_{g2}^3} \cdot q_{v2}^2 = K \cdot q_{v2}^2$$

Tehát:

$$p = K \cdot q_{v2}^2; p_{(max)} = K \cdot q_{v1}^2 \rightarrow K = \frac{p_{(max)}}{q_{v1}^2}$$

Így:

$$p = p_{(max)} \left(\frac{q_{v2}}{q_{v1}}\right)^2$$

ahol $p_{(max)}$ – a maximális teljesítményhez tartozó nyomás. A bypass zárt!

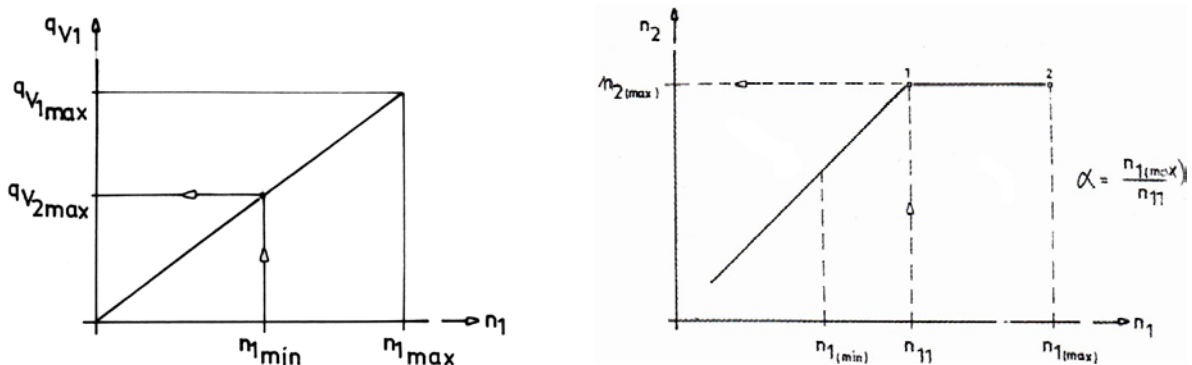
$$P_{(max)} = p_{(max)} \cdot q_{v1}$$

A vonatkoztatott veszteségteljesítmény (P_v) pedig:

$$\frac{P_v}{P_{(max)}} = \frac{\Delta q_v \cdot p}{q_{v1} \cdot p_{(max)}} = \frac{(q_{v1} - q_{v2}) \cdot p_{(max)} \cdot \left(\frac{q_{v2}}{q_{v1}}\right)^2}{q_{v1} \cdot p_{(max)}} = \left(\frac{q_{v2}}{q_{v1}}\right)^2 - \left(\frac{q_{v2}}{q_{v1}}\right)^3$$

Bevezetve a következő dimenzió nélküli jellemzőket:

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{(max)}}, \text{ illetve } \sigma = \frac{q_{v2}}{q_{v1}}.$$



- n_{1max} a dízelmotor max. fordulatszáma
- n_{1min} a dízelmotor min. fordulatszáma
- n_{11} az a dízelmotor fordulát, ahol a ventilátor n_{2max} fordulatot elérte
- n_{2max} ventilátor max. fordulatszáma

115. ábra

A fenti egyenlet a következő alakot veszi fel:

$$\varphi = \sigma^2 - \sigma^3$$

A dízelmotor hőmérsékletének optimális értéken tartása érdekében, még a motor max. fordulatszámának elérése előtt szükséges a ventilátor max. fordulatszámát elérni.

A korábban bevezetett dimenzió nélküli jellemzők mellé rendelhető a rendszer specifikus veszteséget bemutató tényező: $\alpha = \frac{n_{1\max}}{n_{11}}$.

Ismételten felírva a vonatkoztatott veszteségi teljesítményt:

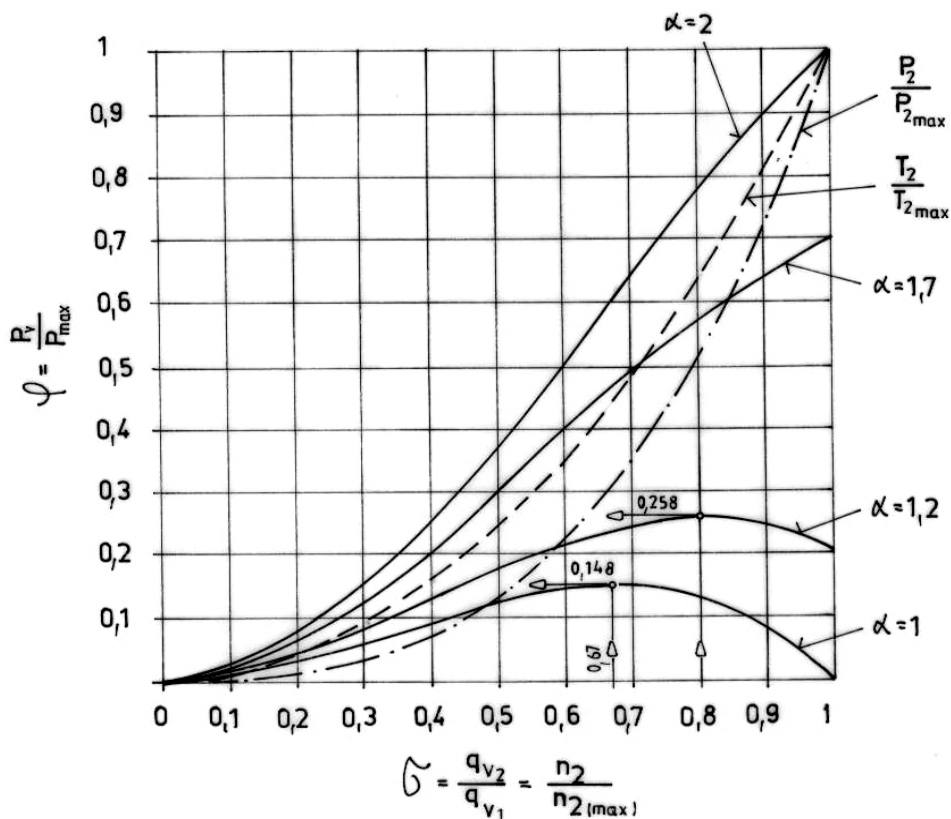
$$\begin{aligned} \frac{P_V}{P_{(\max)}} &= \frac{\Delta q_v \cdot p}{q_{v2(\max)} \cdot p_{(\max)}} = \frac{(q_{v1} - q_{v2}) \cdot p_{(\max)} \cdot \left(\frac{q_{v2}}{q_{v2(\max)}}\right)^2}{q_{v2(\max)} \cdot p_{(\max)}} = \\ &= \frac{q_{v1}}{q_{v2(\max)}} \cdot \left(\frac{q_{v2}}{q_{v2(\max)}}\right)^2 - \left(\frac{q_{v2}}{q_{v2(\max)}}\right)^3 \end{aligned}$$

azaz: $\varphi = \alpha \cdot \sigma^2 - \sigma^3$

A rendszerhatásfok pedig:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{q_{v2} \cdot p}{q_{v1} \cdot p} = \frac{q_{v2}}{q_{v2(\max)} \frac{n_1}{n_{1(\min)}}} = \frac{q_{v2}}{q_{v2(\max)}} \cdot \frac{n_1}{n_{1(\min)}} = \frac{1}{\alpha} \cdot \sigma$$

A rendszer jellemzőit a 116. ábra jelleggörbe-csoportja mutatja.



116. ábra

Hol van a $\varphi = \alpha \cdot \sigma^2 - \sigma^3$ függvénynek szélsőértéke?

$$\frac{d\varphi}{d\sigma} = 2\alpha\sigma - 3\sigma^2 = 0 \rightarrow \sigma = \frac{2}{3}\alpha$$

– ha $\alpha = \frac{n_{1(\max)}}{n_{11}} = 1,2 \rightarrow \sigma = \frac{2}{3} \cdot 1,2 = 0,8$

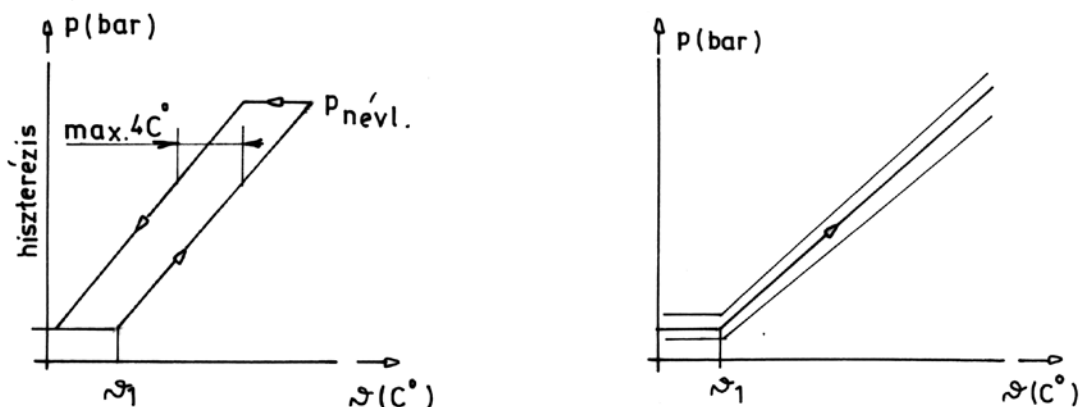
$$\varphi_{(\max)}|_{\substack{\sigma=0,8 \\ \alpha=1,2}} = \alpha \cdot \sigma^2 - \sigma^3 = 1,2 \cdot 0,8^2 - 0,8^3 = 0,258 \rightarrow 25,8(\%)$$

A 116. ábra görbéiből látható, hogy már az $\alpha = 1$ -nél (hidraulikus tengely), mintegy 15%-os veszteségteljesítmény van a görbe szélső értékénél, azaz $0,67 \cdot n_{2(\max)}$ -nál. Természetesen a fajlagos veszteség (φ) az „ α ” érték növelésével tovább nő.

Ha a fordulatszám-viszony $\alpha = 1,4$, ez a veszteség már meghaladja a max. ventilátor teljesítmény 40 (%) -át $0,93 \cdot n_{2(\max)}$ -nál. Ez éppen a nehéz üzemi körülmények között tovább növeli a veszteségeket és ezzel együtt az üzemanyag fogyasztást, továbbá nagyobb hűtő beépítését is igényli.

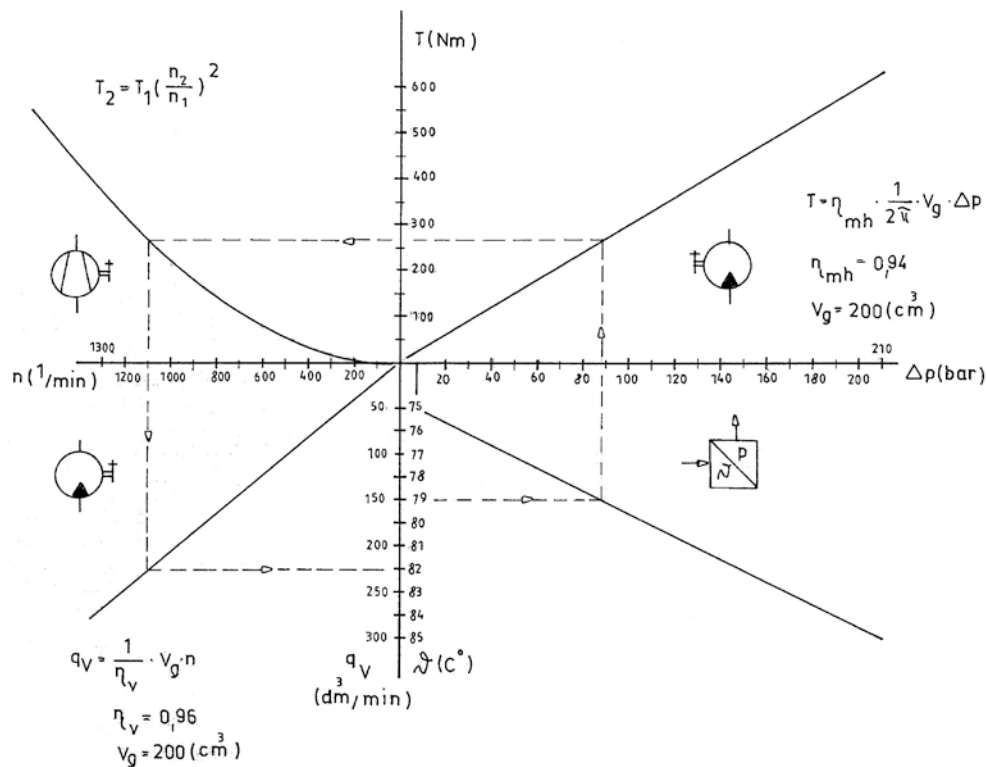
A 113. ábrán szereplő termosztatikus nyomáshatároló (1) jelleggörbéi a 117-es ábrán láthatók.

Megjegyzés: a termosztatikus nyomáshatároló helyett alkalmazható arányos elővezérelt nyomáshatároló is. Ez esetben viszont a hőmérséklet gerjesztőáram/nyomás kapcsolatot kell egymáshoz rendelni.



117. ábra

A 114. ábrán szereplő hidraulikus körfolyam jellemzőinek kapcsolatát szemléletesen mutatja a 118. ábra diagramcsoportja.

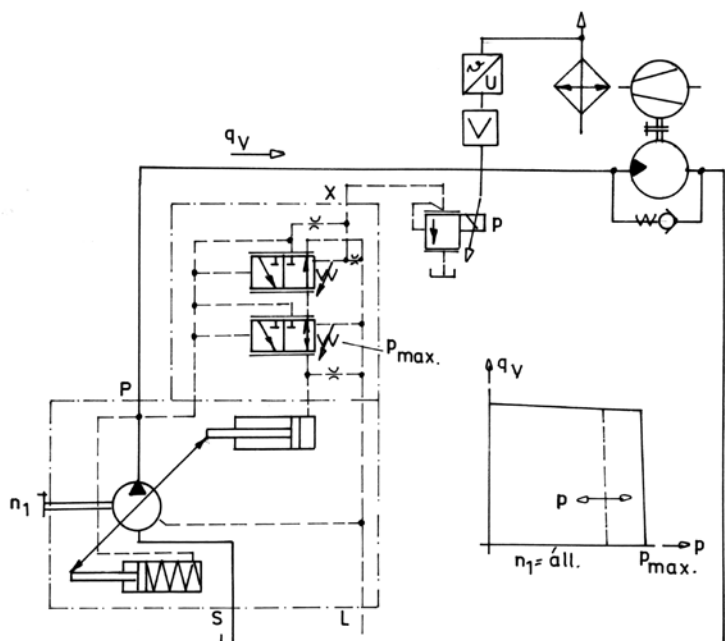


118. ábra

9.1.2. Körfolyam nyomásszabályozott szivattyúval

A rendszer előnyei:

- a szivattyú hidraulikus teljesítménye mindig megegyezik a ventilátor által igényelttel,
- a ventilátor által igényelt teljesítmény csak a hűtőfolyadék hőmérsékletétől függ,
- nincs rendszer specifikus veszteség



119. ábra

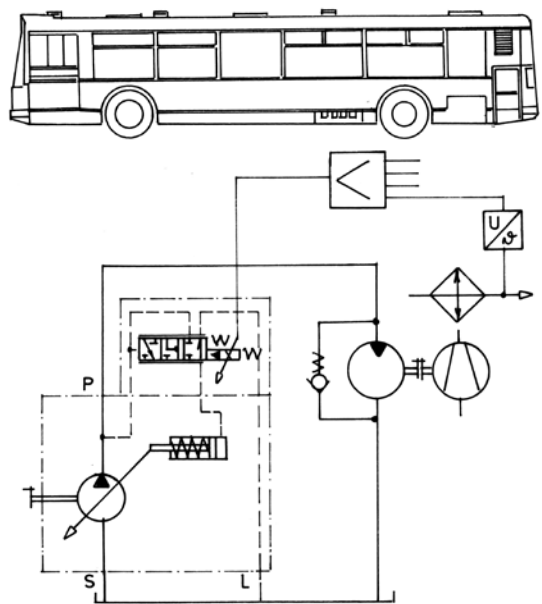
A szivattyúvezérlés történhet un. **termosztatikus** szeleppel, valamint **elektronikus** úton, hőmérsékletszenzorok által.

A termosztatikus szeleppel, történő vezérlés egyszerű felépítésű, olcsó megoldást kínál elfogadható hiszterézis mellett.

Az **elektronikus** úton történő vezérlésnél az arányos nyomáshatároló – mint a szivattyú elővezérlő szelepe – un. negatív karakterisztikával rendelkezik. Ez azt jelenti, hogy az arányos mágnes növekvő áramerőssége, csökkenő rendszernyomást eredményez. Ha nincs vezérlőáram, vagy pl. vezetékszakadás, vagy rövidzárlat következik be az elektromos hálózatban, akkor a ventilátor maximális fordulatszámmal jár, biztosítva ezáltal minden körülmények között a dízelmotor hűtését és üzembiztonságát.

9.1.3. Körfolyam változtatható fajlagos munkatérfogatú szivattyúval

Energetikailag, ill. a komfort szempontjából egyaránt ez a legkedvezőbb megoldás. A szivattyú kivezérése egy szabályozó elektronikán keresztül arányos útváltóval történik. A szabályozó elektronika a hűtőközeg kilépő hőmérséklete mellett egyéb hőmérsékleti jellemzőket is képes fogadni, ill. feldolgozni, mint a környezeti hőmérséklet, az utastér hőmérséklete stb.. Ezen jellemzők figyelembe vétele olyan járműveknél jelent többlétszolgáltatást, ahol a felmelegedett hűtőlevegőt az utastér fűtésére is felhasználják (pl. autóbuszok).



120. ábra

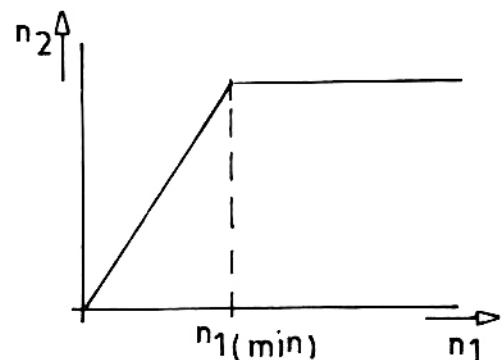
9.2. Kompresszor és generátor hajtás

A kompresszor és generátor hajtásoknál követelmény, hogy azok fordulatszáma a dízelmotor egész fordulatszám-tartományában, a terhelés változástól függetlenül állandó legyen.

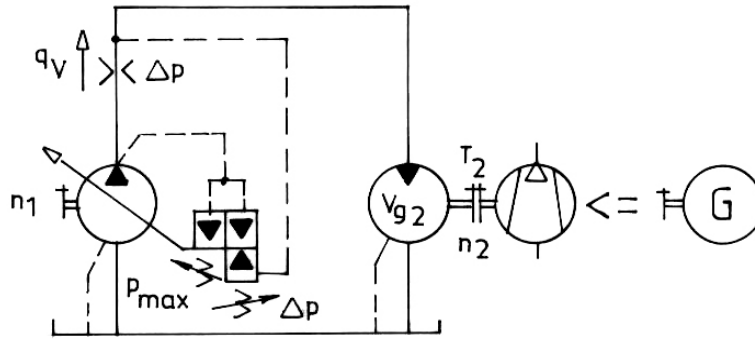
9.2.1. Hajtás „LS” vezérlésű szivattyúval

A térfogatáramot a mérőfojtó ($A_f = \text{áll.}$) határozza meg, melyen a terheléstől függetlenül állandó a nyomáskülönbség (Δp), így az 2-utú áramállandósítóként funkcionál.

A max. üzemi nyomás elérésekor a szivattyú nyomásvezérlése visszabillenti azt a $V_g = 0$ fajlagos munkatérfogatig, megvédve ezzel úgy a szivattyút, mind a hidromotort a túlterheléstől.



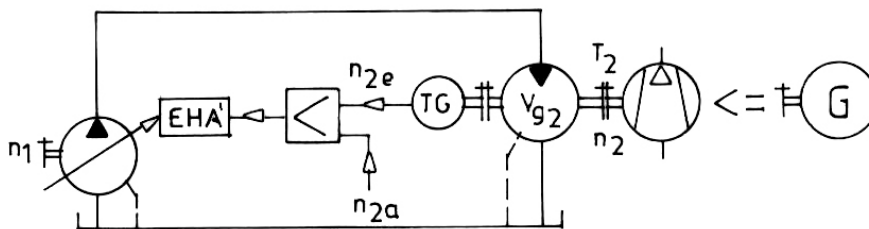
121. ábra



122. ábra

9.2.2. Generátor fordulatszám szabályozás térfogatáram vezérelt szivattyúval

A szivattyú elektrohidraulikus állítóegysége (EHA) a vezérlőkártyán beállított alapjelnek (n_{2a}) megfelelően biztosítja az előírt/beállított fordulatszámhoz tartozó szivattyú térfogatáramot.



123. ábra

A hidromotor által hajtott tachogenerátor a pillanatnyi fordulatszám mérésével szolgáltatja az ellenőrző (n_{2e}) jelet, s ez az elektronikus vezérlőegységbe történt visszacsatolással gondoskodik a szükséges korrekcióról.

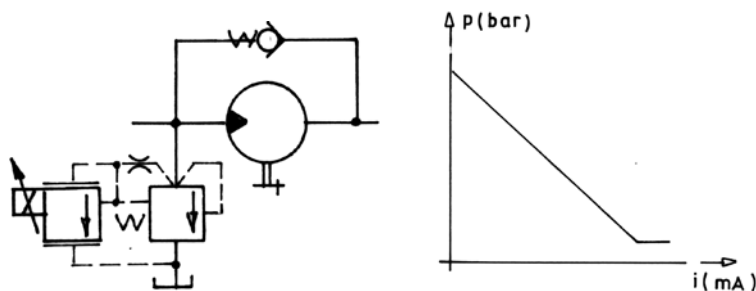
Ez a vezérlési mód alkalmas a generátorok nagy pontosságú szinkron-fordulatszám szabályozására.

9.2.3. Kompresszor hajtások

A kompresszor hajtásnál is feltétel a fordulatszám állandósága, de abban tér el a generátor-hajtástól, hogy nem állandó üzemű. A léghálózat nyomásváltozásaitól függően ki-bekapcsolni kell azt.

A szóba jöhető megoldások:

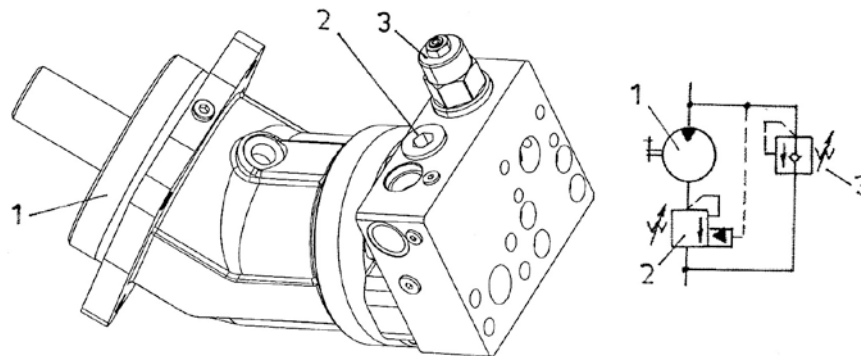
- **állandó fajlagos** munkatérfogatú energiaátalakítók (szivattyú/motor). A szivattyú rá-, ill. lekapcsolása hálózati nyomásjelre történik. Mindenképpen mérsékelni kell azonban a bekapcsolások, ill. leállítások dinamikus hatását.



124. ábra

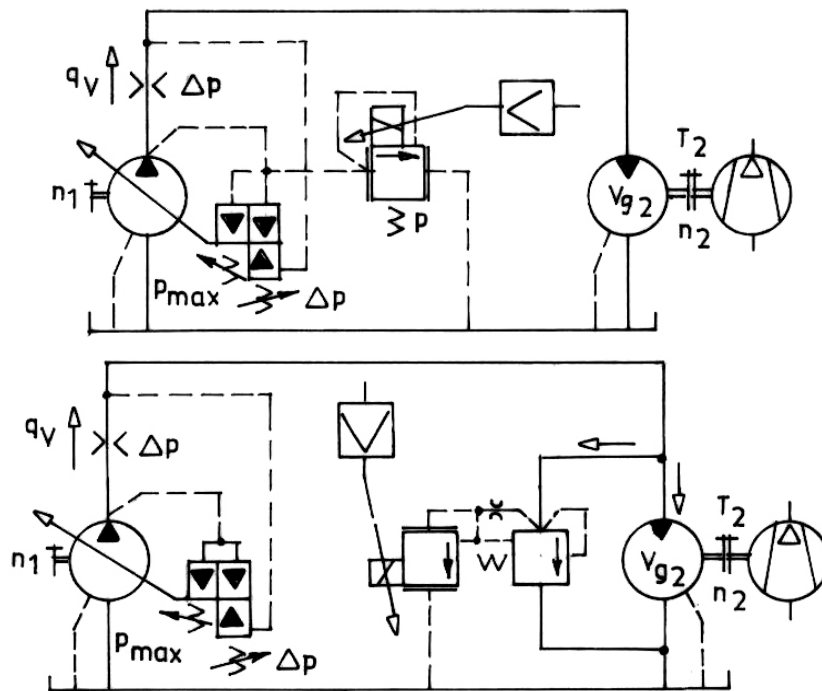
Ezt szolgálja az arányos elővezérelt nyomáshatároló (124. ábra) melynél a nyomásjel fel/lefutása az erősítőkártján keresztül adott határok között változtatható. Közlekedés-biztonsági szempontok miatt azonban ez a nyomáshatároló negatív karakterisztikájú (ld. előbb).

Mind a ventilátorok, mind a kompresszorok hajtásánál fontos biztosítani egyrészt leálláskor a forgó tömegek szabad kifutását, ill. tehermentesített szivattyúálláshoz tartozó stabil forgásnélküli állapotot. Ennek biztosítása látható a 125. ábrán az utánszívószelepes szekunder nyomáshatárolóval és a süllyesztőfékszeleppel.



125. ábra

– hajtás „LS” vezérlésű szivattyúval. (126. ábra)

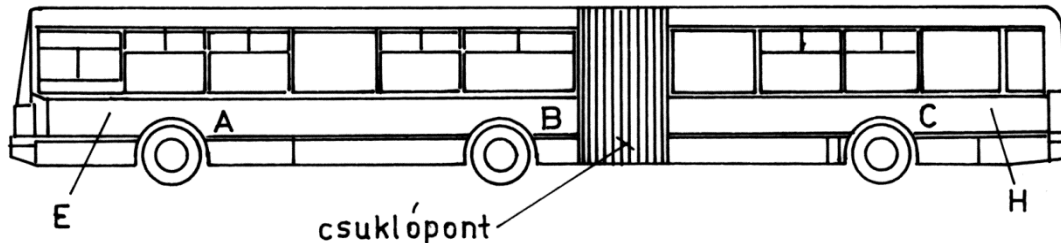


126. ábra

A két rendszer a kikapcsolás (tehermentesítés) megvalósításában tér el egymástól. Az arányos mágnes mindkét esetben „negatív” karakterisztikájú. A ki/be-kapcsolások dinamikus jelenségeinek kedvezőbbé tétele (lágú leállítás/indítás) miatt a mágnesáram fel/lefutási ideje az elektronikus vezérlőkártyán beállítható. [9]

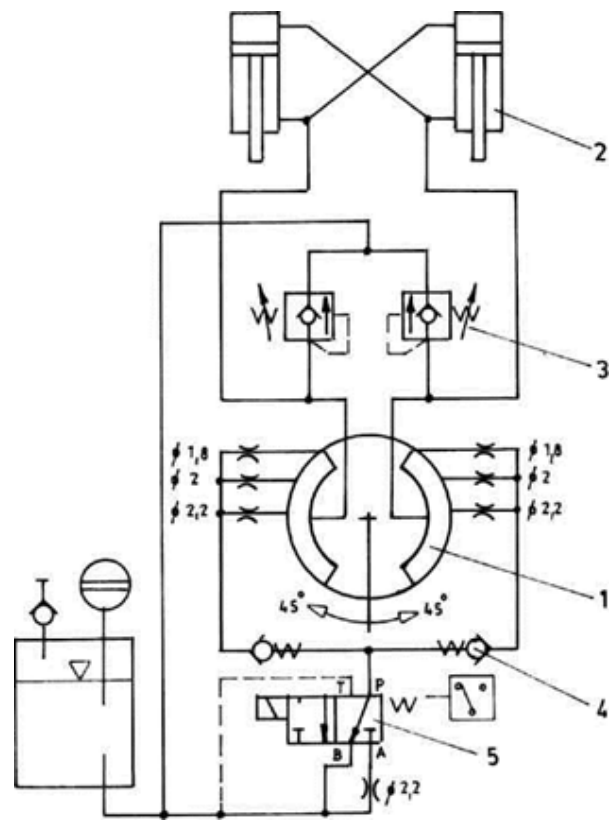
9.3. Becsuklógátó

Az alacsony padlózású csuklós autóbuszoknál a dízelmotor a hátsó kocsiszekrény végében helyezkedik el, így a „C” tengely hajtott, s a jármű pedig ún. tolóhajtású (127. ábra).



127. ábra

A két kocsiszekrényfél egymáshoz viszonyított szöghelyzetének stabilizálását a becsuklógátó végzi a hozzákapcsolt félig zárt körfolyammal (128. ábra). A csuklópontban elhelyezett becsuklógátó egy mechanikusan működtetett forgótolattyús útváltó (1), amely mindkét becsuklási irányban meghatározott, növekvő szöghelyzetekben növekvő hidraulikus ellenállásokat tesz aktívvá a körfolyamban. A csuklópont két oldalán elhelyezett hidraulikusan keresztkötésű munkahengerek (2) dugattyúrúdjai a hátsó-, míg a hengerfejei pedig az első kocsiszekrényfélhez kapcsolnak. Becsuklásnál a kényszermozgatók következtében a hengerterekből távozó térfogatáram az éppen aktuális hidraulikus ellenálláson nyomásesést hoz létre, amely a dugattyúfelületek és erőkarok figyelembevételével meghatározza a csuklópontra a fékezőnyomatékokot. A növekvő hengerterek pedig a szekunder nyomáshatárolók (3) utánszívó szelepén keresztül tudnak feltöltődni folyadékkal.



128. ábra

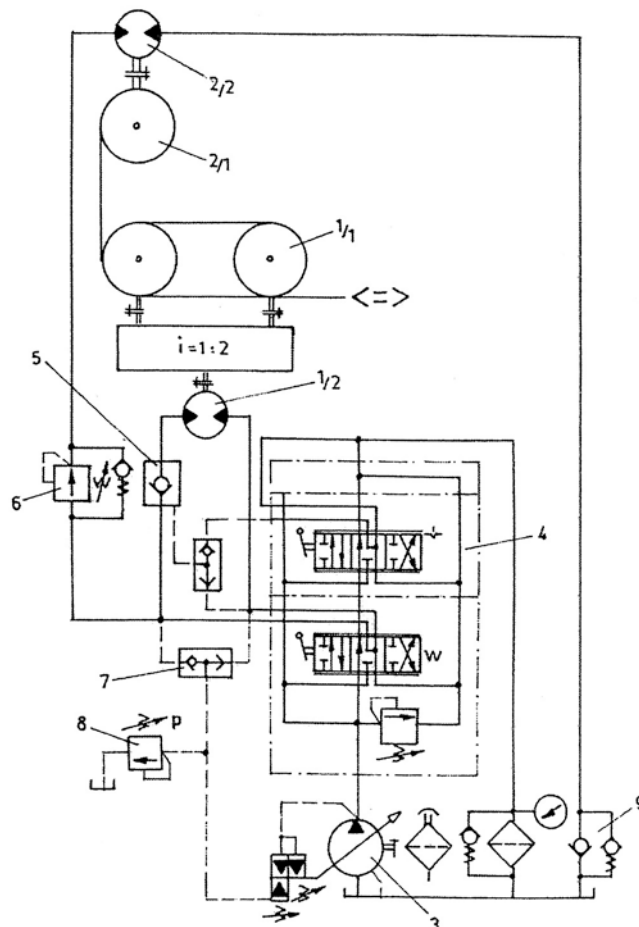
Az ún. kritikus – induktív közelítéskapcsolók által érzékelt – szöghelyzet elérésekor a fékezőnyomatékokat növelendő az útváltó (5) két darab hidraulikus ellenállás soros kapcsolását hozza létre. Az útváltó elé beépített visszacsapószelepeknek (4) egyenirányító szerepük van. A körfolyam olajtartályában a léghálózati előfeszítés miatt túlnyomás van, ami a kavitációs üzemállapot kialakulását akadályozza meg.

9.4. Csörlőhajtás

A csörlőhajtásokra számtalan rendszertechnikai megoldás ismert. A rögzítőfékkel ellátott hidromotort sok esetben a kötéldobba építik be. Ha a hajtódob egyben tárolódob is, akkor a fel/letekereslés közben a jelentékenyen változó átmérő miatt változnak a hajtás mechanikai jellemzői ($v;F;T$) is. Nagyon sok esetben – pl. kábel áthúzásoknál – a kötélterőt állandó értéken kell tartani. E feltétel tisztán hidraulikus biztosítása bonyolult rendszertechnikai megoldást igényel. A 129. ábrán látható megoldás technikai előnye abban rejlik, hogy a fenti feltételt a hajtó- és a tárolódob funkció szétválasztásával elégíti ki. Az erőátvitel a hajtódobokon (1/1) a szükséges menetszámban átvett kötéllal sűrűsítés útján történik.

A dobokat forgató hidromotorokat a mobil útváltón keresztül egy „LS” vezérlésű szivattyú táplálja és a rendszer a következő szolgáltatásokat nyújtja:

- **gépi üzemmód:** fel/letekereslés a mobil útváltó első szekciójának kapcsolt állásaiban. A sebesség az útváltó tolattyúhelyzetével, a kötélterő pedig a nyomáshatárolóval (8) változtatható.
- **kézi üzemmód:** kötéllezítés, ill. letekereslés a mobil útváltó második szekciójának kapcsolt állásában. Ez esetben a kényszerhajtott hidromotorok szivattyús üzemállapotát az első szekció középállása mellett a nyitott vezérelt visszacsapószelep (5), ill. a visszacsapószelepek (6;9) biztosítják.



129. ábra

10. Energiát is visszatápláló hajtások, körfolyamok

Különválasztva a szekunder szabályozott hajtást, olyan esetekről lesz szó - forgómozgású energiaátalakítók próbapadi vizsgálata, tekercselés/áttekercselés, teher emelés/süllyesztés - amikor a hagyományos kiviteleknel a terhelési-, ill. a fékezési energiát teljes egészében hővé alakítják. A tárgyalandó megoldások az energia visszatáplálás lehetőségét és annak mértékét mutatják be.

10.1. Forgómozgású energiaátalakítók – szivattyúk/hidromotorok – próbapadi vizsgálata

A működés feltétele (130. ábra): $q_{v1} > q_{v2}$, azaz $q_{v3} > 0$. Először az ideális ($\eta=1!$) esetet vizsgálva az egyenletek a következők:

– szivattyú:

$$P_1 = q_{v1} \cdot p = V_{g1} \cdot n \cdot p$$

$$T_1 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot V_{g1} \cdot p$$

– hidromotor:

$$P_2 = q_{v2} \cdot p = V_{g2} \cdot n \cdot p$$

$$T_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot V_{g2} \cdot p$$

A bevezetendő teljesítmény:

$$P_{be} = P_1 - P_2 = n \cdot p (V_{g1} - V_{g2})$$

A nyomatékegyensúlyból pedig:

$$P_{be} = T_{be} \cdot \omega = T_{be} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot p (V_{g1} - V_{g2}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = n \cdot p (V_{g1} - V_{g2})$$

ahol

$$T_{be} = T_1 - T_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot p (V_{g1} - V_{g2})$$

Az elviendő teljesítmény pedig:

$$P_v = P_{ki} = q_{v3} \cdot p = (q_{v1} - q_{v2}) \cdot p = n \cdot p (V_{g1} - V_{g2})$$

Tehát:

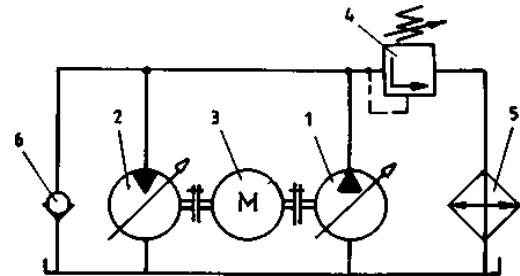
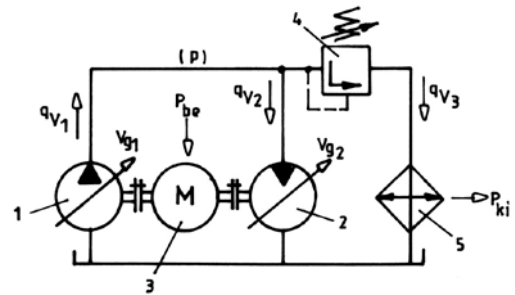
$$P_{be} = P_{ki}$$

A valóságos rendszert ($\eta < 1$) vizsgálva a működési feltétel ($q_{v3} > 0$) biztosítása:

$$q_{v3} = q_{v1} - q_{v2} = \eta_{v1} \cdot V_{g1} \cdot n - \frac{1}{\eta_{v2}} \cdot V_{g2} \cdot n = n \cdot \left(\eta_{v1} \cdot V_{g1} - \frac{1}{\eta_{v2}} \cdot V_{g2} \right)$$

Ebből:

$$V_{g1} = \frac{1}{\eta_{v1}} \left[\frac{q_{v3}}{n} + \frac{V_{g2}}{\eta_{v2}} \right]$$



130. ábra

A fordulatszám azonossága miatt a szivattyú vizsgálatánál $V_{g2} \neq \text{áll.}$, a hidromotor vizsgálatánál pedig $V_{g1} \neq \text{áll.}$ használandó. Az utánszívó szelep (6) a hidromotor védelmére szolgál és csak a beállításnál hatásos (130.ábra). A meghajtás teljesítményigénye:

$$P_{be} = P_1 - P_2 = \frac{1}{\eta_{\delta 1}} q_{V1} \cdot p - \eta_{\delta 2} \cdot q_{V2} \cdot p = \frac{1}{\eta_{\delta 1}} V_{g1} \cdot n \cdot p - \eta_{\delta 2} \cdot V_{g2} \cdot n \cdot p =$$

$$= n \cdot p \left[\frac{V_{g1}}{\eta_{\delta 1}} - \eta_{\delta 2} \cdot V_{g2} \right]$$

A minimális meghajtó teljesítmény a $P_{be} = P_1 - P_2$ összefüggésből:

$$\frac{P_{be}}{P_1} = 1 - \frac{P_2}{P_1} = 1 - \frac{\eta_{\delta 2} \cdot V_{g2} \cdot n \cdot p}{\frac{1}{\eta_{\delta 1}} \cdot V_{g1} \cdot n \cdot p} = 1 - \eta_{\delta 1} \cdot \eta_{\delta 2} \cdot \frac{V_{g2}}{V_{g1}}$$

ha

$$V_{g1} \sim V_g \sim V_{g2}, \text{ ill. } \eta_{\delta 1} \sim \eta_{\delta} \sim \eta_{\delta 2}$$

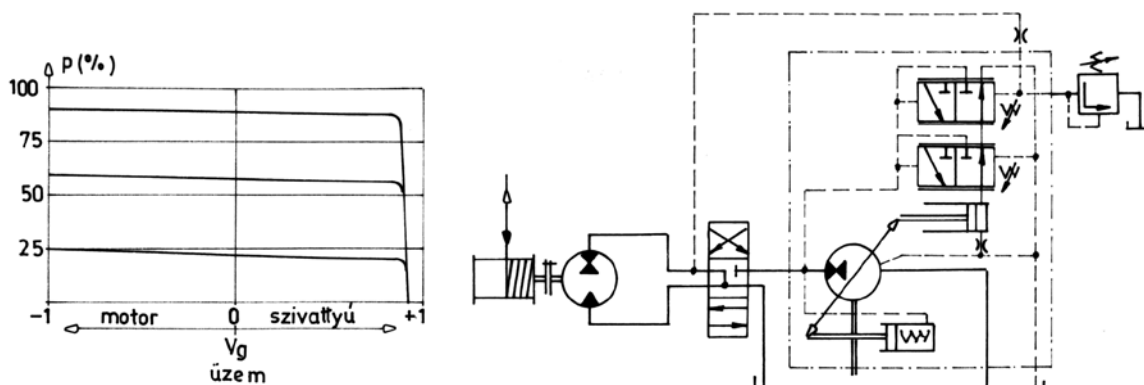
akkor

$$\frac{P_{be}}{P_1} = 1 - \eta_{\delta}^2$$

η_{δ}	$\frac{P_{be}}{P_1}$ [%]
0,9	-19
0,8	-36
0,7	-51

10.2. MOORING-szabályozású szivattyú

A nyomásszabályozott szivattyúnak ismert olyan változata, melynél a fajlagos munkatér fogatot megfelelően az energiaátalakító szivattyús és motorikus üzemvitelre egyaránt alkalmas.

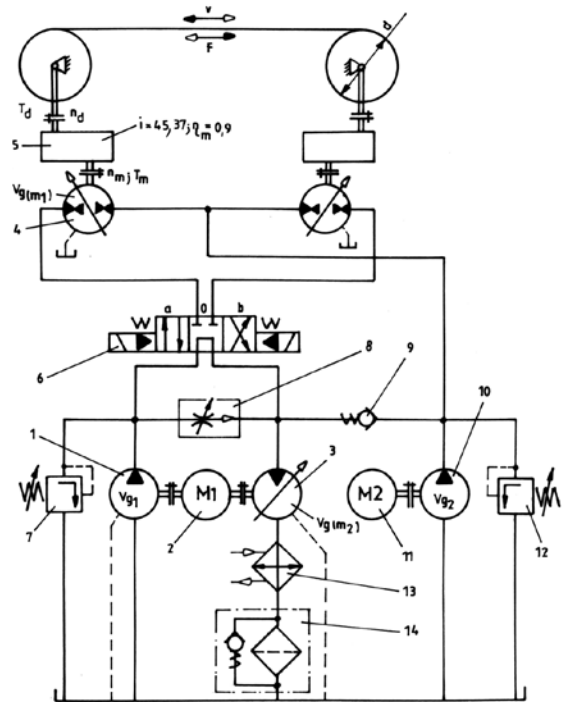


131. ábra

Ez előnyösen felhasználható olyan esetekben, amikor a teher mozgat, mert a szükségszerű fékezési energia a hővé alakítás helyett visszatáplálható adott esetben a villamos hálózatba (131. ábra).

10.3. Tekercselés/áttekercselés

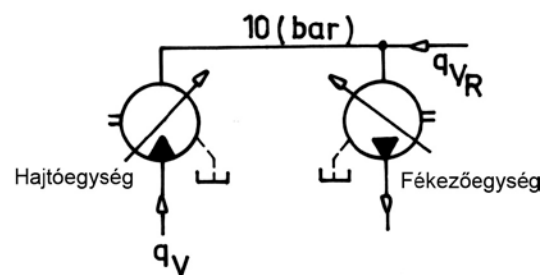
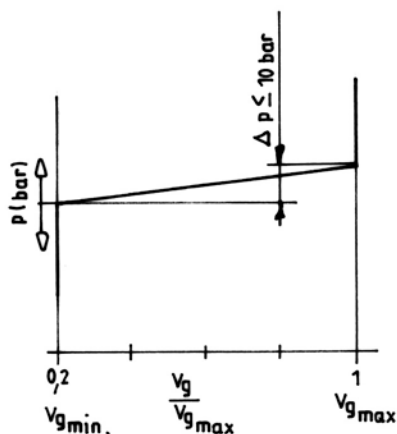
A viszonyok egy feladat megoldása kapcsán kerülnek bemutatásra. A 132. ábra körfolyama lehetővé teszi a feszítőerőt adó fékezőegység energiájának a hajtásláncba történő visszaszármatatását. Így a felhasznált energia csak a rendszer hatásfokának/vesztésének a függvénye. A tekercselő berendezés zárt energiláncban dolgozik, a két dob között az energiát a feszített szalag továbbítja. A kéttengelyű villamos motorhoz (2) kapcsolódik az energiaszolgáltató szivattyú (1), ill. a fékezési energiát visszaszármatató, változó fajlagos munkatér fogatú hidromotor (3). A fékezési energia, azaz a feszítőerő a fékezőmotoron (4) állítható be (133. ábra). A 2-utú áramállandósító (8) a tekercsdobok fordulatszámának a beállítására szolgál. A külön villamos motorral hajtott szivattyú (10) a volumetrikus veszteségek pótlását végzi.



132. ábra

Adatok:

- dobnyomaték: $T_d \leq 18000$ [Nm]
- dobfordulatszám: $n_d = 3 \div 6$ [1/min]
- $V_{g1} = 45,6$ [cm³]; $\eta_v = 0,936$, $\eta_{mh} = 0,97$; $\eta_{\delta} = 0,907$
- $22,1 \leq V_{g(m1)} [cm^3] \leq 107$; $\eta_v = 0,928$, $\eta_{mh} = 0,876$; $\eta_{\delta} = 0,813$
- $11,3 \leq V_{g(m2)} [cm^3] \leq 54,8$; $\eta_v = 0,94$, $\eta_{mh} = 0,924$; $\eta_{\delta} = 0,87$



133. ábra

Nyomatékok, nyomások:

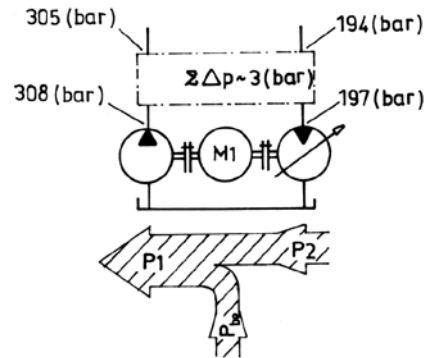
– fékezőegység:

$$T_{d(\max)} = \frac{1}{\eta_m} \cdot i \cdot T_{m(\max)} \rightarrow T_{m(\max)} = \eta_m \cdot \frac{T_{d(\max)}}{i} = 0,9 \cdot \frac{18000}{45,37} = 357 [\text{Nm}]$$

nyomásesés a szivattyúként működő hidromotoron:

$$T_{m(\max)} = \frac{1}{\eta_{mh}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot V_{g(m1)\max} \cdot \Delta p_{m(s)} \rightarrow \Delta p_{m(s)} = ?$$

$$\Delta p_{m(s)} = \frac{\eta_{mh} \cdot 2 \cdot \pi \cdot T_{m(\max)}}{V_{g(m1)\max}} = \frac{0,876 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 357}{107 \cdot 10^{-6}} = 18,35 \cdot 10^6 [\text{Pa}] \sim 184 [\text{bar}]$$



134. ábra

– hajtóegység:

$$T_{d(\max)} = \eta_m \cdot i \cdot T_{m(\max)} \rightarrow T_{m(\max)} = \frac{1}{\eta_m} \cdot \frac{T_{d(\max)}}{i} = \frac{1}{0,9} \cdot \frac{18000}{45,37} = 440,82 [\text{Nm}]$$

nyomásesés a hidromotoron:

$$T_{m(\max)} = \eta_{mh} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot V_{g(m1)\max} \cdot \Delta p_{m(m)} \rightarrow \Delta p_{m(m)} = ?$$

$$\Delta p_{m(m)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot T_{m(\max)}}{\eta_{mh} \cdot V_{g(m1)\max}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 440,82}{0,876 \cdot 107 \cdot 10^{-6}} = 29,53 \cdot 10^6 [\text{Pa}] \sim 295 [\text{bar}]$$

A szivattyú hajtásához szükséges teljesítmény:

$$P_1 = \frac{1}{\eta_{\delta}} \cdot q_V \cdot p = \frac{1}{\eta_{\delta}} \cdot V_{g1} \cdot n \cdot p = \frac{1}{0,907} \cdot 45,6 \cdot 10^{-6} \cdot 24,58 \cdot 308 \cdot 10^5 = 38067 [\text{W}] \sim 38 [\text{kW}]$$

A hidromotor által leadott teljesítmény:

$$P_2 = \eta_{\delta} \cdot q_V \cdot p = \eta_{\delta} \cdot V_{g(m2)\max} \cdot n \cdot p = 0,87 \cdot 54,8 \cdot 10^{-6} \cdot 24,58 \cdot 197 \cdot 10^5 = 23086 [\text{W}] \sim 23 [\text{kW}]$$

A szükséges villamos motorteljesítmény:

$$P_{be} = P_1 - P_2 = 38 - 23 = 15 [\text{kW}]$$

Térfogatáramok, ill. a töltőkör:

A főszivattyú folyadékszállítása:

$$q_{v1} = \eta_v \cdot V_{g1} \cdot n = 0,936 \cdot 45,6 \cdot 1475 = 62955 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \right] \sim 63 \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \right]$$

Az energiát visszatápláló hidromotor maximális folyadéknyelése:

$$q_{V2(\max)} = \frac{1}{\eta_v} \cdot V_{g(m2)\max} \cdot n = \frac{1}{0,94} \cdot 54,8 \cdot 1475 = 85989 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \right] \sim 86 \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \right]$$

A töltőköri szivattyú szükséges térfogatárama:

$$q_{V(\text{tölt})} \geq q_{V2(\max)} - q_{V1} = 86 - 63 \geq 23 \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \right]$$

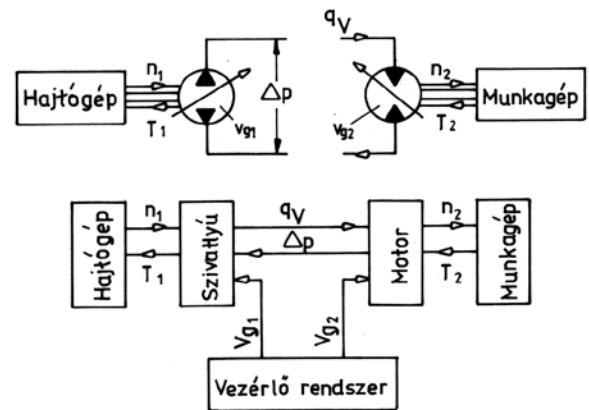
Ennek megfelelően:

$$V_{g2} = 22,4 \text{ [cm}^3\text{]}, \text{ ill. } P = 688 \text{ [W]}$$

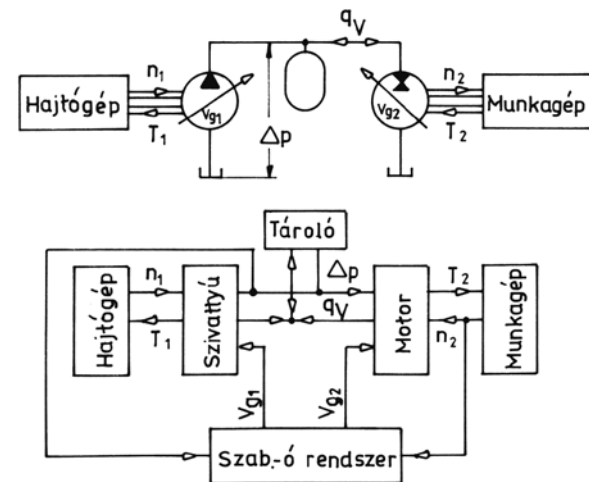
[6]

10.4. Szekunder-szabályozott hajtás energia-visszatáplálással

A szekunder-szabályozott hajtást az egyenáramú hidraulikus hajtással (ld. 6.2 fejezet) összehasonlítva, ez utóbbinál a veszteségektől eltekintve az üzemi nyomás és a térfogatáram mindkét energiaátalakítón azonos, azaz a hidromotor nyelési árama a rész-áram fellépéséig egyenlő a szivattyú forrás-áramával. A rövid időre fellépő terhelésváltozásra (ΔT_2) a térfogatáram közel állandó értéke mellett a rendszer az üzemi nyomás változásával reagál $\Delta p = f(\Delta T_2)$. Ennél a rendszernél (135. ábra) tehát meghatározó érték a térfogatáram, a külső mechanikai terhelés változására változó érték pedig az üzemi nyomás. A 136. ábra szerinti rendszernél az energiaátalakítók közé hidroakkumulátort kapcsolva a rendszernyomást annak töltési állapota határozza meg. A külső mechanikai terhelés (ΔT_2) megváltozása tehát nem közvetlenül a rendszernyomást befolyásolja, hanem Δq_v térfogatáramváltozással a kihajtótengely gyorsítását, vagy lassítását eredményezi. A $\Delta q_v = q_{v1} - q_{v2} = q_{v3}$ térfogatáram vagy a hidroakkumulátorhoz ($q_{v1} > q_{v2}$), vagy attól ($q_{v1} < q_{v2}$) folyik. A meghatározott (kvázi dinamikus) nyomású hidraulikus szekunder-egység egy állandó feszültséggel működő villamos hajtáshoz hasonlóan üzemel. A ΔT_2 nyomaték-változásra a szekunder-egység (mint a villamosgép) mindenek előtt Δn_2 fordulatszám-változással reagál, s egy közel állandó nyomásnál változik a hidroakkumulátorból felvett, ill. leadott térfogatáram (Δq_v).



135. ábra

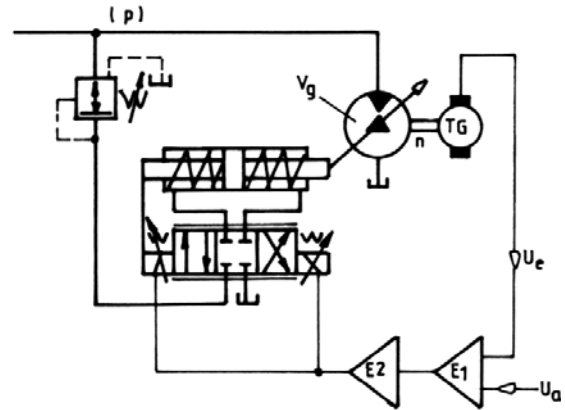


136. ábra

Ha ez a fordulatszámváltozás (Δn_2) nem kívánatos, azaz a hajtás kimenő fordulatszámát (n_2) a terhelőnyomaték változása ellenére állandó értéken kell tartani, akkor – a villamos hajtóművekhez hasonlóan – a szekunderegység fajlagos munkatérfogatóját (V_{g2}) kell változtatni addig, amíg az előre megadott üzemi nyomás (p) mellett a nyomaték-egyensúly helyre nem áll.

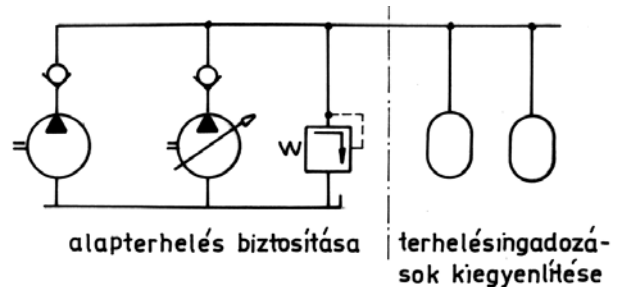
$$\Delta T_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \Delta V_{g2} \cdot p = 2 \cdot \pi \cdot \sum \theta_{red} \frac{\Delta n_2}{\Delta t}; \quad \Delta n_2 = n_2 - n_{2(alapért.)}$$

Ezért, ha pl. az $n_{2(alapért.)}$ fordulatszámnál a stationer terhelőnyomaték nulla, azaz pl. a jármű lejtőn gurul, akkor a szekunderegység által leadott nyomatéknak is zérusnak kell lennie, vagyis $V_{g2} = 0$ fajlagos munkatérfogatra kell állnia. Az áramkapcsolásos (zárt körfolyamú) hidraulikus rendszereknél ismert önfékezés problémája ($V_{g2} = 0$) ebben az üzemmódban ismeretlen, mivel semmi áramkapcsolat nincs a szivattyú és a fogyasztó között ($q_{v2} \neq q_{v1}$!). A szekunder-szabályozású hajtásnál a nyomatékegyeztetés a villamos hajtásokhoz hasonlóan áramegyeztetéssel történik. Ez a rendszer eleve fordulatszám instabil. Stabil kimenő fordulatszám csak a szekunderegységbe épített fordulatszám szabályozó körrel biztosítható (137. ábra). A fordulatszám eltérés jelét ($\Delta n_2 = n_a - n_e$) a differenciálerősítő (E1) feszültségjellé erősíti, majd a teljesítményerősítő (E2) ebből áramjelet generál, amely a szervószelep arányos mágnesére hat. Az áramjel egyenesen arányos a fordulatszám eltéréssel. Egy meghatározott rendszer-nyomású hálózat energiaellátását mutatja a 138. ábra, egy az alapterhelést-, ill. a terhelésingadozások kiegyenlítését biztosító körfolyamrészsel. A „generátor teljesítményt” csak a fogyasztó(k) átlag teljesítményigényére kell kiépíteni.



137. ábra

Az áramjel egyenesen arányos a fordulatszám eltéréssel. Egy meghatározott rendszer-nyomású hálózat energiaellátását mutatja a 138. ábra, egy az alapterhelést-, ill. a terhelésingadozások kiegyenlítését biztosító körfolyamrészsel. A „generátor teljesítményt” csak a fogyasztó(k) átlag teljesítményigényére kell kiépíteni.



138. ábra

Szivattyúként a különösen kedvező hatások miatt állandó fajlagos munkatérfogató egységek is alkalmazhatók. A primér oldali teljesítmény beállítás történhet egyes szivattyú(k) ideiglenes kikapcsolásával is. Teher süllyesztésnél, mozgó tömegek fékezésénél a szekunderegység(ek) által szolgáltatott energiát a hidroakkumulátor(ok) fogja(k) fel és tárolja(k) egy későbbeni újrafelhasználásig. Az erre a hálózatra kapcsolt fogyasztó(k) (139. ábra) a villamos rendszerekhez hasonlóan átmenetileg tetszőleges térfogatóáramot (q_{v2}) vehetnek ki a hálózatból, ill. táplálhatnak vissza anélkül, hogy a hálózati nyomás (p) összeesne, ill. működésbe lépne a rendszert védő nyomáshatároló. A fogyasztó(k) által a hálózatból kivehető teljesítmény a hidroakkumulátor(ok) kapacitásának függvényében rövid ideig a beépített (hajtó) teljesítmény 2-3-szorosát is kiteheti. Ha pl. két, a hálózatra kapcsolt szekunderegység ellentétes értelmű energiaátvitellel üzemel (teher

leengedés/emelés), ilyenkor az egyik egység (teher leengedés=nyomóüzem) energiát szolgáltat a másik egység üzemeltetéséhez. A táphálózatnak csak a veszteségek okozta energiahiányt kell pótolnia.

Tipikus alkalmazási területek

Kerekes járművek:

- nagy gyorsulás,
- energia visszanyerés fékezésnél (városi autóbusz),
- a hidraulikus energia átvihető a kísérő járművekre, ill. az utánfutóra.

Lánctalpas járművek:

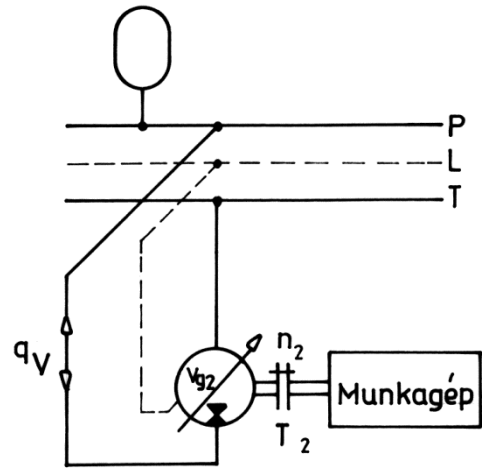
- a központi hidraulika révén többszörös láncmeghajtás lehetséges.
- kormányzásnál a meddőáram nem folyik át a szivattyún.

Vasúti járművek:

- rendező és bányászati mozdonyok

Felvonó technika: (a helyzeti energia tárolása és visszanyerése)

- csörlő, daru, kötélpálya, bányafelvonó, hajóemelő meghajtás. [4]



139. ábra

11. Nyomásvezérelt 2/2-es irányítóelemek, s a velük kialakítható hidraulikai funkciók

A nyomásvezérelt 2/2-es irányítóelemek fő részei: a kúpos zárótest (1), a szelepléket is tartalmazó vezetőpersely (2) és a zárt alaphelyzetet biztosító rugó (3) (140. ábra).

A kúpos zárótest palástfelülete vagy réstömítésű, vagy speciális kombinált tömítést („O”-gyűrű+teflon vezetőgyűrű) tartalmaz, ami gyakorlatilag zérus értékűre csökkenti a „B” és „X” jelű terek között a résvesztéséget.

A nyomásvezérelt elnevezés abból adódik, hogy a kúpos zárótest helyzete (nyitott/zárt állapota) a felületein ható nyomások függvénye.

Nyitott helyzetben:

$$p_A \cdot A_A + p_B \cdot A_B > F_R + p_X \cdot A_X + F_{ax} - F_S$$

Zárt helyzetben:

$$p_A \cdot A_A + p_B \cdot A_B < F_R + p_X \cdot A_X + F_S$$

ahol

F_R - a rugóerő

F_{ax} - az áramlási erő axiális összetevője

F_S - a súrlódási erő.

A 2/2-es jelölés arra utal, hogy a szelep két-csatornás és két állású. A mértékadó felületek, s azok változása a nyitás függvényében:

$$A_A(y) = \frac{\pi}{4} (d_0 - y \cdot \sin 2\alpha)^2$$

$$A_B(y) = \frac{\pi}{4} [D^2 - (d_0 - y \cdot \sin 2\alpha)^2]$$

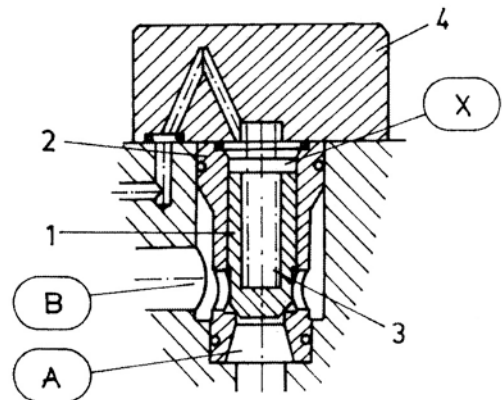
$$A_X = A_A + A_B = \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

A szokásos felületarány:

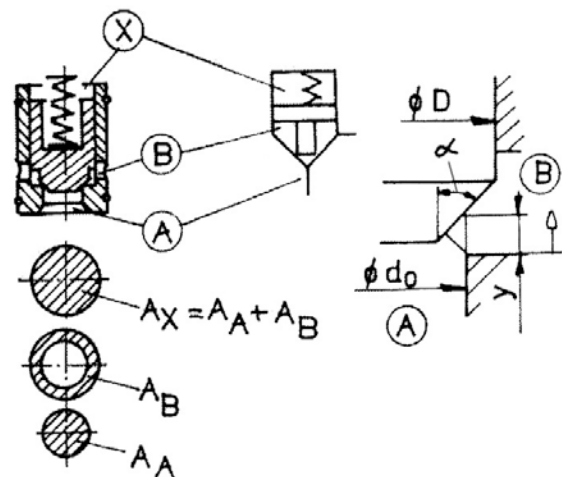
$$\varphi = \frac{A_X}{A_A} = 1,0; 2,0;$$

E szelepekkel – melyek különböző felületarányal és nyitónyomású kivitelben készülnek – megfelelő működtető fedelek (4) és kapcsolás alkalmazásával minden hidraulikus irányítási funkció biztosítható.

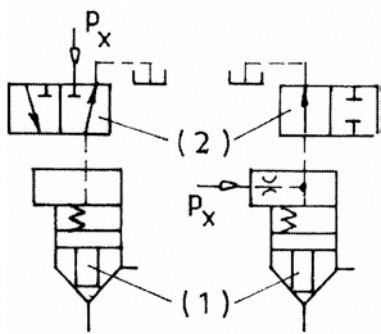
Vezérlési lehetőségek: e szelepek külső vagy belső vezérléssel egyaránt irányíthatók.



140. ábra



141. ábra

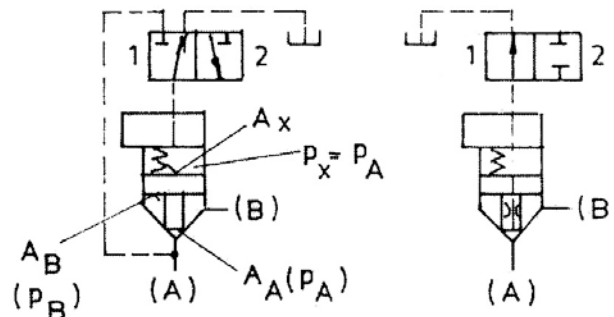


142. ábra

Külső vezérlés (142. ábra) esetén a vezérlőkör (p_x) független a vezérelt/teljesítmény átvivő rendszertől. A vezérlő nyomások (p_x) a feladat függvényében viszonylag szabadon választhatók meg és – bizonyos mértékig – függetlenek a főkörben fellépő nyomásváltozásoktól. Az elővezérlő (2) nyitott (tartályra kapcsolt) helyzetében az A_x felület tehermentesített, s a kúpos zárótest (1) a p_A és p_B nyomások hatására nyit és az áramlás mindkét ($A \rightarrow B$; $B \rightarrow A$) irányban lehetséges.

A **belső vezérlés** az „A”- vagy a „B”-ágról egyaránt történhet.

- vezérlés az „A”-ágról (143. ábra): A kúpos zárótestre ható erők egyenlete az áramlási és a sűrítési erők elhanyagolásával az elővezérlők (2)-es kapcsolási állásban:



143. ábra

$$p_A \cdot A_A + p_B \cdot A_B - p_A \cdot A_X - F_R = 0$$

$$p_A \cdot (A_A - A_X) + p_B \cdot A_B = F_R; \quad A_A - A_X = -A_B$$

$$-p_A \cdot A_B + p_B \cdot A_B = F_R$$

$$A_B(p_B - p_A) = F_R$$

$$p_B - p_A = \frac{F_R}{A_B}$$

$$p_B = p_A + \frac{F_R}{A_B}$$

$$\text{ha } p_B > p_A + \frac{F_R}{A_B}$$

Ha a fenti egyenlőtlenség fennáll, a főszelep nem szándékolt esetben is **nyitott** helyzetben „**lehet**”.

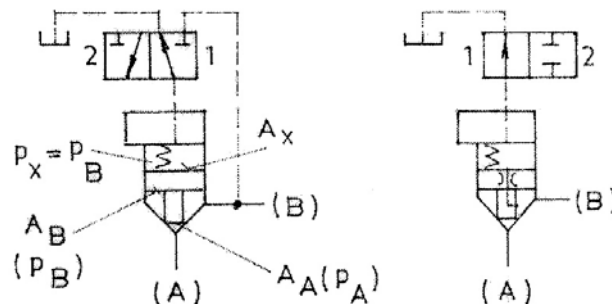
Az elővezérlők másik (1) kapcsolási állásában $p_x \cdot A_X \sim 0$ és a $p_A \cdot A_A + p_B \cdot A_B$ erők a rugó ellenében nyitva tartják a főszelepét, s a nyomáskülönbségtől függően mindkét irányú áramlás lehetséges.

- vezérlés a „B”-ágról (144. ábra): A kúpos zárótestre ható erők az elővezérlők (2)-es kapcsolási állásban:

$$p_A \cdot A_A + p_B \cdot A_B - p_B \cdot A_X - F_R = 0$$

$$p_A \cdot A_A + p_B \cdot (A_B - A_X) = F_R;$$

$$A_B - A_X = -A_A$$



144. ábra

$$p_A \cdot A_B - p_B \cdot A_B = F_R$$

$$A_A(p_A - p_B) = F_R$$

$$p_A - p_B = \frac{F_R}{A_A}$$

$$p_A = p_B + \frac{F_R}{A_A}$$

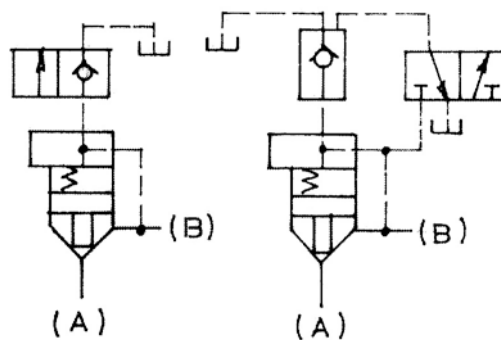
$$\text{ha } p_A > p_B + \frac{F_R}{A_A}$$

Ha a fenti egyenlőtlenség fennáll, a főszelep nem szándékolt esetben is **nyitott** helyzetben „**lehet**”. Az elővezérlők másik (1) kapcsolási állásában az „X” jelű tér tehermentesített és a $p_A \cdot A_B + p_B \cdot A_B$ erők a rugó ellenében nyitva tartják a főszelepet, s a nyomáskülönbségtől függően mindkét irányú áramlás lehetséges. A nyomásvezérelt 2/2-es irányítóelemek a kúpos zárótesttel a hermetikus zárást is megvalósítják, azaz a két csatornát (A; B) egymástól szivárgásmentesen elválasztják. Ehhez azonban az szükséges, hogy e két térből más irányban se legyen folyadékszivárgás. A szivárgásmentes zárás nem teljesül, ha:

- a „B” és az „X” tér között szivárgás van,
- az alkalmazott elővezérlőkben résvesztés jelentkezik,
- nyomáslökéseknél az erőegyensúlyon alapuló zárás átmenetileg, vagy tartósan megszűnik.

A vezérlést ezért úgy kell kialakítani, hogy (145. ábra):

- a zárt tér lehetőleg az „A”-ághoz csatlakozzon, s a vezérlés a „B”-ágról történjen.
- a „B” tér hermetikus zárásához az elővezérlő rendszert üléses útváltóval, vagy tolattyús útváltó és vezérelt visszacsapószelep kombinációjával kell kialakítani.

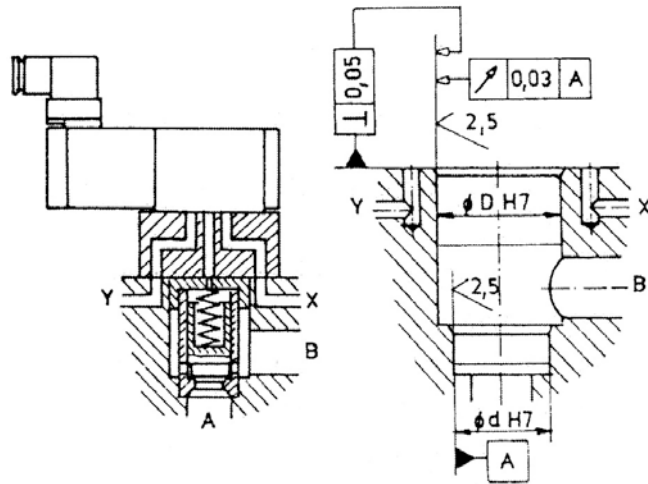


145. ábra

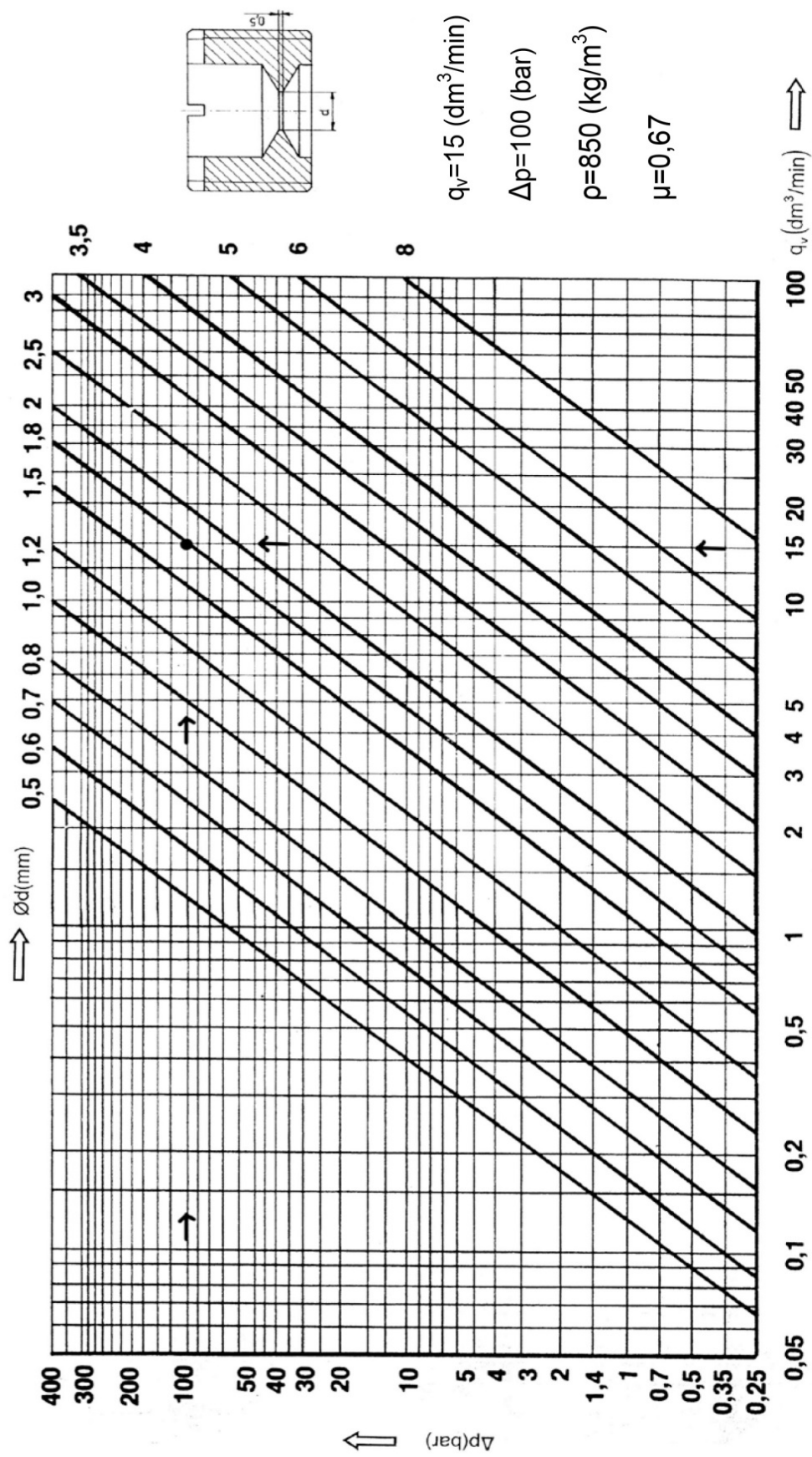
Alkalmazási és üzemviteli szempontok.

A nyomásvezérelt 2/2-es irányítóelemek elsősorban ott alkalmazhatók előnyösen, ahol nagy térfogatáramú és nagy nyomású elővezérelt irányítóelemeket kellene felhasználni. A különböző irányítási funkciók lényegében ugyanazzal az alapelemmel valósíthatók meg és csak az elővezérlési mód változik. Következésképpen, ha a vezérlési feladat összetettebb, akkor nem a teljesítményátvivő részben elhelyezett elemek száma nő, hanem az elővezérlő rendszer lesz bonyolultabb.

A fészkes csatlakoztatású nyomásvezérelt elemek egyszerű, könnyen megmunkálható fogadó furatok (146. ábra) igényelnek. Elosztótömbös szerelésben tetszőleges bonyolultságú vezérlés kialakítására alkalmasak. Az elővezérlők névleges méretét a vezérlési térfogatáram és az elővezérlő $\Delta p = f(q_v; v=\text{áll})$ jelleggörbéje alapján kell meghatározni. A vezérlési térfogatáramot a 2/2-es irányítóelem vezérlési lökettérfogata ($V = A_x \cdot y$) és a megkövetelt kapcsolási idő határozza meg. Fojtókkal (147. ábra) a kapcsolási idő és sebesség a követelményekhez igazítható.



146. ábra



147. ábra

$$q_v = \mu \cdot A_f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \rightarrow A_f = \frac{q_v}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}} = \frac{2,5 \cdot 10^{-4}}{0,67 \cdot \sqrt{\frac{2}{850} \cdot 100 \cdot 10^5}} = 2,434 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2) \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot A_f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,434 \cdot 10^{-6}}{\pi}} = 1,76 \cdot 10^{-3} \text{ (m)} \cong 1,8 \text{ (mm)}$$

A nyomásvezérelt 2/2-es irányítóelemekkel egyaránt képezhető útváltó, zárószelep, nyomás- és térfogat-áramirányító.

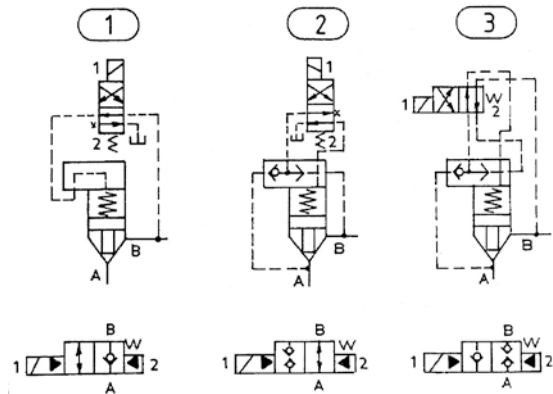
Útváltók esetén a beépítendő 2/2-es elemek számát a csatornaszám (áramlási út) és a kapcsolási állások száma határozza meg.

A **2/2-es** kivitelhez egy elem szükséges. A 148. ábra példái szemléletesen mutatják, hogy a vezérlés változtatásával az „A” és „B” csatorna áramlási feltételei milyen egyszerűen változtathatóak.

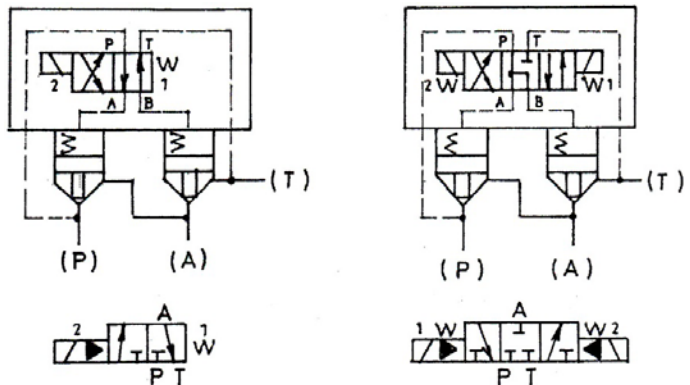
A **3/2-es és 3/3-as** útváltókhoz egyaránt két-két elem szükséges (149. ábra). Az elővezérlők pozíciószáma a kialakítandó útváltókéval megegyező.

A **4-utú** útváltók megvalósításához a kapcsolási állások számától függetlenül négy darab 2/2-es irányítóelem szükséges.

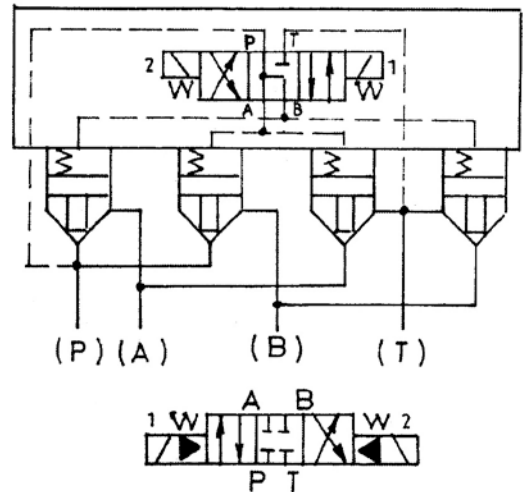
Kivételt képeznek azok az útváltók, melyeknél középállásban a P-T csatornák összekötöttek. A kétállású útváltókhoz 4/2-es, a három állásúakhoz (150. ábra) 4/3-as, a négy állásúakhoz pedig két darab 4/2-es elővezérlőt kell alkalmazni. A három állású útváltók középső pozíciójához tartozó csatornkapcsolatot az elővezérlő középső pozíciója határozza meg. Amennyiben valamilyen nyomásvezérelt 2/2-es irányítóelem saját elővezérlővel rendelkezik, akkor az egyidejűleg működtetett elővezérlő kombinációkkal a főszelep csatornkapcsolata változtatható.



148. ábra

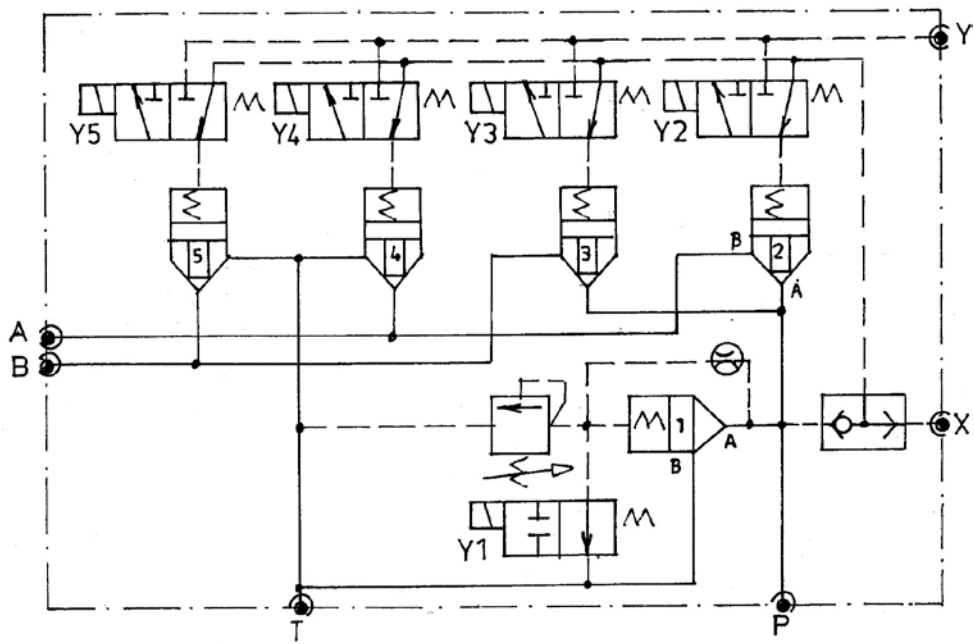


149. ábra



150. ábra

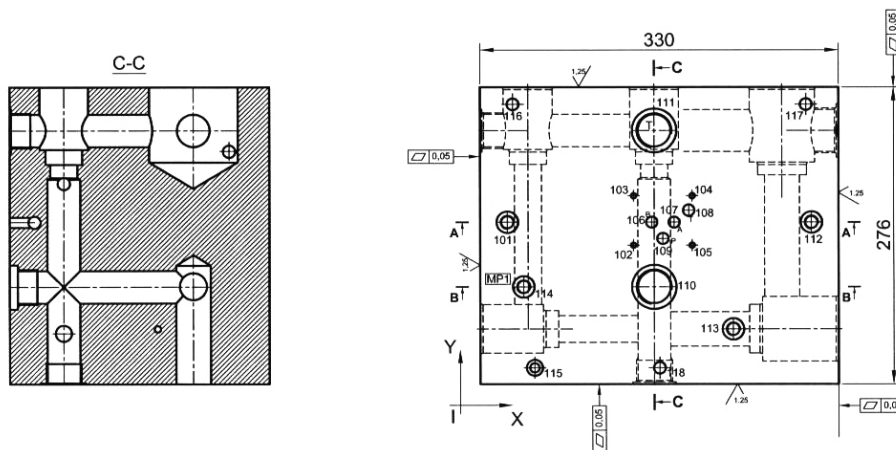
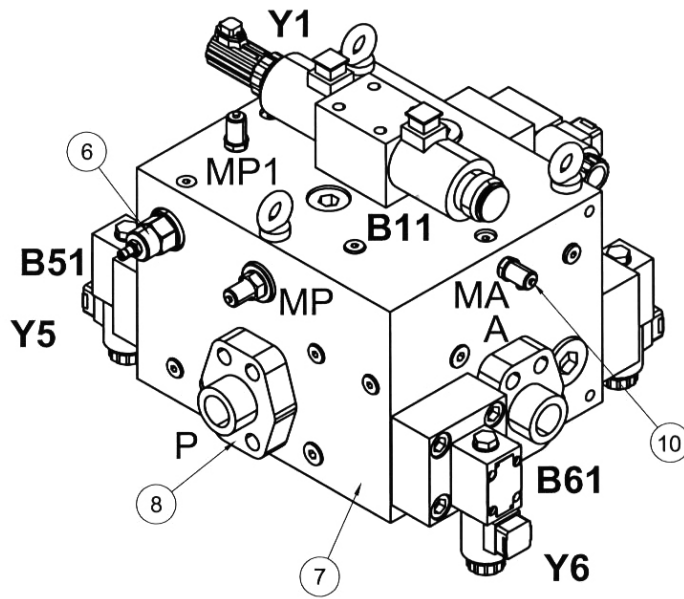
A 151. ábra kapcsolási vázlatán, a négy darab $\varphi = 2,0$ felületviszonyú 2/2-es nyomásvezérelt elem mellett van, egy darab $\varphi = 1,0$ felületviszonyú elem is, amely a hozzátartozó nyomáshatárolóval és tehermentesítő útváltóval egy elővezérelt tehermentesíthető nyomáshatárolót képez.



Csatornkapcsolat változatok	Kapcsolási állás feltételek		
	1	0	2
	Y1-Y3	Y1	Y1-Y2
	Y1-Y3-Y5	Y1	Y1-Y2-Y5
	Y1-Y3-Y5	Y2-Y3-Y4-Y5	Y1-Y2-Y5
	Y1-Y3-Y5	Y1-Y4-Y5	Y1-Y2-Y5

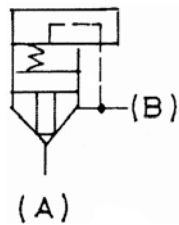
151. ábra

A vezérlőágban elhelyezett „VAGY”-szelep az „X” csatlakozása révén adott esetben, a tehermentesített állapot un. „öntartását” – ld. korábbi nyomásviszony problémák – biztosítja. Az ábrához tartozó táblázatban feltüntetett csatornkapcsolatok mellett egyebek is könnyen képezhetők. A 152. ábra az un. „integrált” vezérlőegységek kialakítására és gyártmányrajz dokumentációjára mutat részleteket.

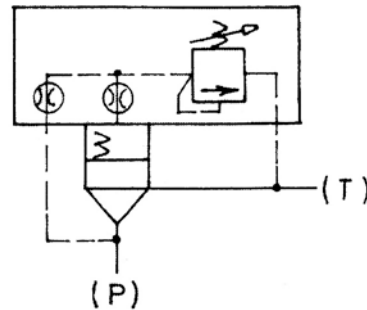


152. ábra

A **visszacsapószelep** (153. ábra) és a **vezérelt visszacsapószelep** (145. ábra) egyaránt kialakítható.



153. ábra

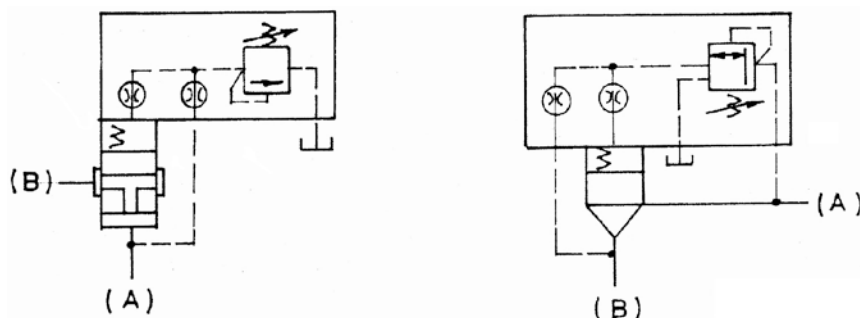


154. ábra

A nyomásirányítók lényegében a hagyományos elővezérelt nyomásirányítókkal azonosak. A főszelep feladatát ellátó 2/2-es nyomásvezérelt irányítóelem felületviszonya:

$$\varphi = \frac{A_X}{A_A} = 1$$

- **nyomáshatároló** (154. ábra): a tehermentesíthető és több nyomású változat a hagyományos kialakításhoz hasonlóan valósítható meg.
- **nyomáscsökkentő**: két változat – az alaphelyzetben nyitott, ill. zárt – használatos (155. ábra).

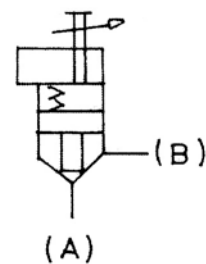


155. ábra

Az elővezérlő az előbbi esetben nyomáshatároló, az utóbbi esetben pedig 3-utú nyomáscsökkentő.

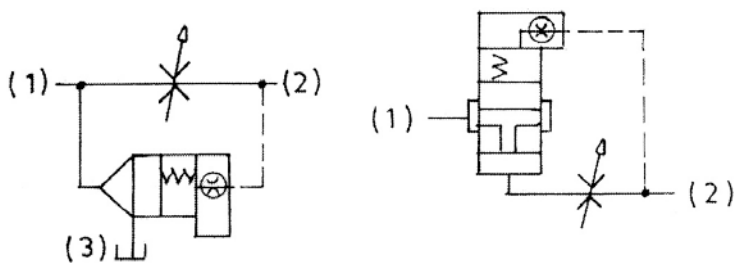
Áramirányítók

- **fojtó**: a kúpos zárótest menetes orsóval történő nyitásának korlátozásával/változtathatóságával alakítható ki (156. ábra). A kúpos zárótest kialakításából következik, hogy az átfolyási keresztmetszet a nyitás mértékének csak közelítően lineáris függvénye, továbbá állandó nyomásesés esetén a térfogatáram erősen viszkozitás függő.



156. ábra

- **áramállandósítók**: a nyomáskülönbség állandósító mindig $\varphi=1$ -es felületviszonyú 2/2-es nyomásvezérelt irányítóelem. A 2-utú változatnál alaphelyzetben nyitott, míg a 3-utú változatnál alaphelyzetben zárt (157. ábra). A fojtóelem általában a hagyományos finomfojtó, de lehet 2/2-es nyomásvezérelt elem is, az utóbbi esetben a korábban említett tulajdonságokkal.



157. ábra

A nyomásvezérelt elemekből felépített rendszer **előnyei**:

- a szelepekhez egyszerű, könnyen megmunkálható fogadó furatok szükségesek, amelyek egy tömbben helyezhetők el,
- a szelepek közötti kapcsolatot csővezeték helyett a tömbbe fúrt furatok valósítják meg, ennél fogva a szerelés egyszerű,
- egy szelep egy vezérlésen belül több funkcióra is felhasználható,
- szivárgásmentes zárás lehetősége a két főág között,

- további nagy előnyük a hagyományos tolattyús útváltókkal való összehasonlítás alapján domborodik ki. A tolattyús útváltóknál a konstrukció jellegéből fakadóan minden vezérlőél kényszerkapcsolatban működik. Ezzel szemben ebben a rendszerben, ahol a hagyományos útváltó vezérlőeleit (csatornáit) egy-egy nyomásvezérelt elem helyettesíti, minden áramlási út külön vezérelhető. Ennek megfelelően a kúpos zárótestek átváltási ideje a vezérlővezetékekben és/vagy a kúpos zárótestben lévő fojtásokkal befolyásolható. Így az útváltással járó átmeneti (tranziens) jelenségek kedvezőbbé tehetők.

Természetesen ez a vezérlőrendszer sem tökéletes, főbb **hátrányai** a következők:

- a szelepek a nyomásoktól függően működnek, s ezért a nyomáslökések miatt nem kívánatos tranziens kapcsolatok is kialakulhatnak,
- összetett vezérlőrendszer esetén a tömb bonyolult kialakítású, s emiatt költséges megmunkálású lehet,
- a hibakeresést nehezíti a sok egymástól független szelep. [5]

12. Arányos irányítóelemek. Működési elve, jellemzői s alkalmazásai

12.1. Működési elv, műszaki jellemzők

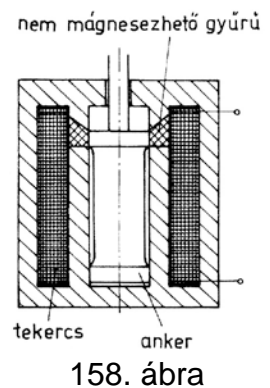
Az arányos, vagy proporcionál elnevezés ezen irányítóelemek átviteli tulajdonságára utal, nevezetesen arra, hogy a kimenő hidraulikus jelük – térfogatáram, vagy nyomás – arányos a bemenő villamos jellel. Alapvetően út-, nyomás- és térfogatáram irányítást valósítanak meg, de a hagyományos irányítóelemeknél lényegesen kedvezőbb műszaki paraméterek és további szolgáltatások mellett, mint:

- csatlakoztathatók szabványos villamos átviteltechnikai jelhez,
- ha korlátozott mértékben is, de rendelkeznek frekvencia-átvitellel.

Az irányítási feladattól függetlenül ezen elemek három jól elkülöníthető egységre bonthatók, mint:

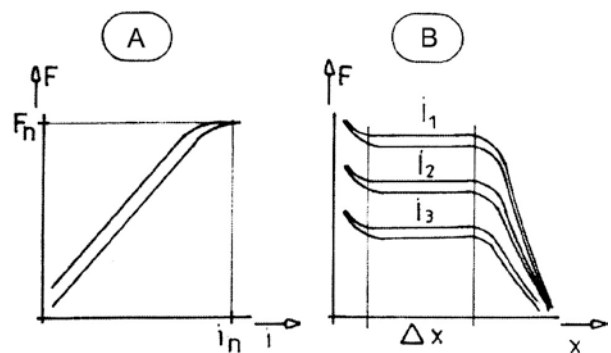
- arányos mágnes,
- elektronikus vezérlőegység,
- hidraulikus irányítóelem.

Arányos mágnes: egy speciális kialakítású egyenáramú mágnes, s bemeneti jelátalakítóként az a feladata, hogy a bemenő villamos jellel – rendszerint gerjesztőárammal – arányos mechanikai jelet – erőt, vagy elmozdulást – hozzon létre. A kapcsoló mágneshez hasonlóan ferromágneses anyagú álló és mozgó vasmagból (ankerből), valamint tekercsből áll, de az álló vasmagban van egy nem mágnesezhető gyűrű is (158. ábra). Az e gyűrű által előidézett mágneses-erővonal eltérítés eredménye, hogy a mozgó vasmagra (ankerra) ható erő axiális összetevője a működési tartományban – $0,5 \div 5$ (mm) – a lökethelyzettől (légréstől) függetlenül közel állandó.



158. ábra

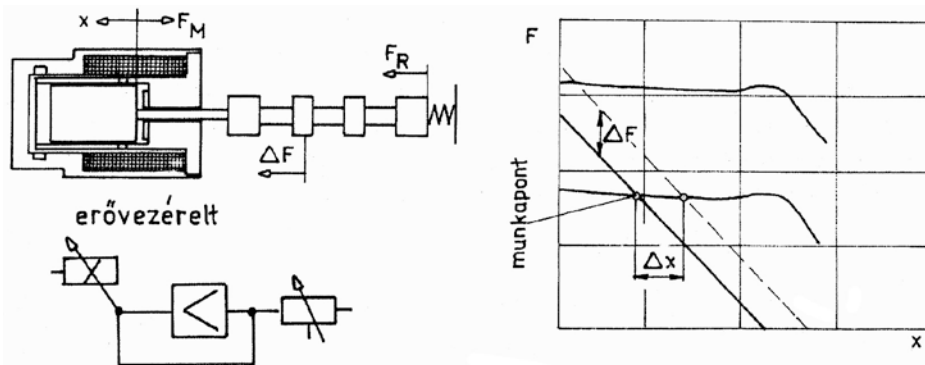
Az arányos mágnes statikus jelleggörbéi a 159. ábrán láthatók. Az erő-légrés – $F=f(x; i=\text{áll})$ – jelleggörbéket az jellemzi, hogy egy bizonyos légrés tartományban (Δx) az erő állandó, továbbá bizonyos erőhatárok között ugyanakkora áramváltozáshoz (Δi) ugyanakkora erőváltozás (ΔF) tartozik. A fentiekből következik, hogy a szóban forgó légrés (löket) tartományban a mágnes által leadott erő az árammal lineárisan – $F=f(i; x=\text{áll})$ – változik. Az arányos működésű irányítóelemek esetében mindkét jelleggörbének szerepe van. A közvetlen működtetésűek esetében a „B”, míg az elővezéreltekéknél az „A” ábrarészen látható jelleggörbék fontosak.



159. ábra

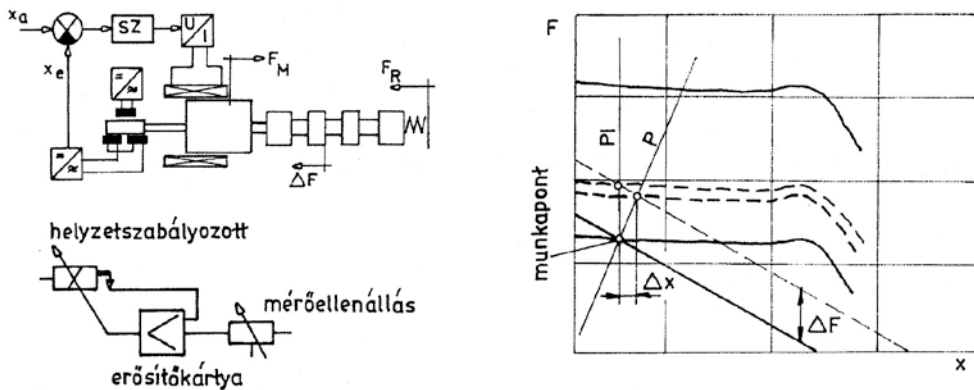
Az **üzemmód** tekintetében az arányos mágnes erővezérelt, vagy helyszabályozott.

Az **erővezérelt** arányos mágnesben a vasmagra ható erőt az áram, vagy a feszültség változtatásával lehet beállítani (az utóbbi a kedvezőbb, mert melegezésre az erő nem változik). A gerjesztőáramot – s ezáltal a mágneses erőt – a vezérlőegységbe épített visszacsatolás tartja az előírt értéken. A terhelés ΔF értékű megváltozása az új munkapontnak megfelelően Δx vasmaghelyzet eltérést eredményezhet (160. ábra). Ezeket a mágneseket viszonylag kis lökettartományban – $0,5 \div 1,5$ (mm) – elsősorban elővezérlő elemekhez alkalmazzák.



160. ábra

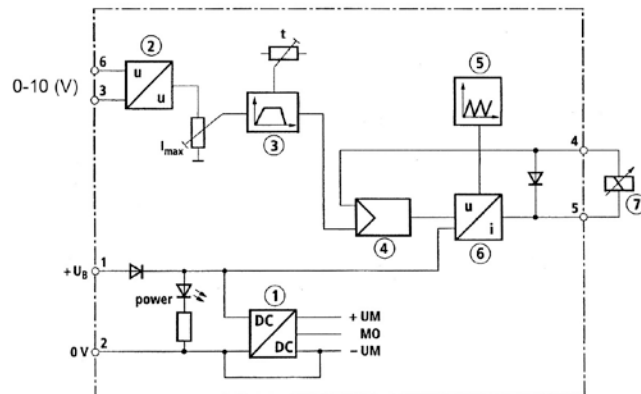
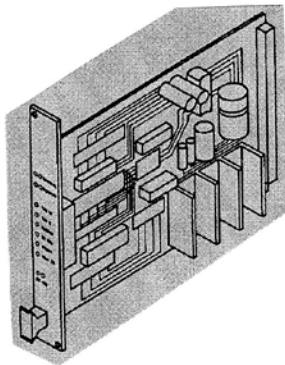
A **helyzet szabályozós** arányos mágnesnél a mozgó vasmag helyzetét útmérőként rendszerint induktív útdadó ellenőrzi (161. ábra), s az elektronikus vezérlőegységbe történt visszacsatolás révén szabályozza a mozgó vasmag, s ezen keresztül a mozgatott elem helyzetét. Az induktív útdadó primér tekercse a szimmetrikus elrendezésű szekunder tekercsekkel egy-egy transzformátort alkot. A szekunder feszültségek értéke a vasmag helyzetének függvénye. A terhelés ΔF értékű megváltozása a visszacsatoló kör



161. ábra

szabályozójának jellegétől függő új munkapontot eredményez. A beépített szabályozó általában **PID**. A helyzet szabályozás a különböző zavaró hatásokat kiegyenlíti, ezért az ilyen mágnessel működtetett arányos irányítóelem hidraulikus paramétereinek statikus értékei kedvezőbbek, mint az erővezérelteké. A helyzet szabályozós arányos mágnes a hidraulikus irányítóelemek közvetlen működtetésére is alkalmas.

Az **elektronikus vezérlőegység**: legtöbbször szabályozó erősítő, mert vagy áramvisszacsatolású, vagy útmérő esetén helyzetvisszacsatolású szabályozókört is tartalmaz. Az erősítő alapjele lehet külső, vagy belső. A külső alapjelet általában egy fölérendelt szabályozó, vagy számítógép szolgáltatja. A belső alapjel az erősítő tápfeszültségének – 12 vagy 24 (V) – potencióméteren keresztüli leosztásával állítható be. Mivel az alapjel beállítása kézi, rendszerint több, előre beállítható (programozható) potenciómétert tartalmaznak. Az aktuális alapjelet és annak előjelét (a mozgás sebességét és irányát) az elmozdulás mentén elhelyezett kapcsolók aktivizálják.



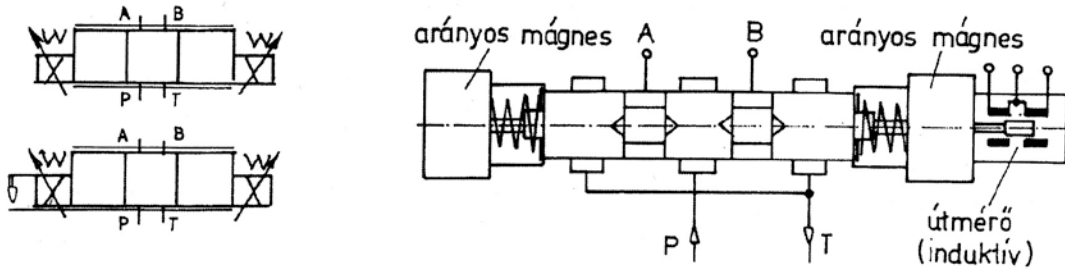
162. ábra

Az ugrásszerű alapjelváltás (pl: indítás/fékezés) kellemetlen lengéseket okozhat. Ennek kivédésére a jel egy jelformáló műveleti erősítőfokozaton halad keresztül, amely a meredek fel/lefutást késlelteti. A késleltető hatás ki/bekapcsolható, ill. a mértéke előre programozható. A késleltetés tipikus tartománya: $100 \text{ (ms)} \div 5 \text{ (s)}$. Az arányos mágnes mozgó részének letapadását küszöböli ki a mágnesező áramra szuperponált, a szinuszoszcillátor által biztosított kis amplitúdójú, $50 \div 200 \text{ (Hz)}$ frekvenciájú rezgető áram, melynek átlagértéke nulla, így a vezérlés pontosságát nem befolyásolja.

A hidraulikus irányítóelem: kialakítását az irányítandó hidraulikus jellemző határozza meg. Útirányítás esetén a legfontosabb, hogy az utak váltása mellett a térfogatáram változása – állandó nyomáskülönbség esetén – arányos legyen az elmozdulással, s ez egy időben minden csatornára teljesüljön. A nyomás- és áramirányítóknál a hidraulikus elemmel szembeni követelmény megegyezik a megfelelő hagyományos elemnél megkövetelttel.

ÚTVÁLTÓK: az arányos irányítóelemek közül a legelterjedtebbek, mivel a mozgásirány mellett a mozgásjellemző vezérlésére is alkalmasak. A hagyományos kapcsoló útváltókhoz hasonlóan **közvetlen** és **közvetett** (elővezérelt) működtetésű változataik vannak.

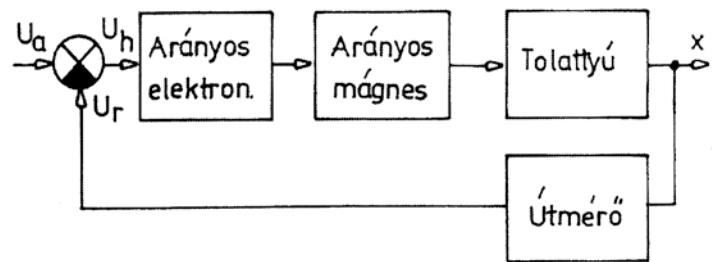
A kisebb névleges méretűek közvetlen működtetésűek, ahol az arányos mágnes vas-magja közvetlenül a tolattyúra hat (163-164. ábra).



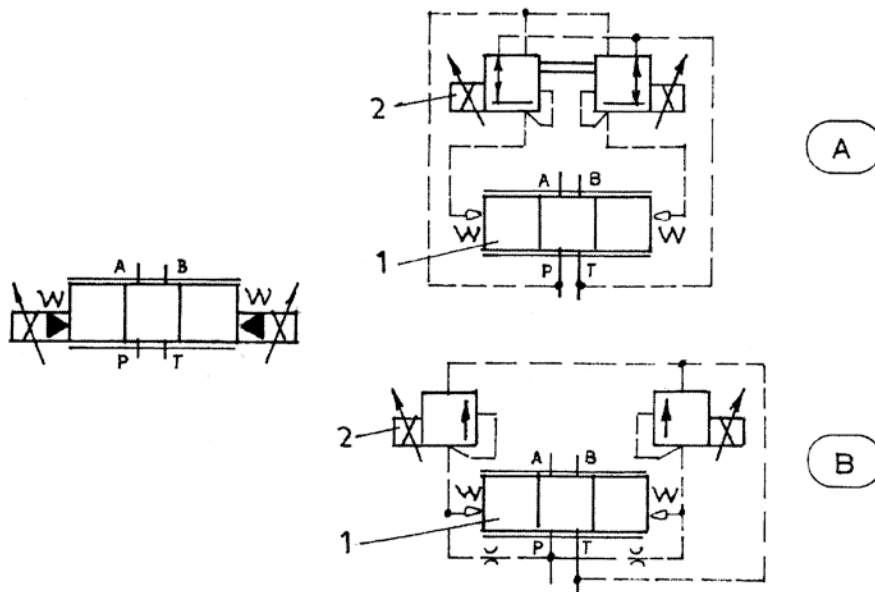
163. ábra. Bosch – Rexroth típus

A nagyobb névleges méretűek közvetett működtetésűek, azaz elővezéreltek (165. ábra).

Az elővezérlő (2) lehet arányos nyomáscsökkentő (A), illetve arányos nyomáshatároló (B). Kialakíthatók, ill. ismertek olyan változatok is, melyeknél mind az elővezérlő (2), mind a főszelep (1) útmérővel rendelkezik.



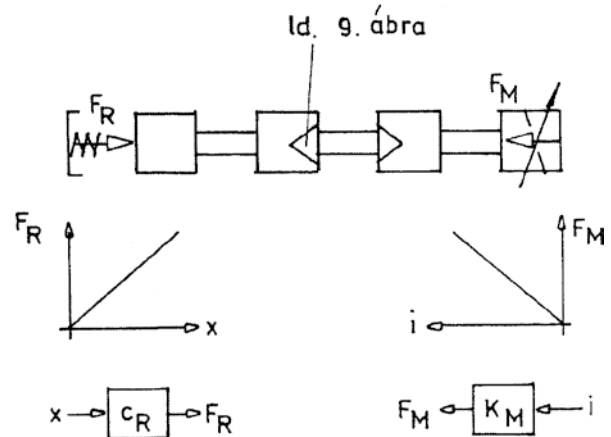
164. ábra



165. ábra

Meg kell jegyezni, hogy az útmérős visszacsatolt rendszer alkalmazása a korábban említett előnyök ellenére sok esetben műszaki-gazdaságossági szempontból egyaránt vitatható. Az útmérő és a bonyolultabb elektronika jelentős költségtöbbletet jelent. Ugyanakkor sok esetben nem állítható be akkora hurokerősítés, ami az útváltó paramétereit ezzel arányos mértékben javítaná. Szerényebb paraméterek – 5÷6 (%) -os hiszterézis, tápnyomás függő kivezérlés stb. – mellett az útváltó jelentősen olcsóbb lehet anélkül, hogy általános ipari felhasználása számottevő mértékben korlátozva lenne.

A **statikus jelleggörbék**: az arányos útváltók legfontosabb jelleggörbéje a $q_v=f(U)$, ill. a $q_v = f(i)$ karakterisztika, attól függően, hogy milyen táplálásról van szó. Statikus állapotban, vagy nagyon lassú változásnál az útváltókhöz tartozó elektronikus vezérlőegység áramgenerátoros táplálást biztosít. A tolattyús fokozatokban a tolattyú kivezérlésekor az átömlési keresztmetszetek háromszög alakúak (9. ábra), s ezek a tolattyúelmozdulás függvényében változnak. Ez progresszív jelleggörbét eredményez, amely nagy tömegek indításakor/fékezésekor előnyös.



166. ábra

A $q_v=f(i)$ jelleggörbe levezetéséhez a korábban (ld. 2. fejezet) meghatározott térfogatáram-függvényben szereplő tolattyú elmozdulás (x), annak statikus erőegyensúlyi egyenletéből határozható meg. A súrlódási és áramlási erőktől eltekintve, írható:

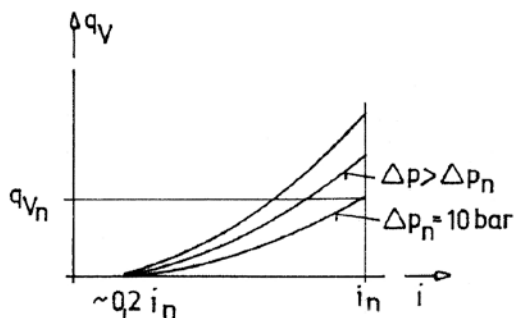
$$F_R = F_M$$

ahol: $F_R = C_R \cdot x$, ill. $F_M = K_M \cdot i$

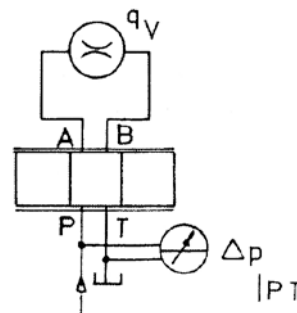
$$\text{Ezekből: } x = \frac{K_M}{C_R} \cdot i$$

Így az említett térfogatáram-egyenletet folytatva:

$$q_v = \mu \cdot \text{tg} \alpha \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p} \cdot x^2 = \mu \cdot \text{tg} \alpha \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \left(\frac{K_M}{C_R}\right)^2 \cdot \sqrt{\Delta p} \cdot i^2 = k \cdot \sqrt{\Delta p} \cdot i^2 = f(i, \Delta p = \text{áll})$$



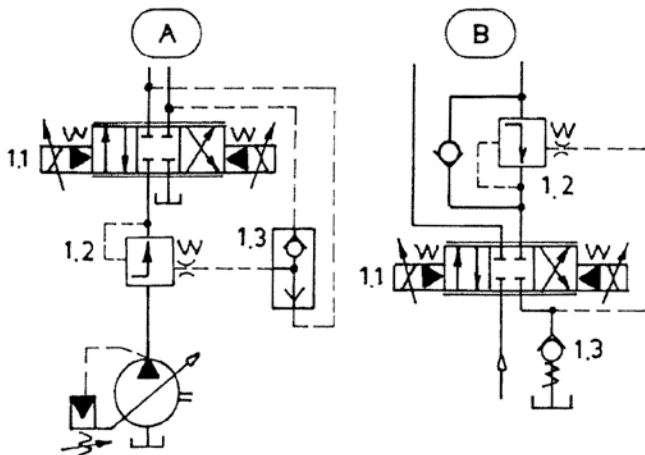
167. ábra



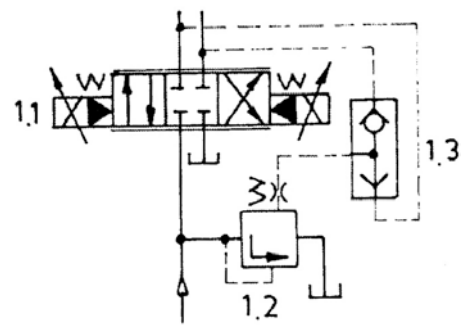
168. ábra

Ez a jelleggörbe látható a 167. ábrán. Az arányos útváltók tolattyús fokozatai mindig „pozitív” túlfedésűek. Az alap- ill. középhelyzetbeli rugóerő, valamint annak a pozitív túlfedéshez tartozó növekménye eredményezi, hogy a jelleggörbék $\sim 0,2_{in\acute{e}vl.}$ áramnál indulnak.

Az arányos útváltók névleges térfogatáramát rövidrezárt munkacsatornák (A; B) mellett a névleges kivezélésnél és $\Delta p_{|PT} = 10[\text{bar}]$ „teljes” nyomásesésnél értelmezik. (168. ábra) Az arányos útváltó tehát állandó villamos bemenőjel esetén állandó átfolyási keresztmetszetű fojtóként viselkedik. A térfogatáram ez esetben terhelés, azaz nyomáskülönbséggűgő.



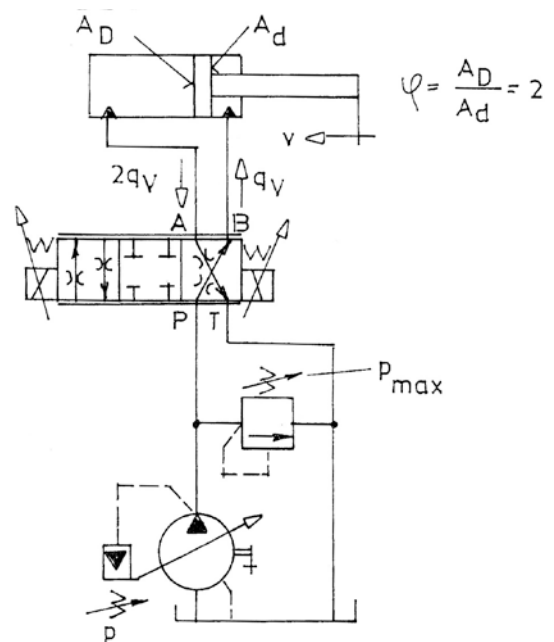
169. ábra



170. ábra

Ezt kizárandó ezek az útváltók kiegészíthetők nyomáskülönbség-állandósítóval, s így 2-utú (169, 172. ábra), ill. 3-utú áramállandósítóként (170. ábra) is funkcionálhatnak.

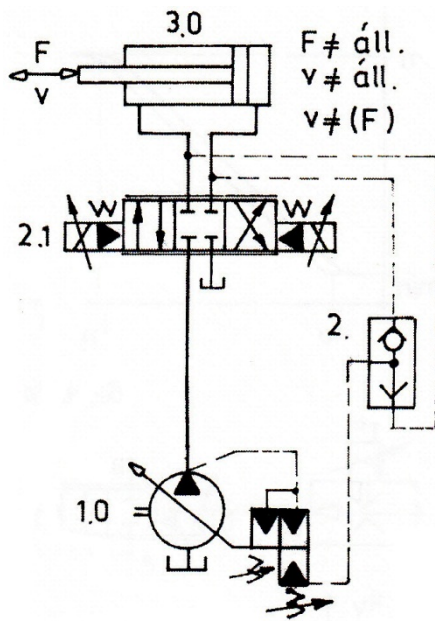
Az arányos útváltóknál általában a vezérlőélek fojtási keresztmetszete azonos: $A_{f|PA} = A_{f|BT}$ így a névleges nyomásesés vezérlőelenként 5 [bar]. Ha a munkahenger felületviszonya $\varphi=2,0$, akkor ez esetben a $2 \cdot q_v$ miatt $\Delta p_{|AT} = 20[\text{bar}]$. Ezt elkerülendő, olyan arányos útváltót kell választani, melynél: $A_{f|AT} = 2 \cdot A_{f|PB}$ (171. ábra).



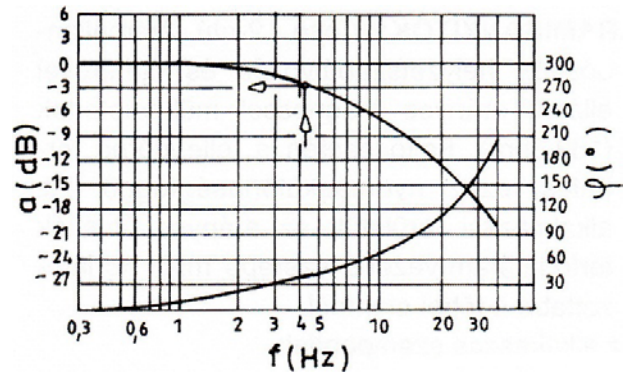
171. ábra

A **dinamikai** viselkedés jellemzésére a gyártók megadják a szelepek amplitúdó és fáziskarakterisztikáját (Bode-diagramm 173. ábra).

Úgy az amplitúdó-, mint a fáziskarakterisztika a frekvenciafüggvényből határozható meg.



172. ábra



173. ábra

A levezetés részleteitől eltekintve, ezek rendre a következők:

$$a \text{ [dB]} = 20 \lg \sqrt{|Y(j\omega)|} = 20 \lg \sqrt{R_e Y(j\omega)^2 + I_m Y(j\omega)^2} = -10 \lg(1 + \omega^2 T_1^2)$$

$$\varphi = \arctg \frac{I_m \cdot Y(j\omega)}{R_e \cdot Y(j\omega)} = -\arctg \omega \cdot T_1$$

Ha nem közlik a fenti két jelleggörbét, akkor megadják a $\varphi = -45^\circ$ -os fázisszöghöz, vagy a -3 [dB]-es ponthoz tartozó frekvenciát, ami – PT1-es tagot alapul véve – a szelep sájtárfrekvenciája.

$$a \text{ [dB]} = 20 \lg \frac{A_2}{A_1} = -3$$

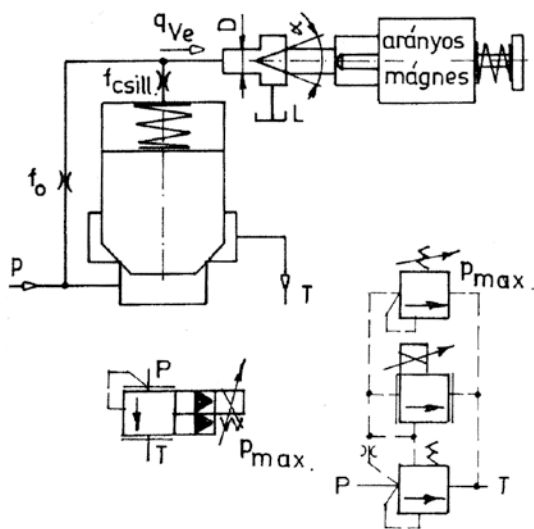
$$\lg \frac{A_2}{A_1} = -\frac{3}{20} = -0,15$$

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{1}{10^{0,15}} = 0,708 \rightarrow A_2 = 0,708 \cdot A_1$$

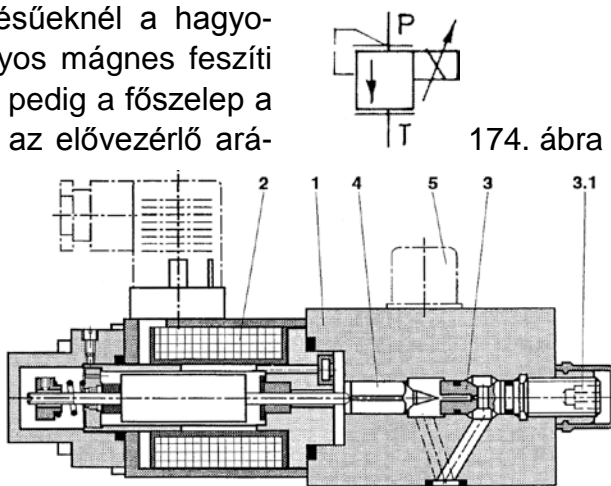
Tehát a -3 [dB], kb. 30 [%]-os levágást jelent.

NYOMÁSIRÁNYÍTÓK: a közvetlen vezérlésűeknél a hagyományos típus menetes orsója helyett arányos mágnes feszíti elő a rugót (174. ábra). Az elővezérelteknél pedig a főszelep a hagyományos szeleppel megegyező, míg az elővezérlő arányos működésű. Biztonsági okokból az elővezérelt nyomáshatárolók általában rendelkeznek egy, a maximális nyomásra beállított mechanikus elővezérlővel is (175. ábra).

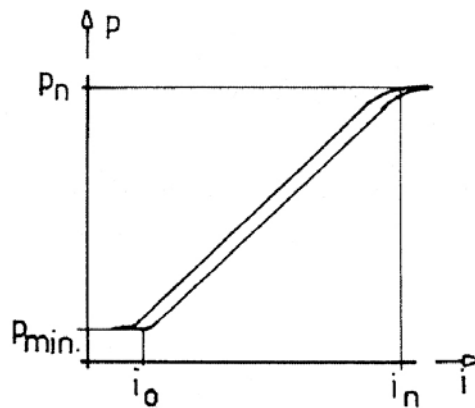
Az arányos nyomáshatároló statikus jelleggörbéje – $p = f(i)$ – a 176. ábrán látható.



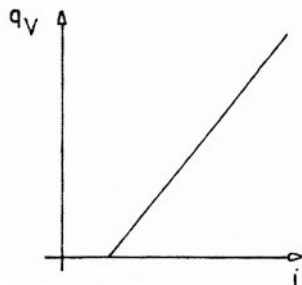
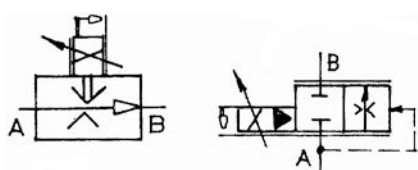
175. ábra



Bosch – Rexroth típus



176. ábra



177. ábra

ÁRAMIRÁNYÍTÓK: (fojtó, 2-utú áramállandósító): helyszabályozós és útmérővel ellátott arányos mágnessel működtetettek (177. ábra). Fojtó esetén a jelleggörbe terhelés, azaz nyomáskülönbség-függő. Az alkalmazási területük az arányos útváltók térfogatáram-vezérlő szerepe miatt korlátozottabb a többi elemnél.

Az alkalmazás szempontjai:

- munkahengerek/hidromotorok sebességének nagy pontosságú beállítása automatikus, vagy távvezérelt üzemmódban, különösen olyan esetekben, ha az üzemközben folyamatosan, vagy gyakran változik.

- ha a térfogatáram a szabályozókör egyik jellemzője, mint pl. munkahengerek együttfutásának biztosítása esetén,
- átmeneti folyamatok biztosítása szigorú követelmények mellett.

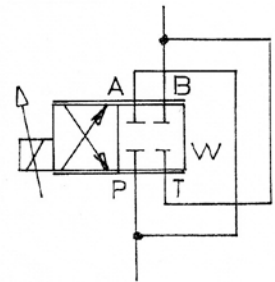
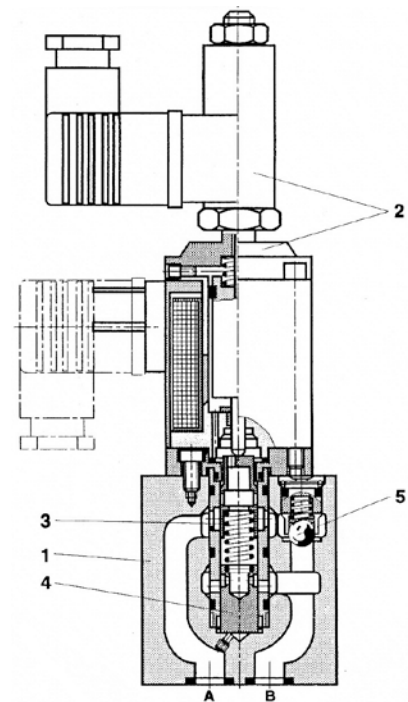
Megjegyzés: Amennyiben az arányos útváltó arányos fojtóként szerepel, úgy az ábra szerinti bekötéssel az adott névleges méret áteresztése duplázható. (177/a. ábra)

12.2. Illesztési kérdések, kiválasztási szempontok

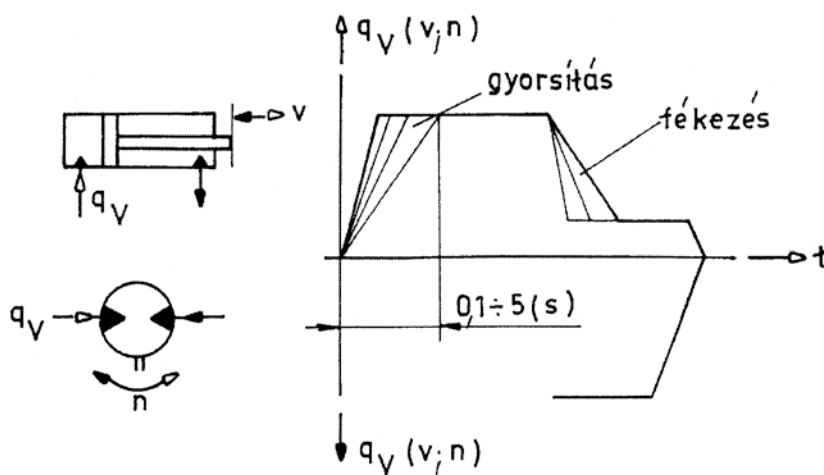
Arányos irányítóelemeket akkor célszerű alkalmazni, ha az automatizálás igénye fennáll, de még a szervóirányítókhoz viszonyítva megengedhető a nagyobb linearitási hiba, a kisebb visszaállási pontosság, a kedvezőtlenebb frekvencia-átvitel.

A hagyományos hidraulikus irányítóelemekhez viszonyítva a következő előnyökkel rendelkeznek:

- a rendszer kimenő mechanikai jellemzői (F/T,v/n) folyamatosan változtathatók és az optimális értéken tarthatók,
- a gyorsítási/fékezési idők a bemenőjel segítségével hozzáilleszthetők a mindenkori üzemi viszonyokhoz, így a tömegek a megengedett értéken belül tarthatók (178. ábra).

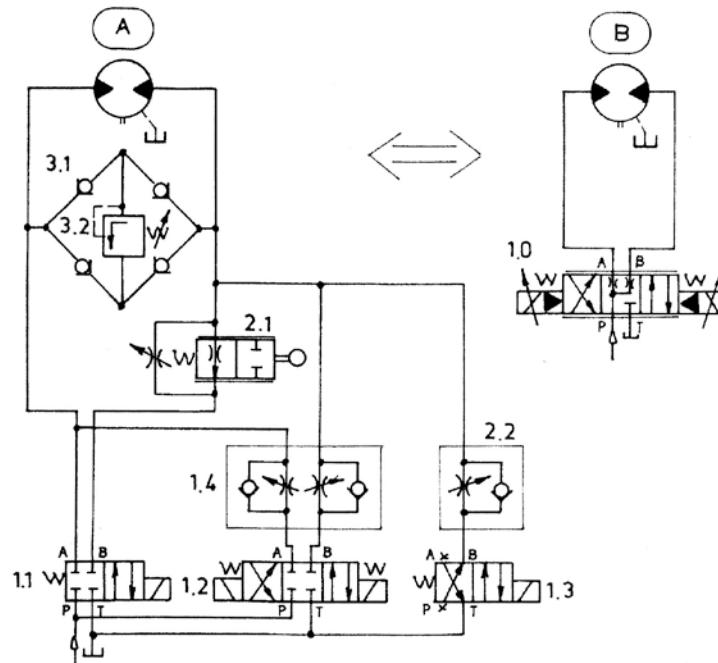


177/a. ábra. Bosch-Rexroth tip.



178. ábra

- változó térfogatáram igények esetén nincs szükség több útváltóra és fojtóra,
- az irány és térfogatáram változtatás megvalósítható egy arányos útváltóval is (179. ábra),



179. ábra

- változó nyomásokhoz egy nyomásirányító is elegendő,
- távműködtetéskor az irányítóelem a beavatkozási helyhez közel tehető, ezáltal jelentős teljesítményveszteség takarítható meg.

Az arányos útváltókat kiválasztásnál az adott feladathoz **statikusan** és **dinamikusan** is illeszteni kell.

Ennek célszerű lépesei a következők. Meg kell határozni:

- **a térfogatáramokat:**

$$q_v = A_D \cdot v; \quad q_v = A_d \cdot v$$

illetve

$$q_v = \frac{1}{\eta_v} V_g \cdot n$$

- a működtetett rendszer **sajátkörfrekvenciáját**, illetve annak **minimális értékét:** $\omega_{(\min)}$
- ez utóbbi ismeretében a **megengedhető körfrekvenciát:** $\omega_{(\text{meg})}$.

Irányítástechnikából ismert, hogy a lengések elkerülésének egyik alapszabálya az, hogy a gerjesztés frekvenciája legfeljebb tizede lehet a rendszer saját körfrekvenciájának.

A biztonságos csillapítás érdekében, a gyakorlatban:

$$\omega_{\text{meg}} = \frac{1}{15 \div 18} \cdot \omega_{\min} \rightarrow f_{(\text{meg})} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_{\text{meg}} [\text{Hz}]$$

- az amplitúdó karakterisztika figyelembevételével (180. ábra) határozható meg a szükséges **névleges áteresztés:**

$$a \text{ [dB]} = 20 \lg \frac{q_v}{q_{v(\text{névl})}} = -y$$

$$\frac{q_v}{q_{v(\text{névl})}} = 10^{-\frac{y}{20}} = x < 1!$$

$$q_{v(\text{névl})} = \frac{q_v}{x}$$

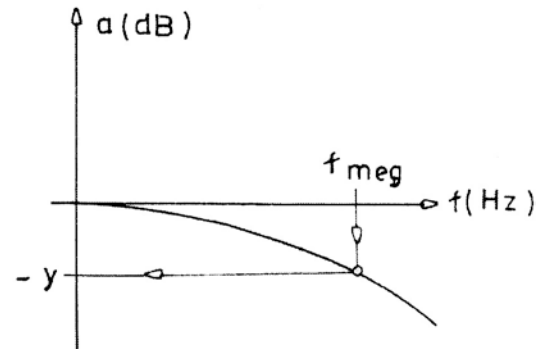
- következhet a **szelep kiválasztása** a statikus jelleggörbe alapján (167. ábra).

$$q_{v(\text{névl})} \Big|_{\substack{i_{\text{névl.}} \\ \Delta p = 10 \text{ [bar]}}}$$

- a szelep saját körfrekvenciájának ismeretében meghatározható a megengedhető **gyorsítási/lassítási idő**, illetve a **gyorsulás/lassulás:**

$$t_{(\text{meg})} = \frac{1}{\omega_{(\text{meg})}} = \frac{15 \div 18}{\omega_{(\text{min})}} \text{ [s]}$$

$$a_{(\text{meg})} = \frac{v \cdot \omega_{(\text{min})}}{15 \div 18} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$



180. ábra

A működtetett rendszer **sajátlengés körfrekvenciájának** meghatározása. A sajátlengés körfrekvenciája, mint ismert a redukált tömeg/tehetetlenségi nyomaték és a rendszer rugóállandójának a függvénye.

- **egyenesvonalú** mozgásnál: $\omega = \left[\frac{c}{m_{\text{red}}} \right]^{\frac{1}{2}}$

- **forgó** mozgásnál: $\omega = \left[\frac{c_t}{\theta_{\text{red}}} \right]^{\frac{1}{2}}$

ahol m_{red} – a dugattyúrúdra redukált mozgatott tömeg [kg]

θ_{red} – a hidromotor tengelyére redukált tehetetlenségi nyomaték [kg·m²]

c – a rúgóállandó [N/m]

c_t – a torziós rúgóállandó [Nm]

- **munkahengereknél:**

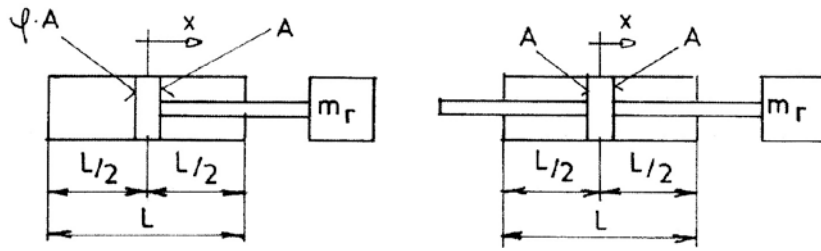
ha $\varphi > 1$, akkor az eredő rugóállandó: $c = c_1 + c_2$

ahol a hengerterekben lévő munkafolyadék összenyomhatóságából (E) adódó rúgóállandó levezetésének lépései:

$$c = \frac{\Delta F}{\Delta X}; \Delta F = A \cdot \Delta p; \Delta p = E \cdot \frac{\Delta V}{V} = E \cdot \frac{A \cdot \Delta X}{V}$$

Az ábra jelöléseivel (181. ábra) a rúgóállandók:

$$c_1 = E \cdot A \cdot \frac{\varphi}{\frac{L}{2} + X}; \quad c_2 = E \cdot A \cdot \frac{1}{\frac{L}{2} - X}$$



181. ábra

A sajátlengés körfrekvenciája pedig:

$$\omega = \sqrt{\frac{E \cdot A}{m_{\text{red}} \cdot L} \left(\frac{\varphi}{0,5 + \frac{X}{L}} + \frac{1}{0,5 - \frac{X}{L}} \right)}$$

A fenti függvény minimumának helye:

$$\frac{X}{L} \Big|_{\omega_{\min}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sqrt{\varphi - 1}}{\sqrt{\varphi + 1}}$$

Ennek figyelembe vételével a sajátlengés körfrekvenciájának minimuma:

$$\omega_{\min} = \sqrt{\frac{E \cdot A}{m_{\text{red}} \cdot L} \cdot 2 \left(\frac{\varphi}{1 + \frac{\sqrt{\varphi - 1}}{\sqrt{\varphi + 1}}} + \frac{1}{1 - \frac{\sqrt{\varphi - 1}}{\sqrt{\varphi + 1}}} \right)}$$

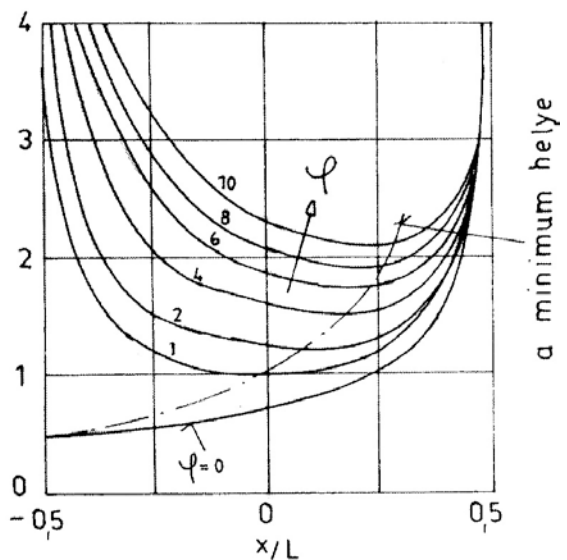
A munkahengerek egységes kezelése miatt a továbbiakban alapul véve az átmenő dugattyúrudas ($\varphi = 1$) változatot, ahol az eredő rúgóállandó a szimmetrikus munkafelületek miatt:

$$c = c_1 + c_2 = 2 \cdot c_1 = 2 \cdot E \cdot A \cdot \frac{1}{\frac{L}{2} + X}$$

A sajátlengés körfrekvenciájának minimuma pedig:

$$\omega_{\min} \Big|_{\varphi=1; X=0} = \sqrt{\frac{4 \cdot E \cdot A}{L \cdot m_{\text{red}}}}$$

A 182. ábra görbéi a különböző felületviszonyú munkahengerek sajátlengés körfrekvenciájának minimum helyeit ($\frac{X}{L}$) valamint az átmenő dugattyúrudas változathoz viszonyított értékeit mutatja. A $\varphi = 0$ változat búvárdugattyús kialakítást takar.



182. ábra

– **hidromotornál:**

Az eredő torziós rúgóállandó:

$$c_t = c_{t1} + c_{t2} = 2 \cdot c_{t1}$$

ahol a levezetés lépései:

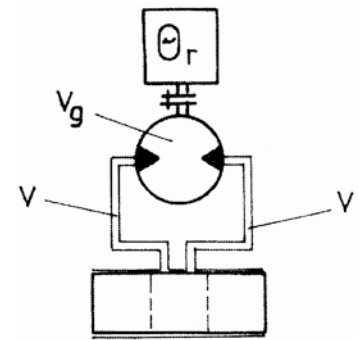
$$c_{t1} = \frac{\Delta T}{\Delta \varphi}; \Delta T = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot V_g \cdot \Delta p; \Delta p = E \cdot \frac{\Delta V}{V} = E \cdot \frac{V_g \cdot \Delta \varphi}{2 \cdot \pi \cdot V}$$

Ezekkel:

$$c_t = \frac{V_g^2 \cdot E}{2 \cdot \pi^2 \cdot V}$$

A sajátlengés körfrekvenciája pedig:

$$\omega = \sqrt{\frac{V_g^2 \cdot E}{2 \cdot \pi^2 \cdot \Theta_{red} \cdot V}}$$



183. ábra

A korábbiaknak megfelelően megállapítható, hogy minél **nagyobb a rúgóállandó** és ezzel a sajátlengés körfrekvenciája, annál **nagyobb gyorsulás/lassulás értékek** engedhetők meg. A rúgóállandó pedig az összefüggések alapján a munkahengerek/hidromotorok fajlagos jellemzőjének (A ; V_g) növelésével és a köztes vezetékszakaszok rövidítésével növelhető. Éppen ezért, hacsak lehetséges az **arányos irányítóelemeket közvetlenül az energiaátalakítókra telepítik**.

A 184. ábra nomogramja a sajátlengés körfrekvenciájának, ill. frekvenciájának gyors meghatározását segíti elő átmenő dugattyúrudas munkahengeres, ill. hidromotoros hajtás esetén. [10]

Az ábrázolt példák:

– **átmenő dugattyúrudas munkahenger ($\varphi = 1$)**

adatok: $A = 100$ [cm²]; $V = 4000$ [cm³]; $m_r = 2000$ [kg];

lépések:

$$A \xrightarrow{①} V \rightarrow c = 10^8 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

$$c \xrightarrow{②} m_r \rightarrow \omega = 230 \left[\frac{1}{\text{s}} \right] \xrightarrow{③} f = 36[\text{Hz}]$$

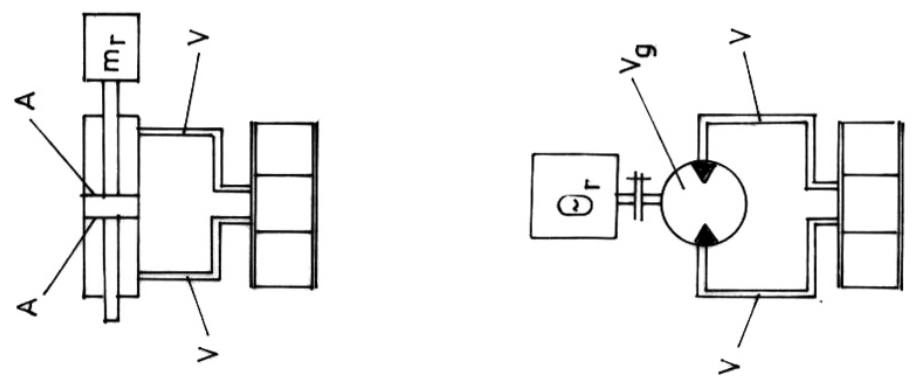
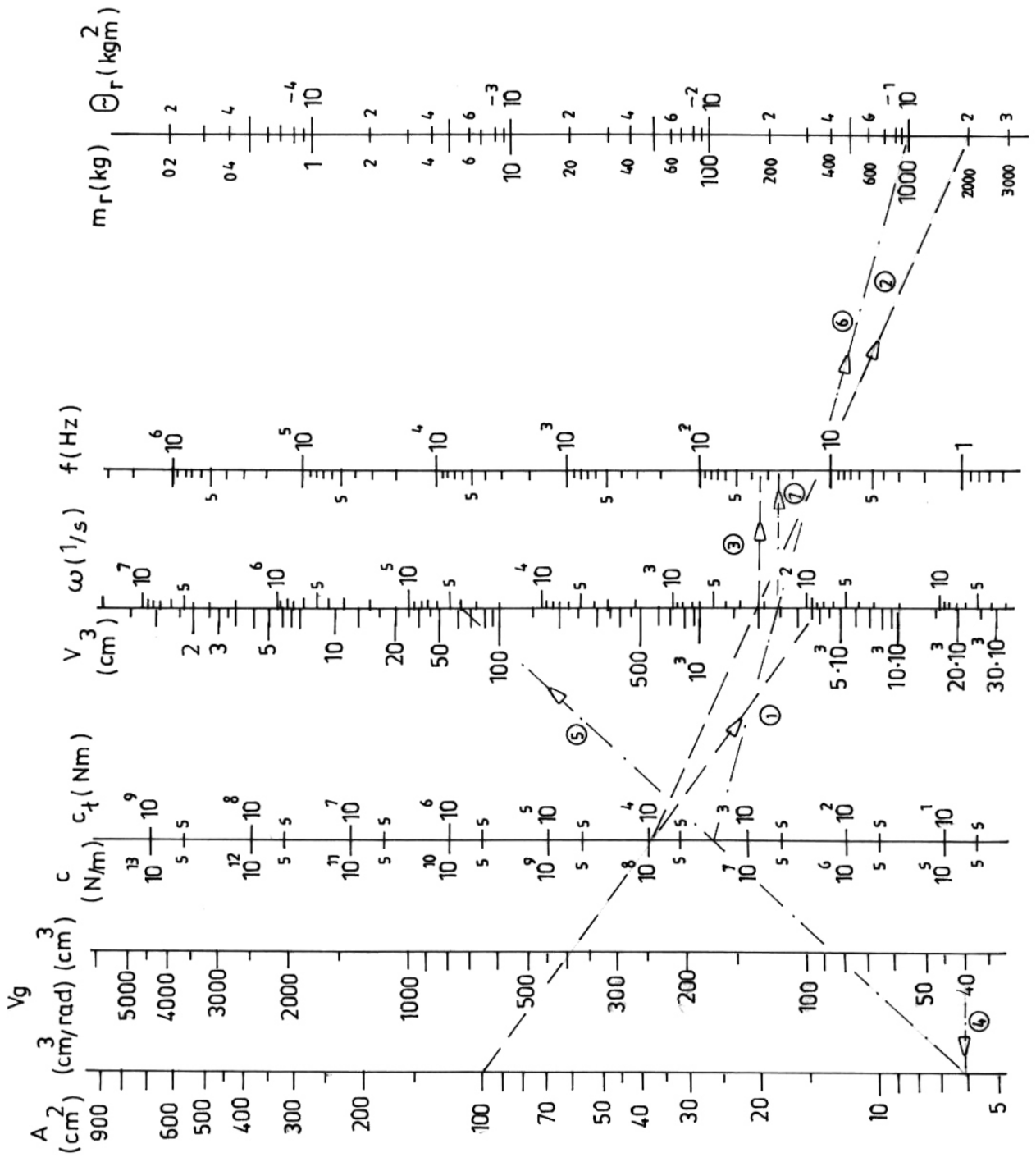
– **hidromotor**

adatok: $V_g = 39,5$ [cm³]; $V = 68$ [cm³]; $\Theta_r = 10^{-1}$ [kg·m²]

lépések:

$$V_g \xrightarrow{④} 6,3 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{rad}} \right] \xrightarrow{⑤} V \rightarrow c_t = 2,3 \cdot 10^3 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

$$c_t \xrightarrow{⑥} \Theta_r \rightarrow \omega = 150 \left[\frac{1}{\text{s}} \right] \xrightarrow{⑦} f = 24[\text{Hz}]$$



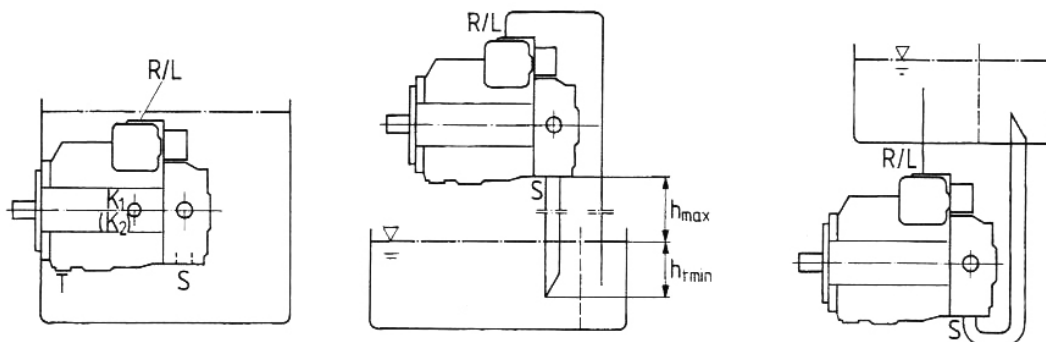
184. ábra

13. Szivattyúk beépítése-, szívási viszonyai-, s azok javításának lehetőségei

A szivattyúegységben a szivattyú és a hajtómotor hajtáskapcsolata lehet **közvetlen**, vagy **közvetett**.

Közvetlen esetben ezt csak a tengelykapcsoló, közvetett esetben pedig a tengelykapcsoló és mechanikus áttétel (hajtómű, ékszíj, stb.) együttesen biztosítja. A közvetlen hajtáskapcsolat általában villamos motoros, a **közvetett** pedig erőgépről történő hajtást jelent. Ez utóbbi esetben a térfogatáram szükséglet megfelelő szivattyú (V_g) és/vagy áttétel nagyság (i) megválasztásával egyaránt biztosítható. Az áttétel nagyságát – általában gyorsító – a motor fordulatszámánál a szivattyúra megengedett fordulatszám határok figyelembe vételével kell megválasztani. A hajtáskapcsolat kialakításánál figyelembe kell venni a szivattyú tengelycsonkjának axiális és radiális terhelhetőségét is.

A szivattyú(k) üzemvitelénél nagyon fontos, hogy ne legyen szívási veszteség és ne lépjen fel kavitáció. A szívási folyamat ugyanis a periodikusan növekvő térben uralkodó nyomás és az atmoszférikus nyomás közötti különbség hatására jön létre. Ha a szívóvezetéki nyomásveszteség miatt a nyomás a munkafolyadék telített gőznyomásának – amely hőmérsékletfüggő – értékére csökken, kavitáció lép fel. A szivattyú elhelyezésével (185. ábra) a szívóág helyes vonalvezetésével és méretével biztosítani kell a gyártó vonatkozó előírásait.



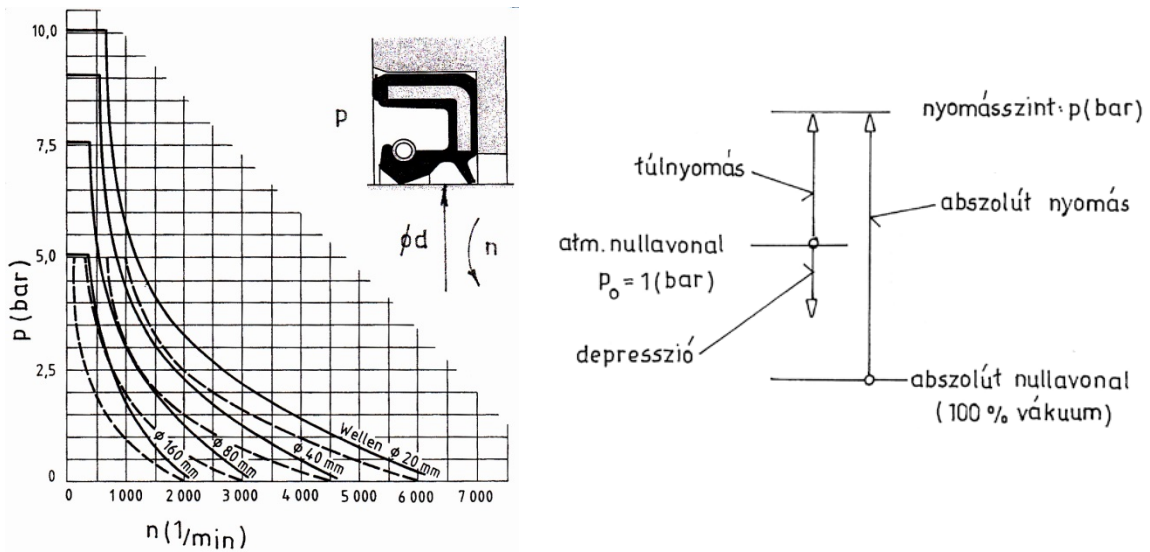
185. ábra

A szívótéri nyomás értékei nyitott körfolyam esetén a következők:

- belső fogazású fogaskerék-, lapátos- és axiáldugattyús szivattyúk esetén:
 $0,8 \leq p_{|absz.} [bar] \leq 2,5$
- külső fogazású fogaskerék szivattyú esetén: $0,7 \leq p_{|absz.} [bar] \leq 3,0$

A minimális érték a szívási veszteség, a maximális érték pedig a radiális tengelytömítés (simmering, 186. ábra) miatt korlátozott.

A szivattyúk szívási feltételei – különösen mobil gépek rendszereinél – injektor beépítésével javíthatók. A szívási veszteség a szívótér statikus nyomása mellett, függvénye a fordulatszámnak is, hiszen a periodikusan növekvő terek feltöltődéséhez – adott szívótéri nyomás mellett – meghatározott időre van szükség.

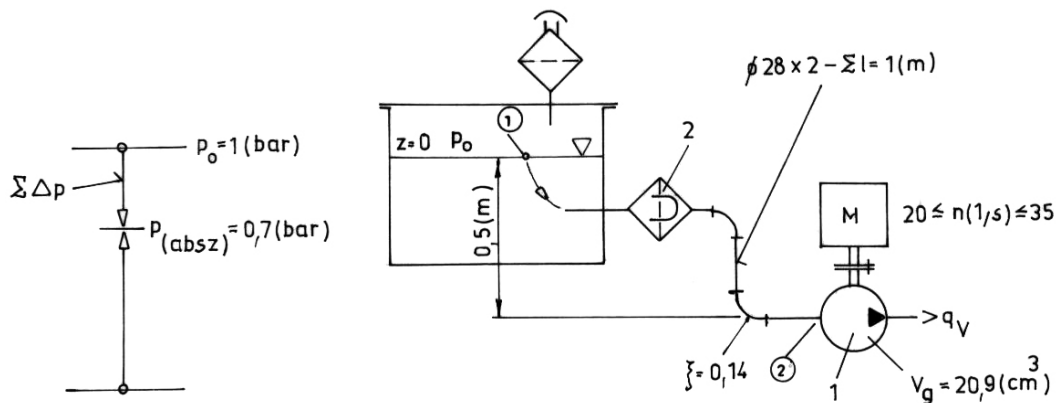


186. ábra

Az un. kritikus szívótéri nyomás növekvő fordulatszámánál a növekvő nyomások felé to-
lódik el.

Ezzel van összefüggésben, hogy zárt körfolyamú üzemben a megengedhető szivattyú
fordulatszám a nyitott körfolyamú üzem értékének 1,25÷1,5-szerese.

Feladat: Határozza meg az ábrán szereplő elrendezés és műszaki adatok ismeretében
a szivattyú szívócsnkján (2) uralkodó nyomást.



187. ábra

A szívótéri nyomás: $0,7 \leq p_{|absz.} [\text{bar}] \leq 3,0$.

A munkafolyadék: Hidrokomol P-32, $\rho = 875 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$.

A hőmérséklet tartomány: $-5 \leq \vartheta [^{\circ}\text{C}] \leq 25$

A vizsgálat vonatkozzon a legkedvezőtlenebb – $n = 35 \left[\frac{1}{\text{s}} \right]$; $\vartheta = -5 [^{\circ}\text{C}]$ – üzemviteli
esetre. A szivattyú szívócsnkján uralkodó nyomás az áramvonal két (1→2) pontjára
felírt veszteséges Bernoulli egyenletből határozható meg:

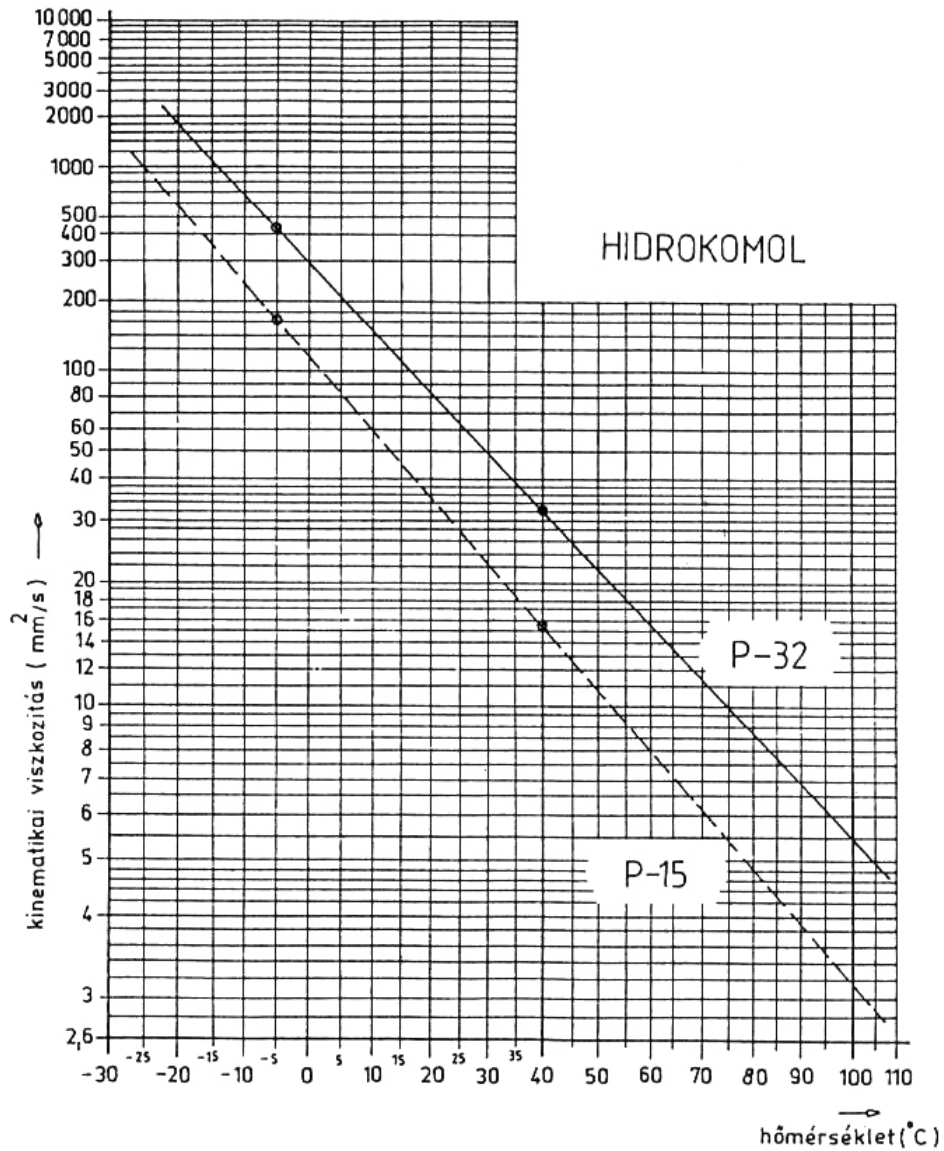
$$p_s = p_2 = p_0 - \frac{\rho}{2} \cdot v^2 + \rho \cdot g \cdot z - \Sigma \Delta p$$

ahol

$$v = \frac{q_v}{A} = \frac{7,32 \cdot 10^{-4}}{4,52 \cdot 10^{-4}} = 1,62 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$q_v = V_g \cdot n = 20,9 \cdot 10^{-3} \cdot 35 = 7,32 \cdot 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right] \sim 44 \left[\frac{dm^3}{min} \right]$$

$$A_{|\phi 24} = 4,52 \cdot 10^{-4} [m^2]$$



188. ábra

A soros hidraulikus ellenállások miatt:

$$\sum \Delta p = \Delta p_{cső} + \Delta p_{szűrő}$$

$$\Delta p_{cső} = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \left[\frac{\sum l}{d} \lambda + \sum \xi \right]$$

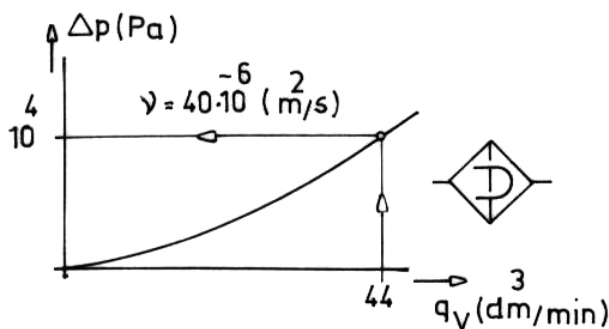
ahol

$$\lambda = f(\text{Re}); \text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,62 \cdot 2,4 \cdot 10^{-2}}{430 \cdot 10^{-6}} = 0,9 \cdot 10^2 < 2320$$

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = 0,71$$

ahol

$\nu = 430 \cdot 10^{-6} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$ a Hidrokomol P-32 munkafolyadék kinematikai viszkozitása -5 [°C]-on (188. ábra).



189. ábra

A mágnesszűrő nyomásvesztése: (189. ábra)

$$\Delta p'_{|\nu'=40 \cdot 10^{-6}} = 10^4 [\text{bar}]$$

A szűrőben turbulens áramlást feltételezve, a nyomásvesztése $\nu = 430 \cdot 10^{-6} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$ viszkozitás mellett:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{szűrő}} &= \Delta p' \left[\frac{\nu}{\nu'} \right]^{\frac{1}{4}} = 10^4 \left[\frac{430 \cdot 10^{-6}}{40 \cdot 10^{-6}} \right]^{\frac{1}{4}} \\ &= 1,81 \cdot 10^4 [\text{Pa}] \end{aligned}$$

Visszatérve a csővezeték nyomásvesztéséhez:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{cső}} &= \frac{875}{2} \cdot 1,62^2 \left[\frac{1}{2,4 \cdot 10^{-2}} \cdot 0,71 + 2 \cdot 0,14 \right] = 3,43 \cdot 10^4 [\text{Pa}] \\ \sum \Delta p &= 3,43 \cdot 10^4 + 1,81 \cdot 10^4 = 5,24 \cdot 10^4 [\text{Pa}] = 0,524 [\text{bar}] \end{aligned}$$

A szívócsonkon uralkodó nyomás:

$$\begin{aligned} p_s = p_2 &= 1 \cdot 10^5 - \frac{875}{2} \cdot 1,62^2 + 875 \cdot 9,81 \cdot 0,5 - 5,24 \cdot 10^4 = \\ &= 10 \cdot 10^4 - 0,115 \cdot 10^4 - 0,429 \cdot 10^4 - 5,24 \cdot 10^4 = 5,074 \cdot 10^4 [\text{Pa}] = \\ &= \mathbf{0,5074 [\text{bar}] < 0,7 [\text{bar}]} \end{aligned}$$

A megengedettnél kisebb a nyomás, tehát nem felel meg a gyártóművi előírásoknak.

A többi feltétel változatlansága mellett megvizsgálva a minimális fordulatszámhoz – $n = 20 \left[\frac{1}{\text{s}} \right]$ – tartozó esetet, a részletektől eltekintve a következő eredmények adódnak:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{szűrő}} &= 0,3 \cdot 10^4 [\text{Pa}]; \Delta p_{\text{cső}} = 1,26 \cdot 10^4 [\text{Pa}] \\ p_s = p_2 &= 8,839 \cdot 10^4 [\text{Pa}] = \mathbf{0,88 [\text{bar}] > 0,7 [\text{bar}]} \end{aligned}$$

tehát megfelel.

Megjegyzés:

Ha a szivattyú változó fajlagos munkatérfogatú – nyomásszabályozott, stb. – úgy figyelembe kell venni az un. **gyorsítási** nyomásvesztéget is.

$$\Delta p = \rho \cdot l \frac{dv}{dt} [Pa]$$

ahol:

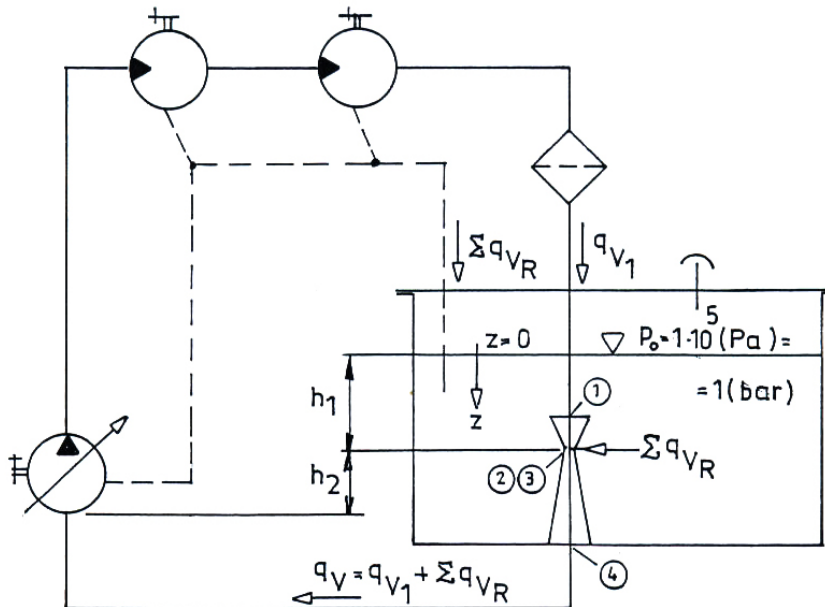
- l - a gyorsított folyadékoszlop hossza [m]
- t - a felfutási idő [s], lásd megfelelő katalógus adat.

13.1. Injektor alkalmazása

A visszafolyóág és a szivattyú(k) szívóága közé kötött injektor a nyitott körfolyam félig zárttá alakításával a következő előnyöket nyújtja, illetve nyújthatja:

helyettesíti a töltőszivattyút a vele kapcsolatos szivattyúcsoporttal,

- a szivattyú(k) maximális fordulatszáma növelhető,
- a szívóág keresztmetszete csökkenthető,
- kisebb olajtartály miatt kedvezőbb helykihasználás.



190. ábra

Az injektor az áramlás irányában sorbakapcsolt konfúzorból, keverőtérből és diffúzorból áll.

Működése közben – a helyzeti energia változásától eltekintve – az áramló folyadék nyomási energiáját, sebességi-, (konfúzor), majd a sebességi energiát nyomási energiává (diffúzor) alakítja, s természetesen mindez veszteségek árán jön létre.

A szekunder áramot (Σq_{VR}) a szabad folyadékfelszíni környezeti nyomás (p_0) és a konfúzor kilépési/keverőtér belépési pontján uralkodó (p_3) nyomások különbsége hozza létre.

Az injektor méretezés:

Ideális (súrlódás mentes) közeg áramlása esetén a helyzeti energia változásától eltekintve:

$$p_0 = p_{st} + p_{din} = p_{st} + \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = \text{áll.}$$

Valóságos közeg áramlása esetén az áramlás irányában az áramvonal két [1-4] pontja közé felírt veszteséges Bernoulli-egyenlet a következő:

$$p_1 + \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 = p_4 + \frac{\rho}{2} \cdot v_4^2 + \Sigma \Delta p$$

Ebből:

$$\begin{aligned} \Delta p_{14} &= p_1 - p_4 = \\ &= \frac{\rho}{2} \cdot (v_4^2 - v_1^2) + \Sigma \Delta p \end{aligned}$$

ahol $\Sigma \Delta p$ – az átalakítások nyomásvesztése.

Nyomásváltozás a **konfúzorban**:

$$\begin{aligned} \Delta p_{12} &= p_1 - p_2 = \\ &= \frac{\rho}{2} \cdot (v_2^2 - v_1^2) + \xi_{konf} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_2^2 \end{aligned}$$

A javasolt áramlási sebességek a **primér** ($q_{V1 \max}$) térfogatáram maximális értékénél:

$$1,0 \leq v_1 \left[\frac{m}{s} \right] \leq 1,5$$

$$30 \leq v_2 \left[\frac{m}{s} \right] \leq 35$$

Ezekből meghatározhatók: $d_1(A_1)$ és $d_2(A_2)$, valamint a nyomásváltozás Δp_{12} értéke. A konfúzor veszteségtényezője (ξ_{konf}) 0,02÷0,05 érték közötti.

A **keverőtér** (diffúzor) belépési (p_3) nyomása a [0-3] pontok közé felírt Bernoulli-egyenletből határozható meg:

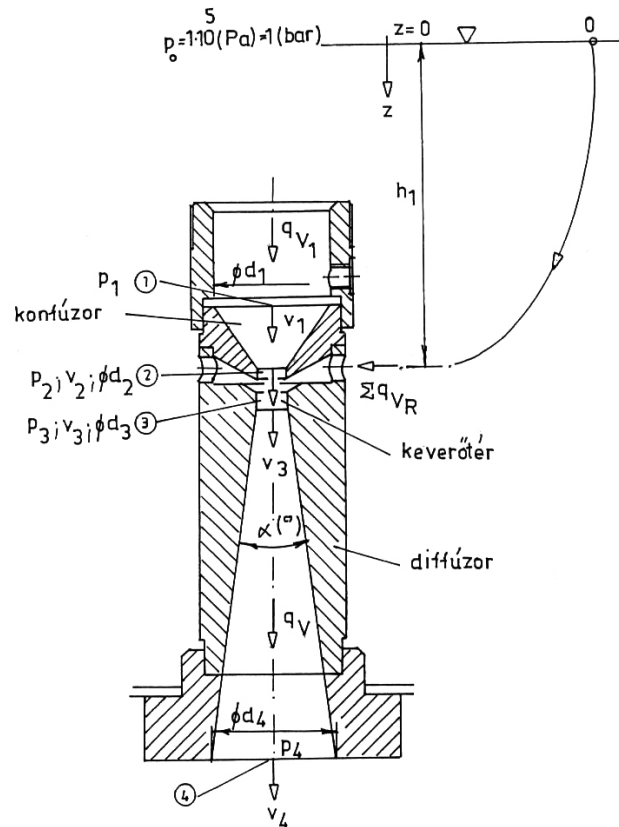
$$p_0 = p_3 - \rho \cdot g \cdot h_1 + \Delta p, \text{ ebből: } p_3 = p_0 + \rho \cdot g \cdot h_1 - \Delta p$$

ahol $\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(\Sigma q_{VR})^2}{(\Sigma A)^2}$ a szekunder térfogatáram belépési nyomásvesztése.

Nyomásváltozás a **diffúzorban**:

$$\Delta p_{43} = \Delta p_{diff} = p_4 - p_3 = \eta_{diff} \cdot (v_3^2 - v_4^2)$$

A javasolt áramlási sebességek a **kimenő** térfogatáram – $q_{V \max} = q_{V1(\max)} + \Sigma q_{VR(\max)}$ – maximális értékénél.



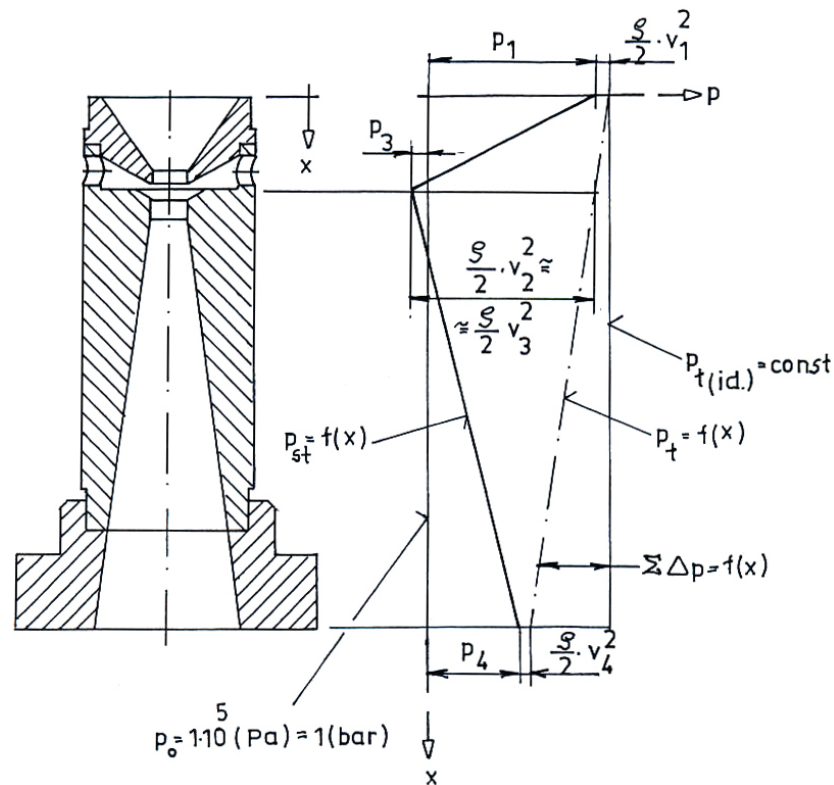
191. ábra

$$30 \leq v_3 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \leq 35$$

$$1,5 \leq v_4 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \leq 2,0$$

Ezekből meghatározhatók: $d_3(A_3)$ és $d_4(A_4)$, valamint a nyomásváltozás (Δp_{43}) értéke. A diffúzor hatásfoka (η_{diff}) adott Re -szám mellett jelentősen függ a teljes kúpszögtől (α), valamint a diffúzor felületviszonyától (A_4/A_3), azaz az áttételétől. A hatásfok szempontjából az optimális kúpszög: $\alpha \leq 12^\circ$.

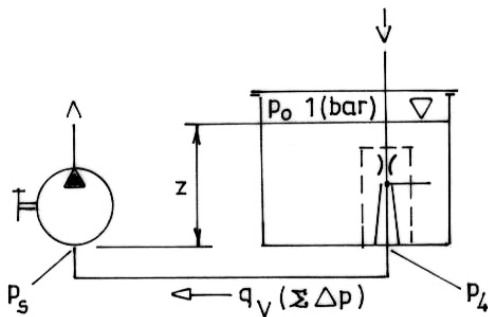
A nyomásváltozások az áramlási út függvényében a következő ábrán láthatók.



192. ábra

Az injektor – azaz az energia átalakítások – veszteség teljesítménye:

$$P_V [\text{W}] = q_v \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \cdot \Delta p_{14} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

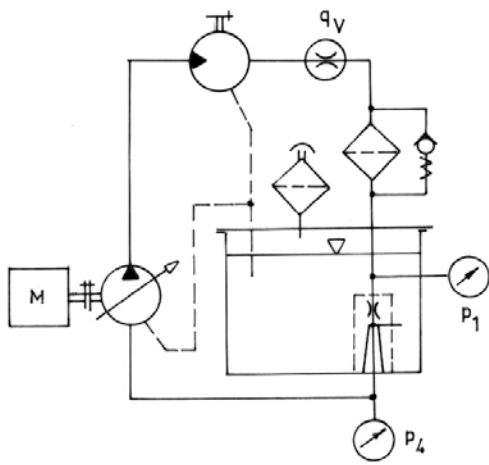


193. ábra

A szivattyú szívócsonkján uralkodó abszolút nyomás:

$$p_s(\text{absz}) = p_0 + p_4 \pm \rho \cdot g \cdot z - \sum \Delta p$$

A következőkben egy megvalósított injektoros rendszer elvi mérőköre, a beépített injektor fő méretei, számított és mért paraméterei szerepelnek. (194. ábra)



q_{V1} (dm ³ /min)	98	134
v_1 (m/s)	1,03	1,4
v_2 (m/s)	25,7	35,06
Δp_{12} (bar)	2,95	5,65
Σq_{VR} (dm ³ /min)	15	20
q_V (dm ³ /min)	113	154
v_3 (m/s)	26,48	36,2
v_4 (m/s)	1,65	2,26
① p_1 (bar)	3	6
① p_4 (bar)	1,5	2,8
② η_{diff}	0,507	0,5

194. ábra

$$\begin{aligned} \varnothing d_1 &= 45[\text{mm}] A_1 = 15,89 [\text{cm}^2] \\ \varnothing d_2 &= 9[\text{mm}] A_2 = 0,636 [\text{cm}^2] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varnothing d_3 &= 9,5[\text{mm}] A_3 = 0,71 [\text{cm}^2] \\ \varnothing d_4 &= 38[\text{mm}] A_4 = 11,36 [\text{cm}^2] \end{aligned}$$

Megjegyzés: ① mért érték,
② a mért értékekből visszszámolva.

A diffúzor hatásfoka:

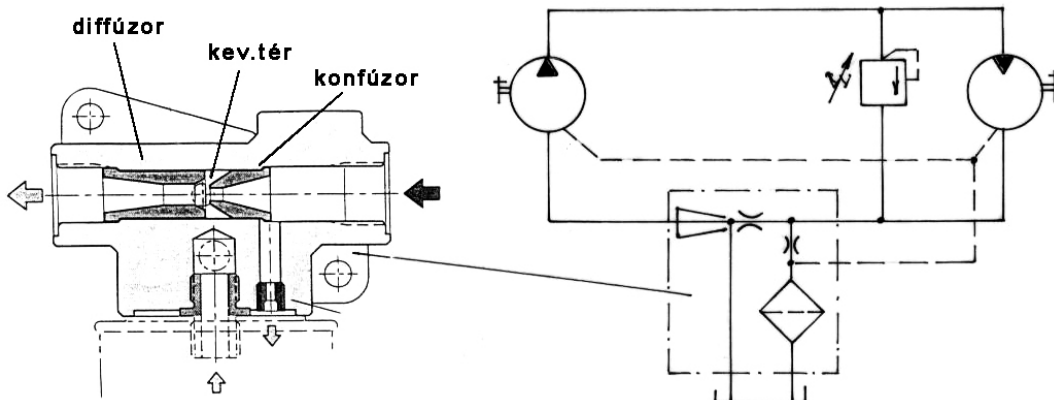
$$\eta_{diff} = \frac{2 \cdot \Delta p_{43}}{\rho \cdot (v_3^2 - v_4^2)}$$

Az injektor be (p_1) és kilépő (p_4) nyomásának viszonya az irodalmi adatokkal összhangban: $\frac{p_1}{p_4} \sim 2,0$.

Az injektor teljesítmény vesztesége:

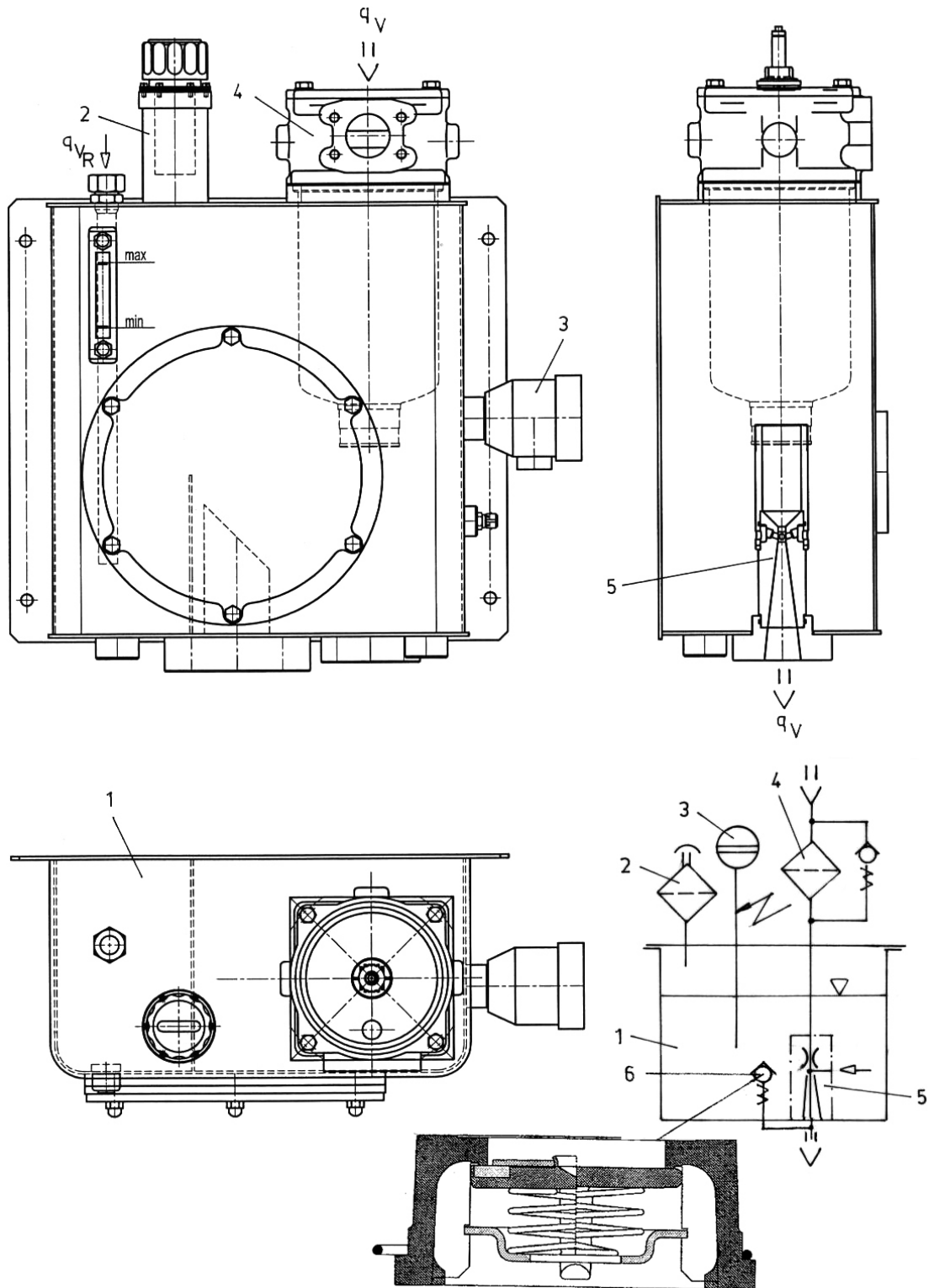
$$280 \leq P[W] = q_V \cdot \Delta p_{14} \leq 820$$

A 195. ábrán a PARKER cég kompakt megoldása látható, amely egy-egy adott olajtárolóhoz közvetlenül kapcsolható.



195. ábra

A 196. ábrán egy kivitelezett injektoros olajtartály technikai részletei láthatók. A párhuzamos bekötésű 5 [mbar] nyitónyomású visszacsapószelep (6), a szívóvezeték indításkori gyors feltöltődését hivatott elősegíteni. Üzem közben a szívótéri túlnyomás miatt zárt.



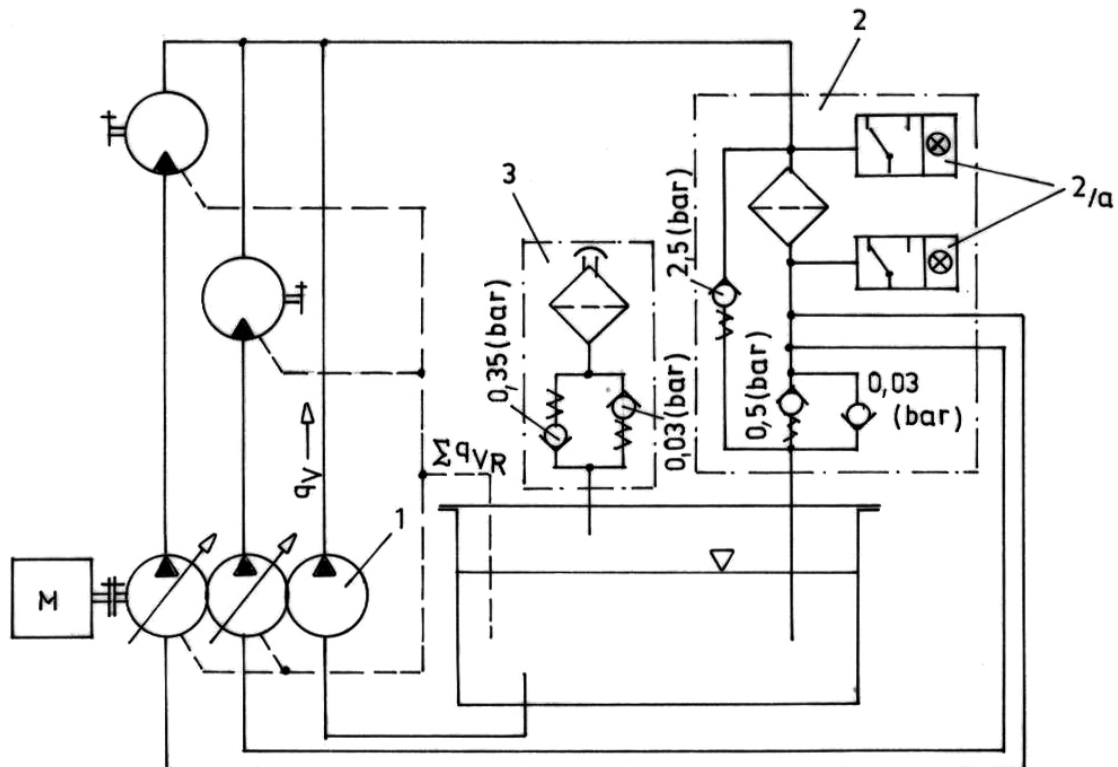
196. ábra. Bosch-Rexroth tip.

13.2. Szívóág előfeszítése segédterfogatórámmal

A szívóág nyomása segédterfogatórámmal az atmoszférikus nyomás fölé emelhető, javítva ezzel a főszivattyúk szívási viszonyait (197. ábra).

A segédzivattyú (1) térfogatáramának (q_v) nagyobbak kell lenni a mindenkori résáramok $\sum q_{vR}$ összegénél. A speciális visszafolyóági szűrőben (2) elhelyezett visszacsapószelepek szerepe a következő:

- a 2,5 [bar] nyitónyomású a szűrőbetét védelmét szolgálja,
- a 0,5 [bar] nyitónyomású pedig, a szívóág előfeszítő szelepeként funkcionál,
- a fordított bekötésű 0,03 [bar] nyitónyomásúnak a rendszer indításakor van jelentősége.



197. ábra

A nyomáskapcsolók (2/a) egyrészt a szűrőbetét eltömődését, másrészt a szívóági nyomást figyelik. A beöntő/levegőztető szűrő (3) is a két visszacsapószelepe révén speciális. A folyadék felszín feletti tér előfeszítésével – 0,35 [bar] – ugyancsak hozzájárul a szivattyúk szívási viszonyának a javításához.