

# (HI) HIDRAULIKUS TÁPEGYSÉG

## 1. Hidrosztatikus hajtásokról

### 1.1. Bevezetés

Az áramlástechnikai gépek túlnyomó többségét működési elv szerint az alábbi két csoportba sorolhatjuk:

- örvénygépek (pl. szivattyúk, ventilátorok, turbokompresszorok) vagy
- térfogat kiszorítás elvén működő, ún. volumetrikus gépek (pl. fogaskerékszivattyú, lamellás szivattyú, axiál/radiáldugattyús szivattyú, dugattyús kompresszor).

Míg az örvénygépek esetén a gép által létrehozott nyomáskülönbség és a szállított térfogatáram között szoros kapcsolat áll fenn (a szivattyú  $H(Q)$  jelleggörbéjén keresztül), térfogat kiszorítású gépeknél a nyomáskülönbség és a térfogatáram egymástól jó közelítéssel független. Így pl. egy fogaskerékszivattyú képes közel azonos térfogatáramot szállítani igen széles nyomástartományban (pl. 0-300 bar). Hasonlóan, ha egy fogaskerékszivattyút motorként építünk be (tehát egy adott térfogatáramot áramoltatunk rajta keresztül és a tengelyről nyomatékot veszünk le), a kapott motor igen széles terhelési tartományban képes azonos fordulatszámmal működni (ellentétben pl. egy robbanómotorral).

Mivel egy volumetrikus szivattyú szállított térfogatárama közel független a rendszerben uralkodó nyomástól, amennyiben a rendszer folyadéknyelése lecsökken (pl. egy munkahenger megáll), a rendszer nyomás rohamosan emelkedni kezd (mivel a szivattyú továbbra is állandó térfogatáramot szállít a rendszerbe). Ezért a túlterhelés megelőzésére a volumetrikus gépek után közvetlenül nyomáshatároló szelepet kell beépíteni, mely egy előre beállított nyomásérték felett kinyit és a felesleges munkafolyadékot visszaengedi a tartályba. **A volumetrikus szivattyút és a nyomáshatároló szelepet együtt hidraulikus tápegységnek nevezzük.**

A hidrosztatikus hajtások közös jellemzője, hogy egy hidraulikus tápegység különböző irányítóelemeken (szelepeken) keresztül általában munkahengert vagy hidromotort (végrehajtó szerv, aktuátor) hajt. A hidrosztatikus hajtások elterjedése néhány kiemelkedő előnyös tulajdonságuk következménye:

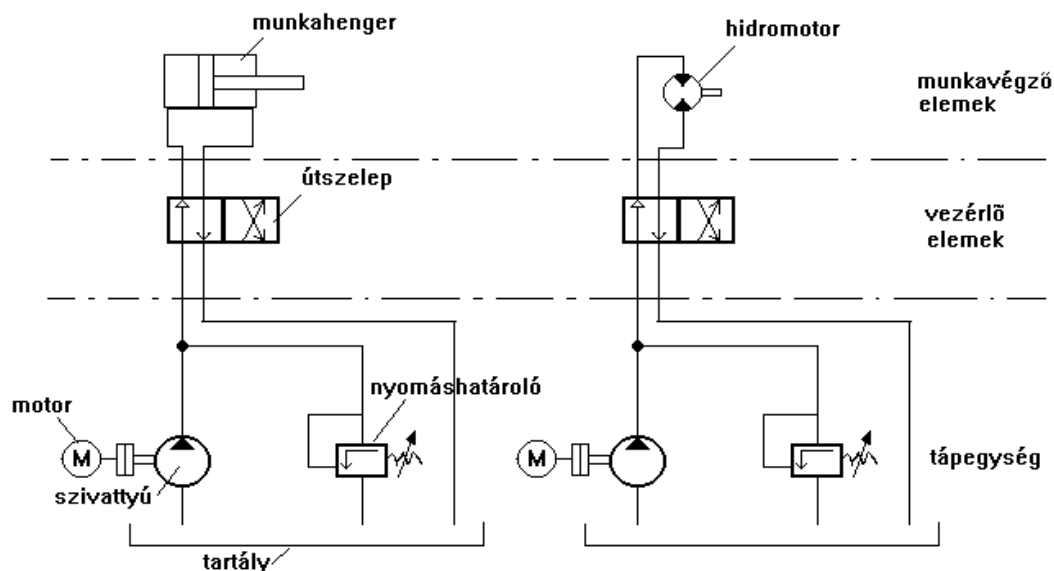
- a tápegység és az aktuátor(ok) ésszerű határokon belül egymástól távolra telepíthetők, ill. rugalmasan áthelyezhetők flexibilis tömlők segítségével
- egységnyi géptömegre eső nagy teljesítmény

- egyszerű vezérelhetőség (pl. egy hidromotor forgásirányváltása egyszerűen és gyorsan elvégezhető)
- távvezérelhetőség
- túlterhelés elleni egyszerű védelem
- esetleges túlterhelés megszüntetése után azonnal újra üzemképes
- üzembiztonság
- kedvező élettartam
- érintésvédelmi problémáktól mentes

Legnagyobb hátránya, hogy működéséhez tartályra van szükség, amely a munkafolyadék tárolására szolgál. Ez a munkafolyadék olaj (ásványi vagy szintetikus) vagy emulzió, amely nem engedhető ki a környezetbe, ezért zárt rendszert kell kialakítani. (Amennyiben a környezetvédelmi szempontok elsőrendűek vagy igen nagy mennyiségű munkafolyadékra van szükség, vizet szokás alkalmazni olaj helyett.)

Szakmai körökben és a szakirodalomban is elterjedt a hidrosztatikus hajtás (rendszerek) helyett a rövidebb hidraulikus hajtás (rendszerek) elnevezés. Szigorúan nézve a hidraulikus szó tágabb fogalmat jelöl, mert magában foglalja a hidrodinamikus és a hidrosztatikus hajtást is.

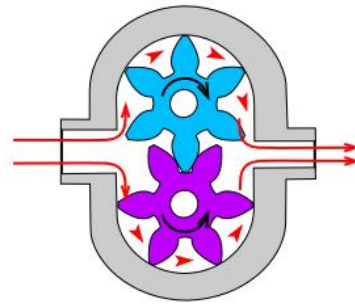
Egy egyenes mozgású hidromotorral (munkahengerrel) és egy forgó mozgású hidromotorral mint munkavégző elemmel működő, nyitott körfolyamú egyszerű hidrosztatikus hajtás vázlatát mutatja az 1. ábra. Rajzjelek az MSZ 1981 szerint.



1. ábra

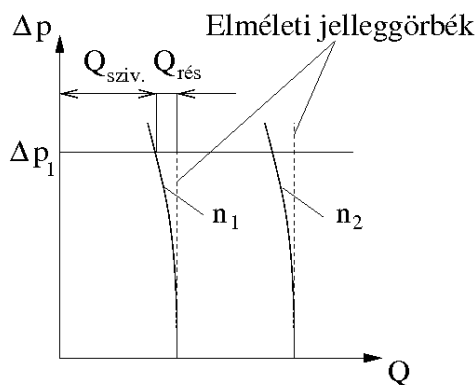
## 1.2. Volumetrikus szivattyúk, motorok jelleggörbéi

A 2. ábrán egy fogaskerékszivattyú működési elve látható. A folyadékszállítás a fogprofilok, a fogtő és a ház közötti térfogatban történik. A fogaskerék-motorok szerkezeti kialakítása hasonló, működési elvük ellentétes: a motoron átfolyó folyadékáram forgatja a fogaskerekeket.



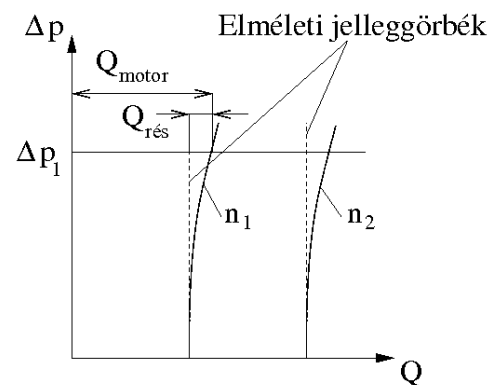
2. ábra Fogaskerékszivattyú elvi működése.

A 3.a. ábrán egy volumetrikus (pl. fogaskerék) szivattyú jelleggörbáját, a 3.b. ábrán egy motor jelleggörbáját mutatjuk be állandó  $n_1$  illetve  $n_2 > n_1$  fordulatszámok esetén. Mindkét ábrán szaggatott vonal jelöli az elméleti térfogatáramot (szivattyú esetén folyadékszállítás, hidromotor esetén folyadéknyelés). A növekvő nyomásokhoz egyre jelentősebb résveszteség tartozik, mivel a növekvő ellennyomás a réseken (pl. fogfejhézag) egyre jelentősebb visszaáramlást okoz. Így egy szivattyú esetén, adott  $\Delta p_1$  terhelés esetén az elméleti értékhez képest kisebb térfogatáram hagyja el a szivattyút, míg egy motor esetén több folyadékot kell bejuttatni a motorba.



3.a. ábra

Volumetrikus szivattyú jelleggörbéi



3.b. ábra

Volumetrikus motor jelleggörbéi

A gép geometriai folyadékszállításának ( $V_g$  [ $\text{cm}^3$ ]) nevezzük a terheletlen állapotban (zérus résveszteség mellett) egy körülfordulás alatt szállított folyadéktérfogatot. A  $\Delta p=0$  értékhez tartozó térfogatáram (a gép geometriai vagy elméleti szállítása) így a

$$Q_g = nV_g$$

alakot ölti. A résveszteséget a szokásos módon  $\eta_v$  volumetrikus hatásfok segítségével vesszük figyelembe. Valamely  $\Delta p > 0$  nyomáskülönbséget előállító szivattyú tényleges térfogatárama állandó fordulatszámon a

$$Q_{sziv.} = \eta_v Q_g ,$$

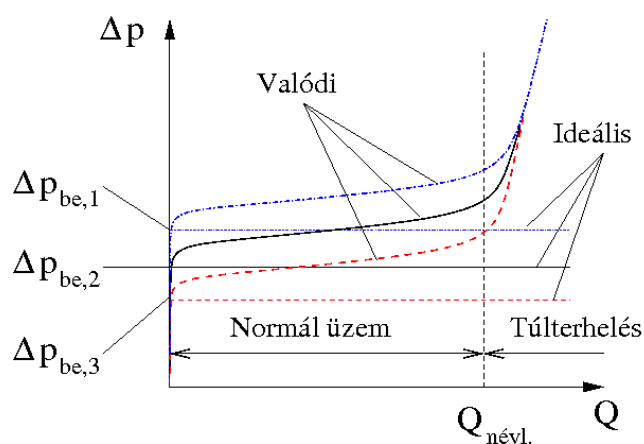
illetve  $\Delta p > 0$  nyomáskülönbséget feldolgozó hidromotor állandó fordulatszámának tartásához szükséges bevezetett térfogatárama a

$$Q_{motor} = Q_g / \eta_v$$

összefüggéssel számítható. A volumetrikus hatásfok értéke a nyomáskülönbségtől, a gépekben lévő rések méretétől és a munkaközeg viszkozitásától függ. Az alkatrészek finom megmunkálása következtében a volumetrikus hatásfok a gép névleges nyomásán 0.95 körüli érték, és a gép túlterhelésével sem csökken jelentősen.

### 1.3. Nyomáshatároló szelep jelleggörbéi

A nyomáshatároló szelep jelleggörbéi különböző beállítási nyomásoknál a 4. ábrán láthatók. Az ideális nyomáshatároló jelleggörbéje vízszintes, azaz bármilyen térfogatáramot képes a beállítási nyomáson visszaengedni a tartályba (a beállítási nyomás alatt lezár). A valódi jelleggörbék ezzel szemben a névleges térfogatáramig enyhén emelkednek, ezen túl a szelep túlterhelt és a nyomás a térfogatáram növelésével rohamosan emelkedik ( a szelep gyakorlatilag fojtásként működik). A túlterhelt tartományban a szelep nem tudja ellátni nyomáshatároló funkcióját.



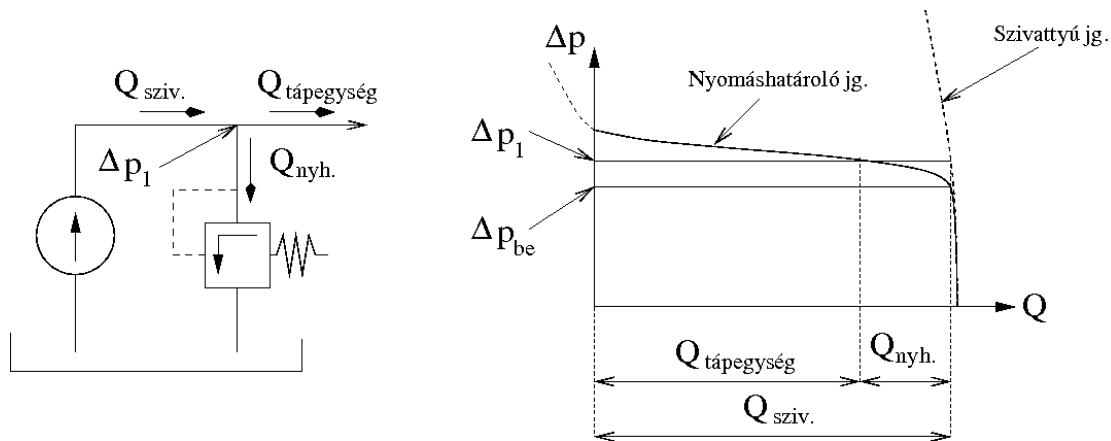
4. ábra Nyomáshatároló szelep jelleggörbéi különböző beállítási nyomásokra

#### 1.4. Hidraulikus tápegység jelleggörbéi

Szerkesszük meg a szivattyúból és nyomáshatároló szelepből álló rendszer eredő jelleggörbéjét. Tekintsük pozitívnak a szivattyú által szállított térfogatáramot, és negatívnak a vele párhuzamosan beépített nyomáshatároló szelep által visszaengedett térfogatáramot (5. ábra). Eredményül a tápegység kimenő jelleggörbéjét kapjuk.

Amennyiben a  $\Delta p_1$  terhelő nyomáskülönbség kisebb, mint a nyomáshatároló szelep  $\Delta p_{be}$  beállítási nyomása, a nyomáshatároló zárva marad és a szivattyú térfogatárama a rendszert táplálja. Amennyiben  $\Delta p_1 > \Delta p_{be}$ , a nyomáshatároló szelep kinyit és a szivattyú térfogatáramának egy részét leereszti a tartályba (ezt a térfogatáramot a nyomáshatároló szelep jelleggörbéje határozza meg), így a rendszerbe kevesebb térfogatáram jut.

Egy adott szivattyúhoz akkor választottuk ki jól a nyomáshatároló szelepet, ha a szelep névleges térfogatárama nagyobb, mint a szivattyú geometriai térfogatárama, azaz a szivattyú által szállított teljes térfogatáramot le tudja engedni normál üzemben. Fordított esetben a munkavégző elem elakadása (túlterhelése) esetén a nyomáshatároló szelep csak jelentős nyomásnövekedés mellett tudja elvezetni a szivattyú teljes térfogatáramát, azaz nem látja el a feladatát.



5. ábra Hidraulikus tápegység és jelleggörbéje

## 2. Hidraulikus tápegység mérése

### 2.1. A mérés célja

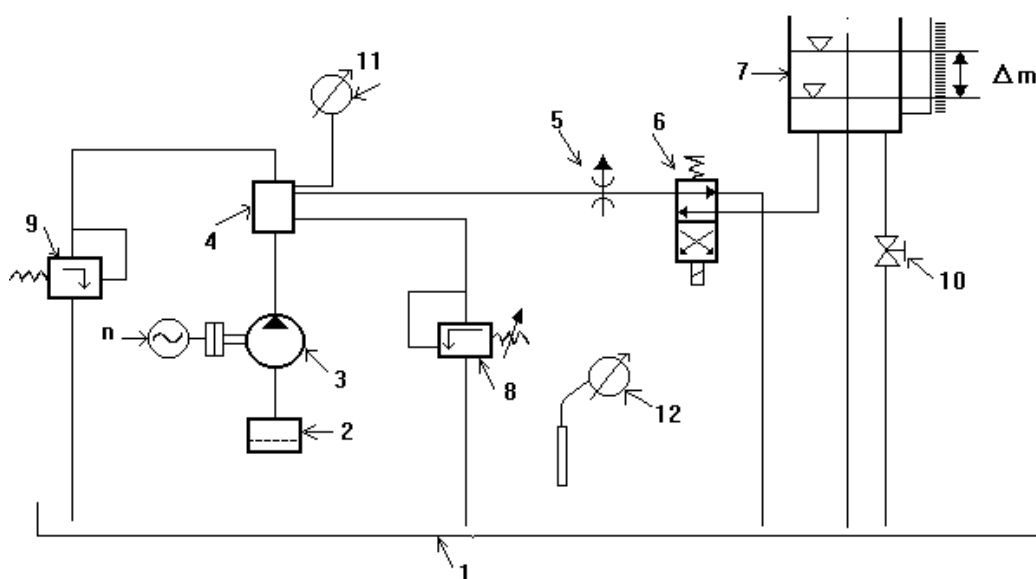
A mérés során meg kell határozni egy fogaskerékszivattyúból és túlfolyószelepből álló hidraulikus tápegység

- nyomáskülönbség-térfogatáram  $\Delta p(Q)$
- bevezetett teljesítmény-térfogatáram  $P_b(Q)$
- volumetrikus hatásfok-nyomáskülönbség  $\eta_v(\Delta p)$
- a gépcsoport összhatásfok-térfogatáram  $\eta_o(Q)$

jelleggörbét.

### 2.2. A berendezés leírása

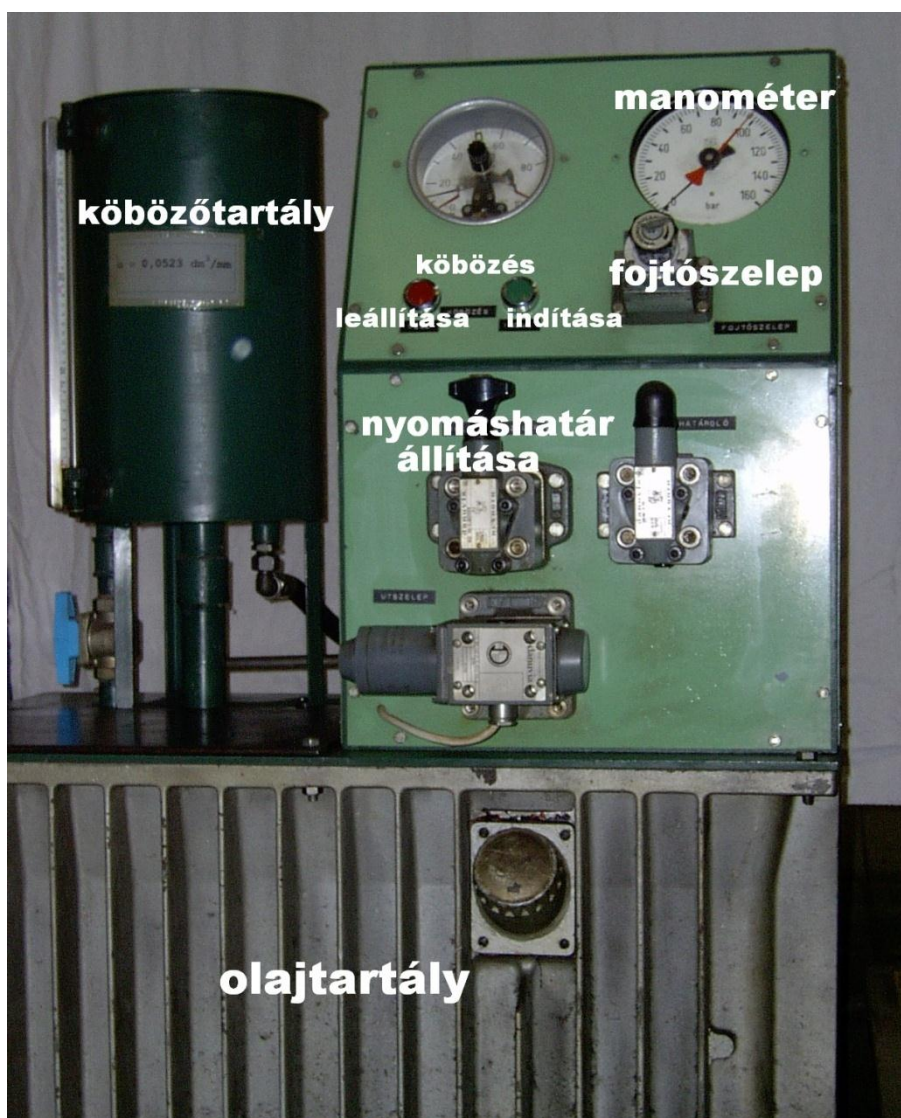
A berendezés kapcsolási vázlatát az 6. ábra szerinti.



6. ábra A mérőberendezés vázlatát

A 3 jelű szivattyú a 2 szűrőn keresztül az 1 tartályból szívja az olajat. A szállított olaj a 4 elosztótömbön, az 5 jelű változtatható fojtáson és a 6 jelű elektromágneses működtetésű útszelepen a szelep alaphelyzetében visszajut az 1 tartályba. Ekkor a köbözőtartályhoz vezető cső le van zárva. Ha a 6 jelű szelep mágnesét működtetjük, a szállított olaj a 7 jelű köbözőtartályba jut. A térfogatárammérés után az olaj a köbözőtartályból a 10 jelű csap nyitásával engedhető vissza az 1 táptartályba. A szivattyú nyomóoldali nyomásának beállítására szolgál az

5 jelű változtatható fojtás. A beállított nyomás a 11 jelű csőrugós dobozos manométerrel mérhető (1. kép).



1. kép

A 8 jelű nyomáshatároló szelep feladata, hogy ha a nyomóoldali nyomás a szelep rugójának előfeszítésével beállított nyomás értékét meghaladja, a szelep kinyit és a szállított olaj egy részét visszaengedi a tartályba. Ezzel megakadályozza a tápegység által ellátott munkavégző elem /munkahenger, hidromotor/ túlterhelését. A szivattyú védelmét szolgálja a 8 jelű túlfolyó szeleppel beállított nyomásnál nagyobb nyomáson nyitó 9 jelű nyomáshatároló szelep. Az olaj hőmérsékletének ellenőrzésére szolgál a 12 jelű higanytöltésű csőrugós hőmérő.

### 2.3. A berendezés műszaki adatai

A fogaskerékszivattyú típusa:	A 18X
A fogaskerékszivattyú gyári száma:	11/1984
A fogaskerékszivattyú geometriai térfogata:	$V_g = 8,25 \text{ cm}^3$
A fogaskerékszivattyú névleges (maximális) nyomása:	160 bar
Hajtómotor típusa:	VZP 112 M4
Hajtómotor gyári száma:	3745/9
Hajtómotor névleges teljesítménye és ford.száma:	4 kW, 1440/perc
Nyomáshatároló típusa:	Danuvia DM10-2.10/315
Fojtás típusa:	Danuvia F10 G3 21/40L
A berendezésbe beépített köbözőtartály állandója:	$\alpha = 5.227 \times 10^{-2} \frac{\text{dm}^3}{\text{mm}}$

### 2.4. A jelleggörbéken szereplő mennyiségek számítása

A szivattyú geometriai szállítása  $Q_g = nV_g$ , ahol  $n$  a gép fordulatszáma. Zárt nyomáshatároló szelep esetén a szivattyú tényleges térfogatárama a köbözőtartálybeli szint emelkedéséből ( $\Delta h$ ) és a hozzátartozó időből ( $\Delta t$ ) számítható:

$$Q_{sziv.} = \alpha \frac{\Delta h}{\Delta t} .$$

Így a volumetrikus hatásfok:

$$\eta_v = \frac{Q_{sziv.}}{Q_g} .$$

A Bernoulli entalpia megváltozása

$$\Delta i_B = \left[ \frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gh \right]_1^2, \quad \text{ha } c_2 = c_1 \text{ és } g(h_2 - h_1) \ll (p_2 - p_1) / \rho, \text{ akkor}$$
$$\Delta i_B = (p_2 - p_1) / \rho = \Delta p / \rho ,$$

ezzel a szivattyú hasznos teljesítménye

$$P_h = \dot{m} \Delta i_B = Q \rho \Delta i_B = Q \Delta p .$$



Figyelembe véve a gép tényleges nyomását, a számításnál elhanyagolhatjuk a szívócső ellenállását, valamint a nyomásmérő megcsapolások magasságkülönbségét. Így, mivel a szívócsőben közelítőleg légköri nyomás uralkodik, a manométerről leolvasott  $\Delta p$  túlnyomás egyben a szivattyú szívó- és nyomóoldala közötti nyomáskülönbség is.

A hajtómotorba bevezetett teljesítmény mérése mérőbőröndbe épített teljesítménymérő műszerrel történik. A bevezetett villamos teljesítmény közvetlenül leolvasható ( $P_{be}$  [kW]).

Végül a hajtómotor-szivattyú gépcsoport összhatásfoka a

$$\eta_{\bar{o}} = \frac{P_h}{P_{be}}$$

összefüggéssel számítható.

## 2.5. Mérési pontok felvétele

A tápegység üzembehelyezését az oktató végzi, a mérőcsoport üzemelő berendezésen kezdi munkáját. Amennyiben a mérésvezető hallgató különfeladata a nyomáshatároló szelep beállítási nyomásának meghatározása volt, az oktató beállítja az előre kiszámított értéket.

A mérési pontok felvételéhez szükséges különböző üzemállapotokat az 5 jelű fojtószeleppel állítjuk be.

A köbözőtartályban az induló folyadékszint a 10 jelű csap nyitásával állítható be. Annyi olajat kell leengedni, hogy az olajsint a szintmutató üvegcsövében még látható legyen.

*Mérési pontok felvétele a következő sorrendben történjen:*

1. Munkapont beállítása (részletesen lásd később).
2. Köbözőtartályban az induló szint leolvasása.
3. 6 jelű útszelep mágnesének működtetésével a szállítás átváltása a köbözőtartályba és egyidejűleg stopper indítása. Kb. 20-30 sec mérési idő eltelte után szállítás átváltás (6 jelű útszelep) a tárolótartályba és egyidejűleg stopper leállítása.
4. Manométer és villamos teljesítmény leolvasása, motor fordulatszám mérése.

5. Mérési pont berajzolása az ellenőrző diagramba.
6. Új mérési pont beállítása.

A munkapont beállítása kis nyomások esetén (a jelleggörbe függőleges részén) a 11 jelű manométer által mutatott nyomás alapján történjen. A nyomáshatároló szelep működési tartományában (a jelleggörbe vízszintes része), mivel a nyomás csak kis mértékben változik, az 5 jelű fojtószelepen található skála alapján egyenletesen állítsuk be a munkapontokat. Ügyeljünk arra, hogy a jelleggörbe töréspontja környékén sűrűbben vegyünk fel pontokat. A mérés során folyamatosan rajzoljuk az ellenőrző diagramot és amennyiben szükséges (ha a jelleggörbepontok túl messze vannak egymástól), mérjük vissza.

A fojtószelep teljesen lezárt állapotban is átenged, így egy minimális térfogatáram (kb. 2 lit./min) alatti jelleggörbepontokat nem tudjuk mérni.

A volumetrikus hatások kiértékelése során ügyeljünk arra, hogy csak a zárt nyomáshatároló szeleppel mért pontokban értékeljük ki, mivel nyitott nyomáshatároló szelep mellett nem a szivattyú térfogatáramát mérjük a közbőjtartállyal, hanem a  $Q_{sziv.} - Q_{nyh.}$  térfogatáramot.

## 2.6. Felkészülés a mérésre

- a) A mérési eredmények feljegyzéséhez szükséges táblázat elkészítése (15 mérési pont).
- b) Mérésvezető különfeladatának előkészítése vagy megoldása (amennyiben lehetséges a mérés nélkül).
- c) Ellenőrző diagram előkészítése milliméter papíron, A/4 méret a  $p_n = p_n(Q)$  felrajzolásához. Maximális értékek:  $p_{n,max} = 100$  bar,  $Q_{max} = 15$  lit./min.