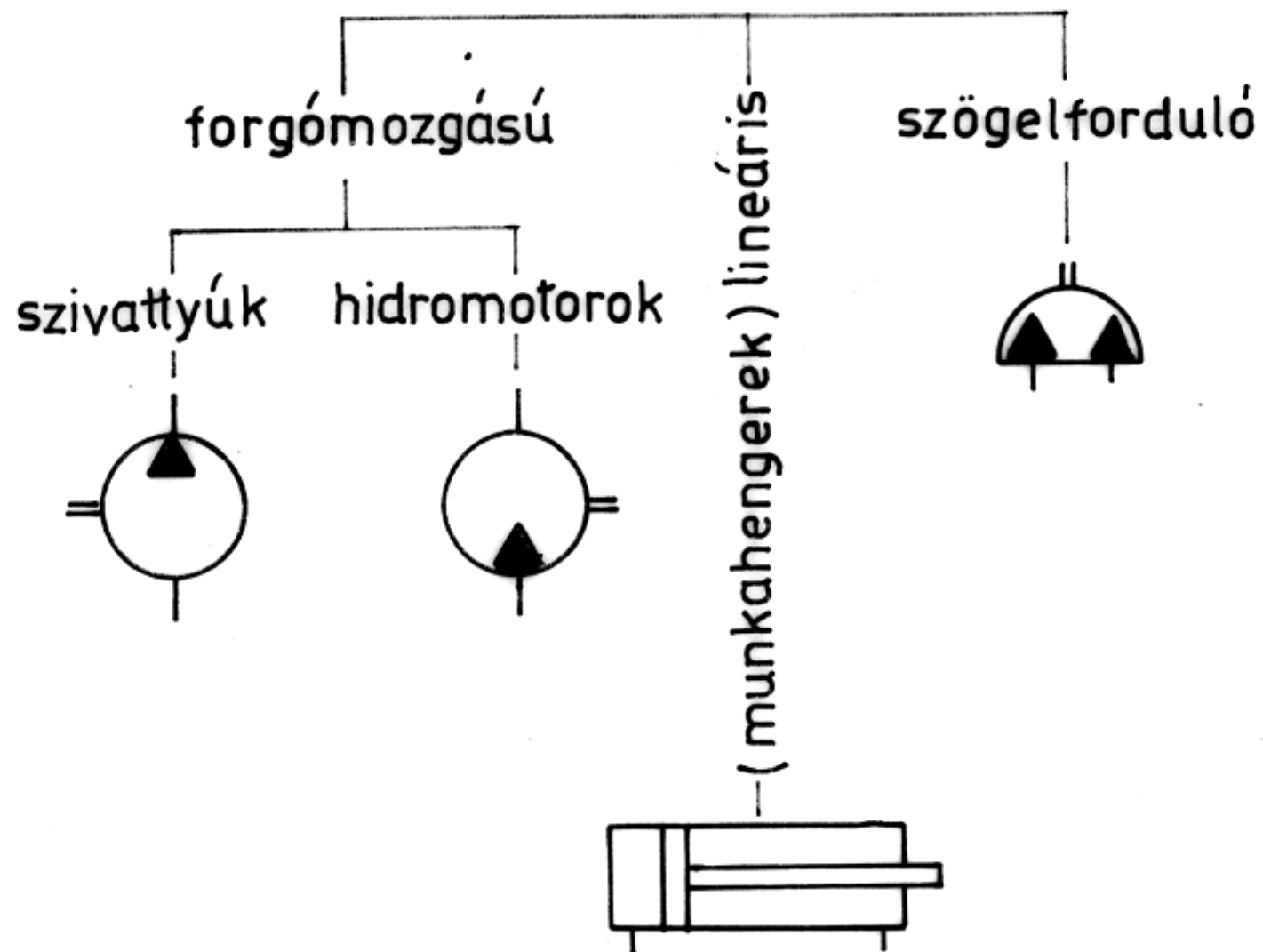


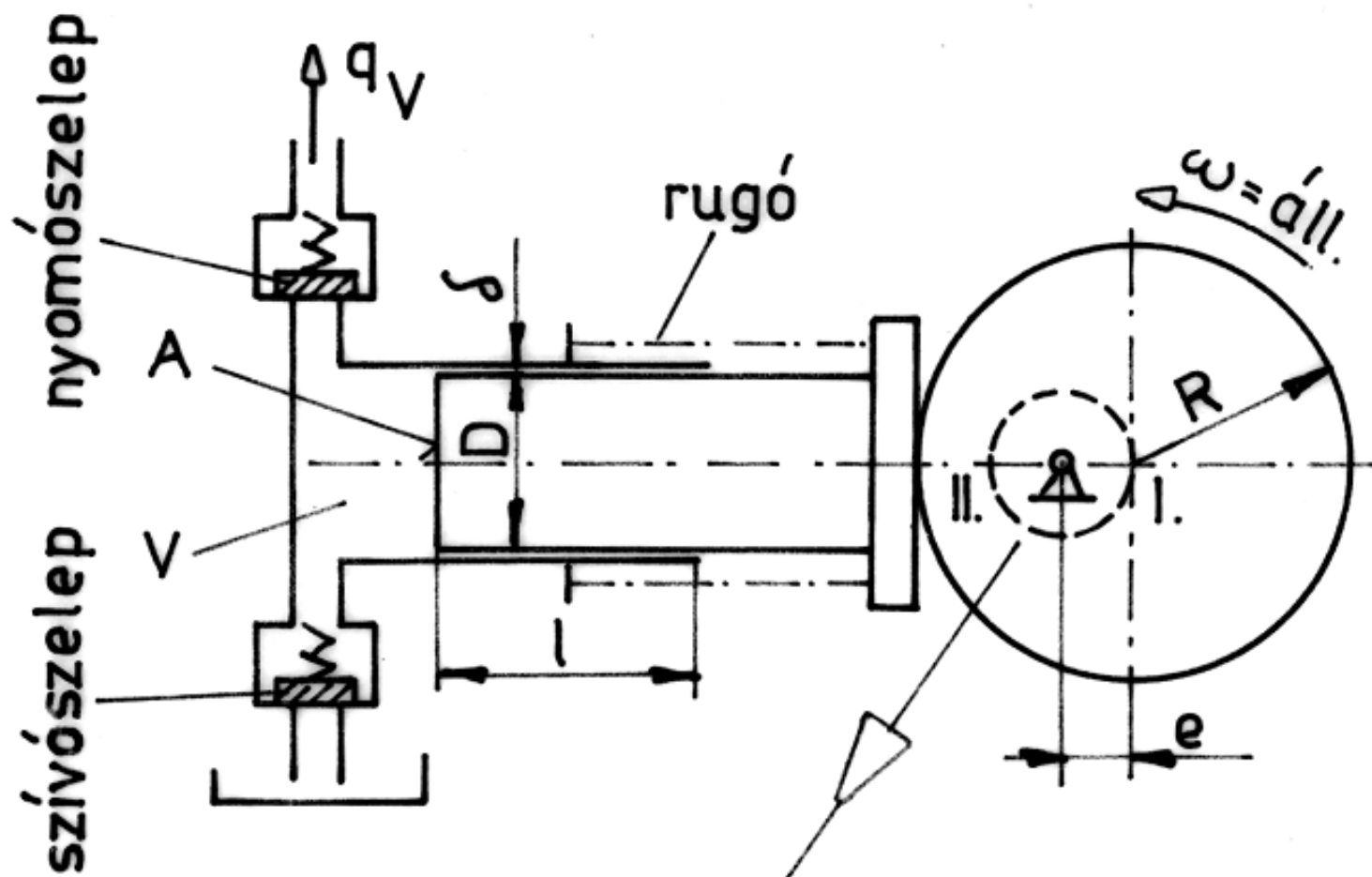
Forgómozgású E-átalakítók

Fenyvesi D. – Dr. Harkay G.
OE - BGK

ENERGIAÁTALAKÍTÓK



Egyszerű dugattyús szivattyú



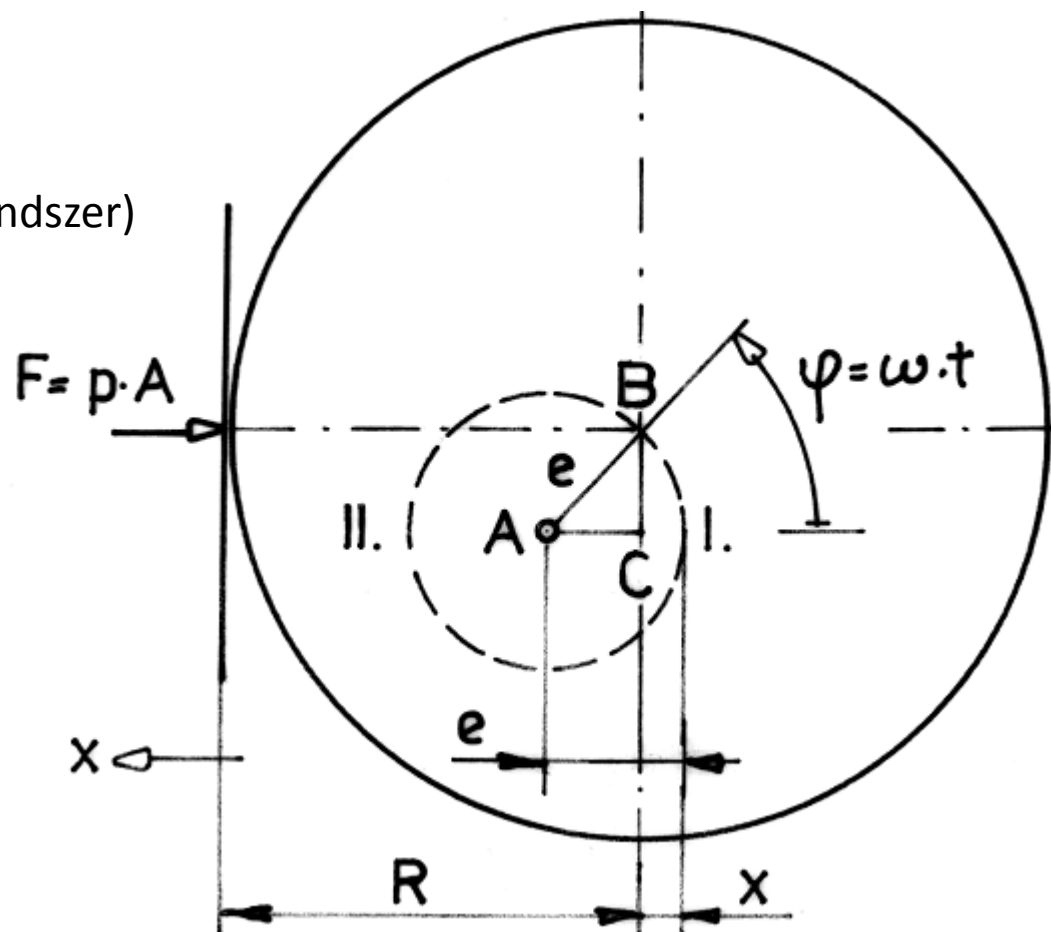
„Schlösser-elv”: minden térfogat kiszorítás elvén működő szivattyú/hidromotor, működése közben periódikusan változó körülhatárolt térrel rendelkezik.

Egyszerű dugattyús szivattyú

Excenter kinematikai ábra:

A periódikusan változó tér lehet:

- Dugattyús rendszerű (szelepek)
- Fogaskerekes, lapátos (tömítő gátrendszer)
- Egyéb....

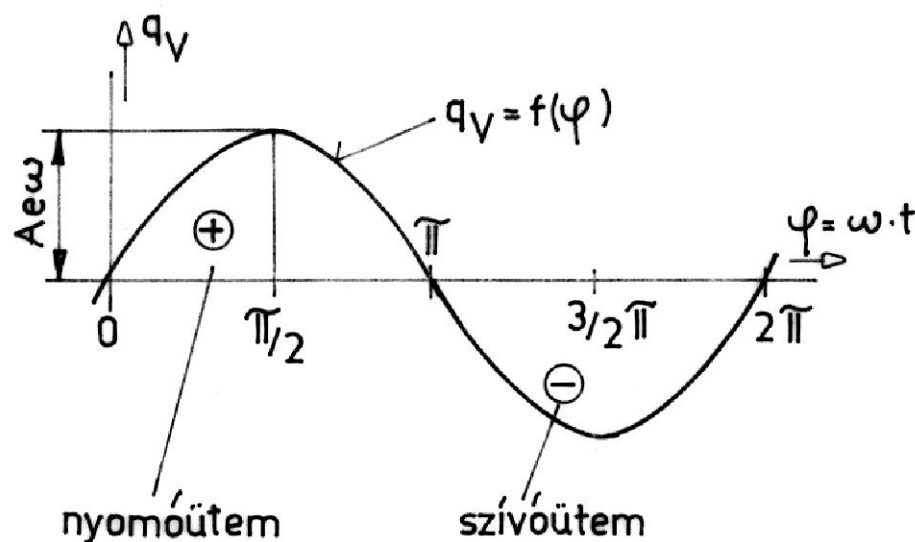
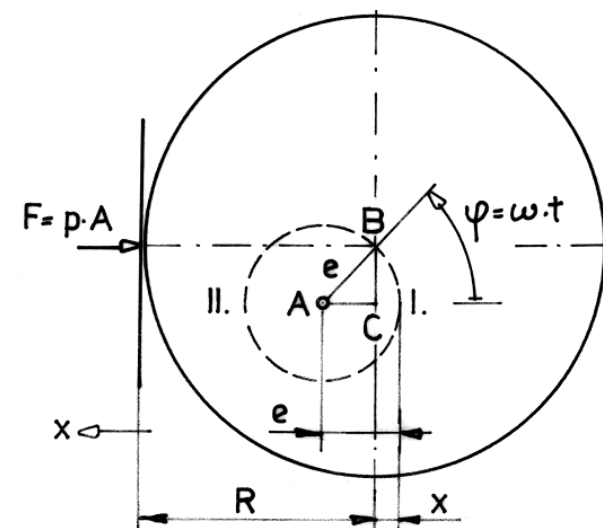


Egyszerű dugattyús szivattyú

Excenter mozgástörvénye:

A dugattyú pillanatnyi:

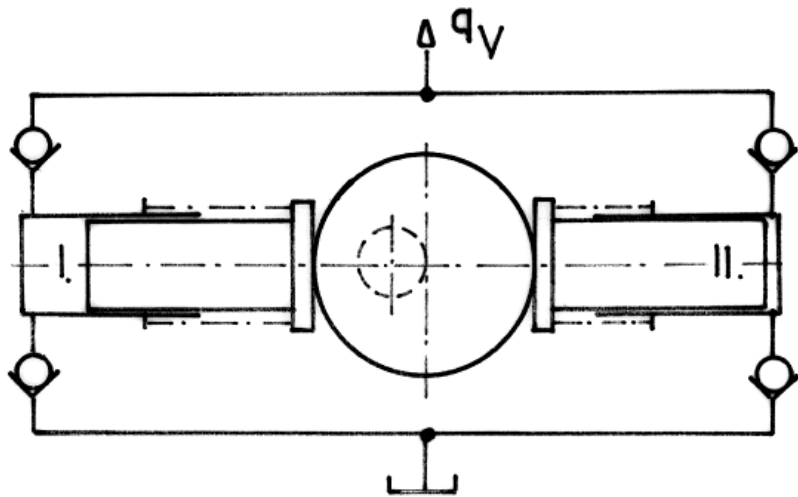
- elmozdulása: $x = e - e \cdot \cos\varphi = e (1 - \cos\varphi) = e (1 - \cos\omega t)$
- sebessége: $\dot{x} = \frac{d}{dt} \cdot x = e \cdot \omega \cdot \sin\omega t = e \cdot \omega \cdot \sin\varphi$
- a pillanatnyi elméleti térfogatáram pedig: $q_v = A \cdot \dot{x} = A \cdot e \cdot \omega \cdot \sin\varphi = f(\varphi)$



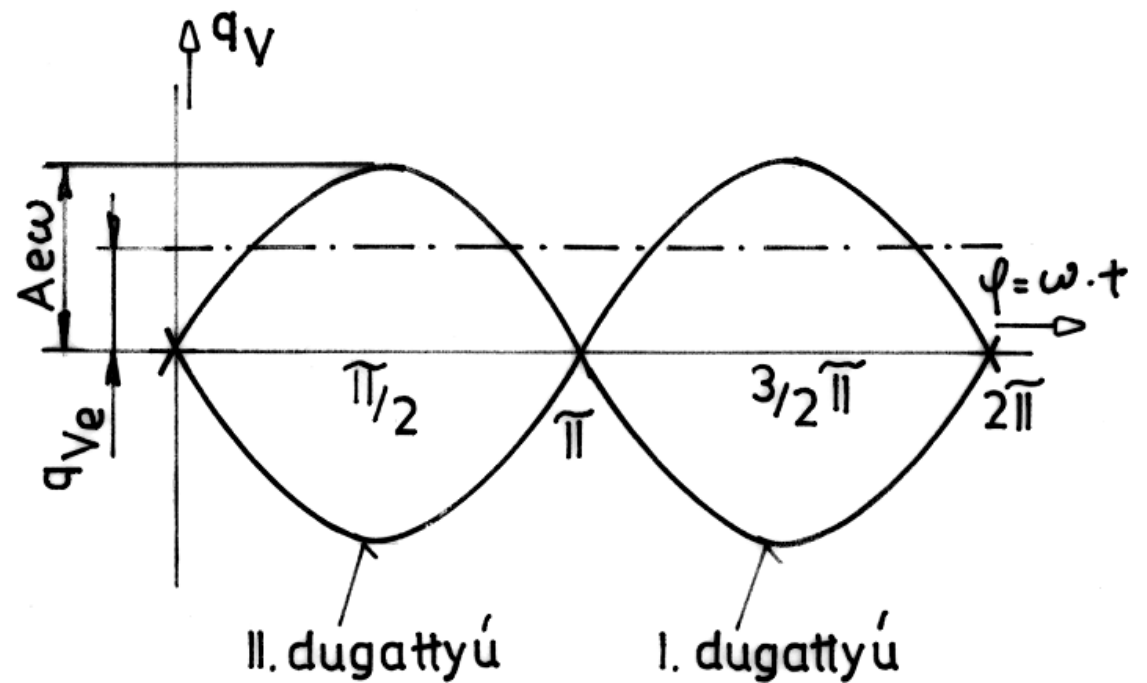
Folyamatosabb működést a 2-dugattyús változat biztosít:

$$q_v = A \cdot e \cdot \omega |\sin\varphi|$$

Egyszerű dugattyús szivattyú



Két dugattyú esete.



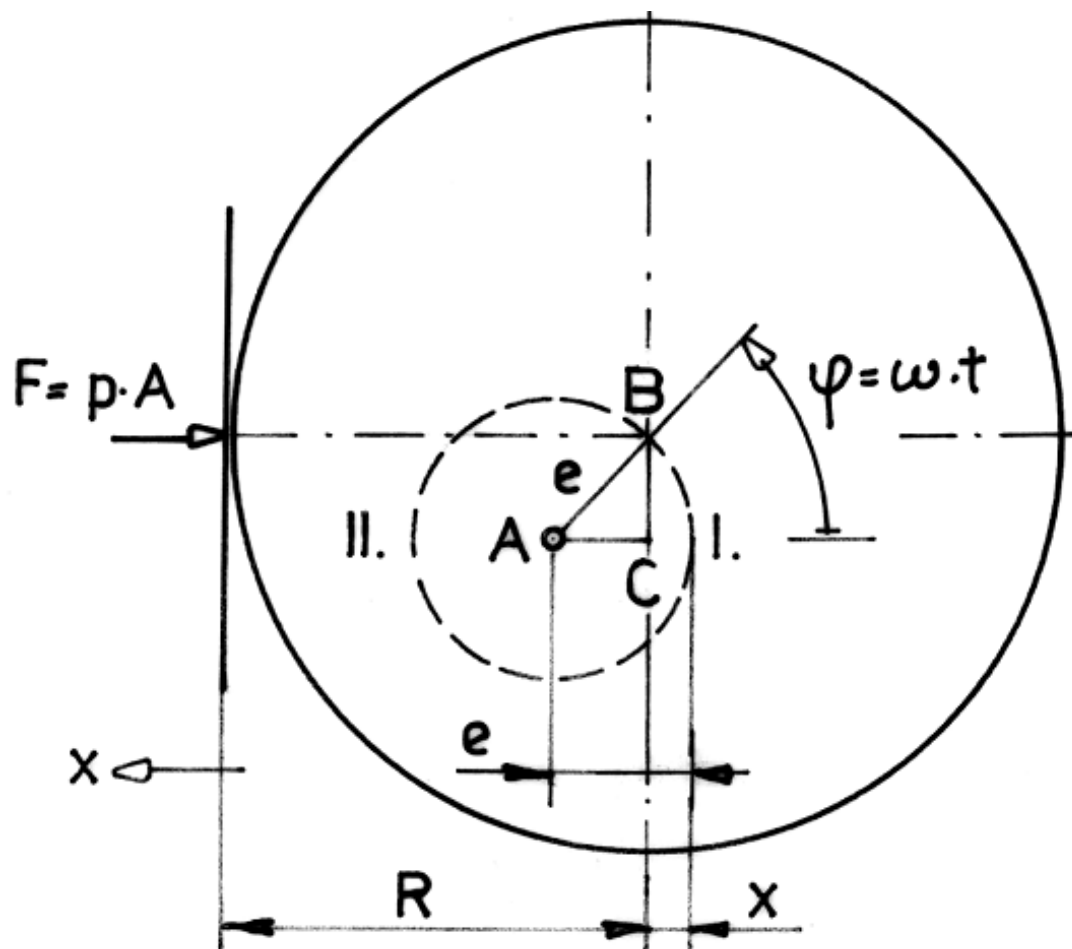
Egyszerű dugattyús szivattyú

Nyomaték egyenletek (mechan. súrlódást, tömeg- és rugóerő... hatását elhanyagolva):

$$T = F \cdot \overline{BC} = p \cdot A \cdot e \cdot \sin\varphi = f(\varphi)$$

Illetve két dugattyú esetén:

$$T = p \cdot A \cdot e |\sin\varphi|$$



Egyszerű dugattyús szivattyú

Átlagjellemzők az integrálszámítás középértéktétele szerint, 1-dugattyú esete...

Elméleti szállítás:

$$q_{ve} = \frac{Ae\omega}{2\pi} \int_0^\pi \sin \varphi d\varphi = \dots = V_g n$$

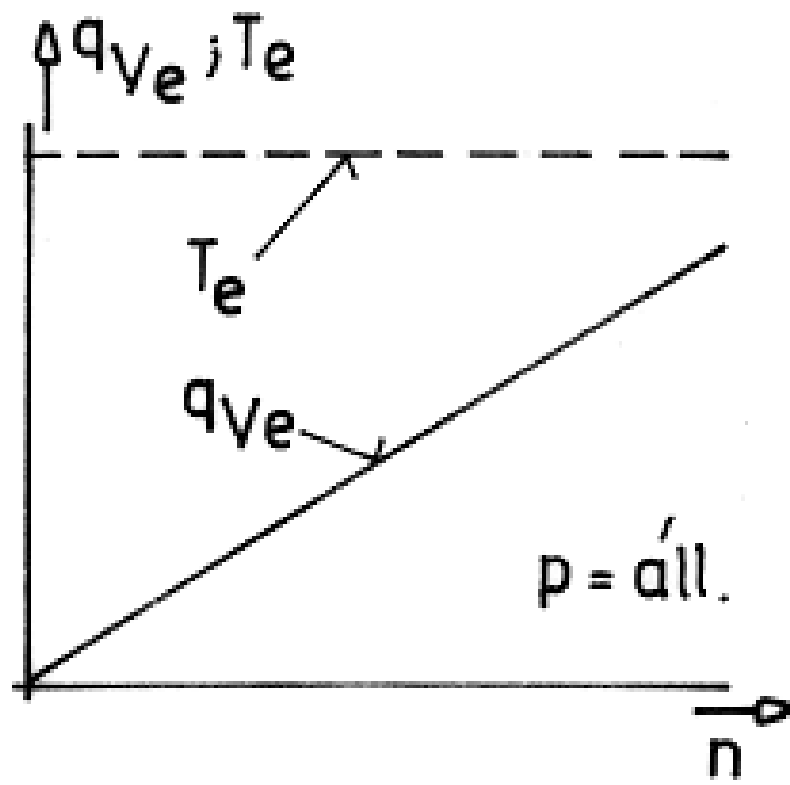
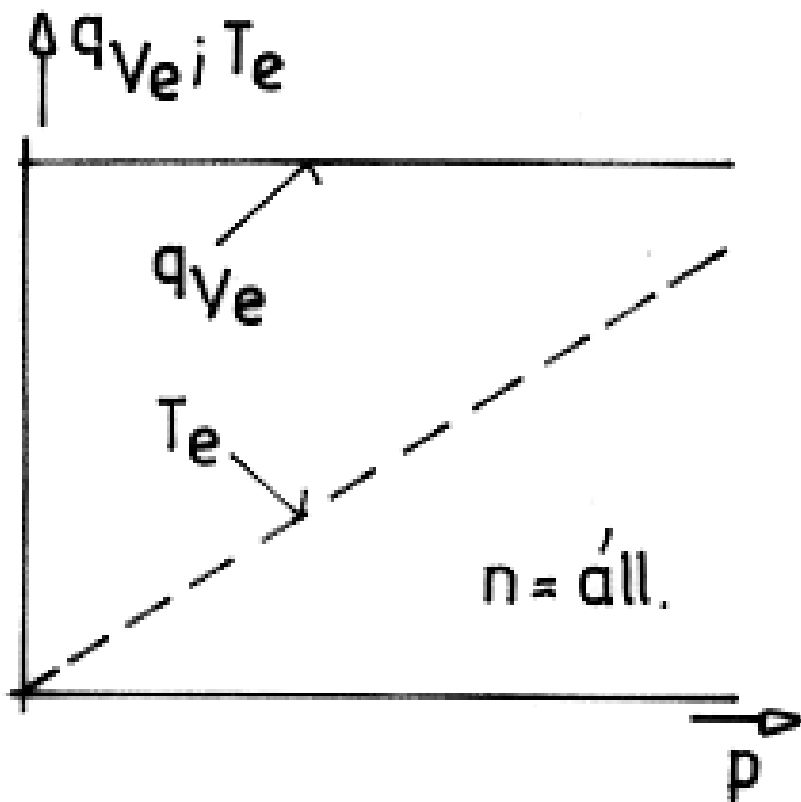
Elméleti nyomaték:

$$T_e = \frac{pAe}{2\pi} \int_0^\pi \sin \varphi d\varphi = \dots = \frac{V_g}{2\pi} p$$

AHP és FHP közötti távolság: 2e!

Egyszerű dugattyús szivattyú

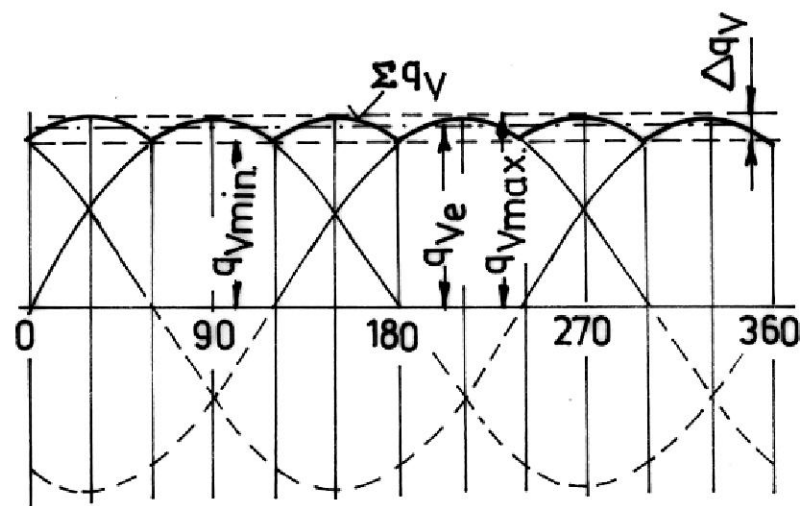
Elméleti jelleggörbék:



Egyszerű dugattyús szivattyú

A pulzáció mértékét jellemző egyenlőtlenségi fok:

$$\delta_{q_v} (\%) = \frac{q_{Vmax} - q_{Vmin}}{q_{Ve}} \cdot 100 \quad ; \quad \delta_{|T} (\%) = \frac{T_{max} - T_{min}}{T_e} \cdot 100$$



3-dugattyúnál

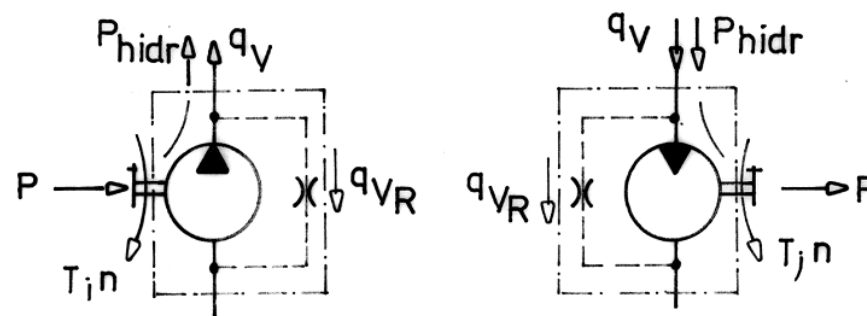
Páratlan elemi munkatér szám...

dugattyú-szám	3	4	5	6	7	8	9	10	11
δ	0,13	0,33	0,05	0,15	0,03	0,08	0,02	0,05	0,01

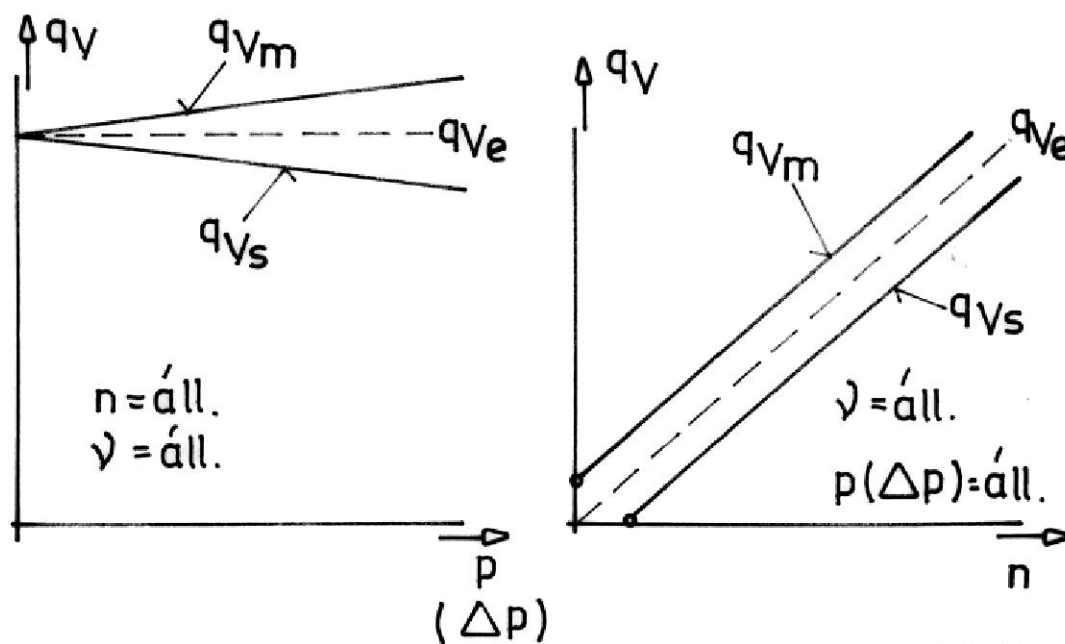
A valóságos szivattyú/hidromotor jellemzői

A tényleges térfogatáram egyenlet:

$$q_V = q_{Ve} \pm q_{VR} - q_{Vszívási}$$



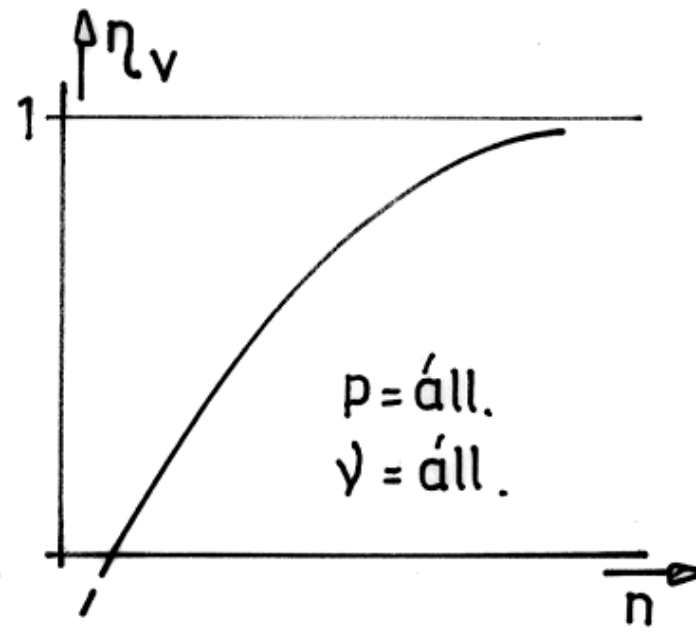
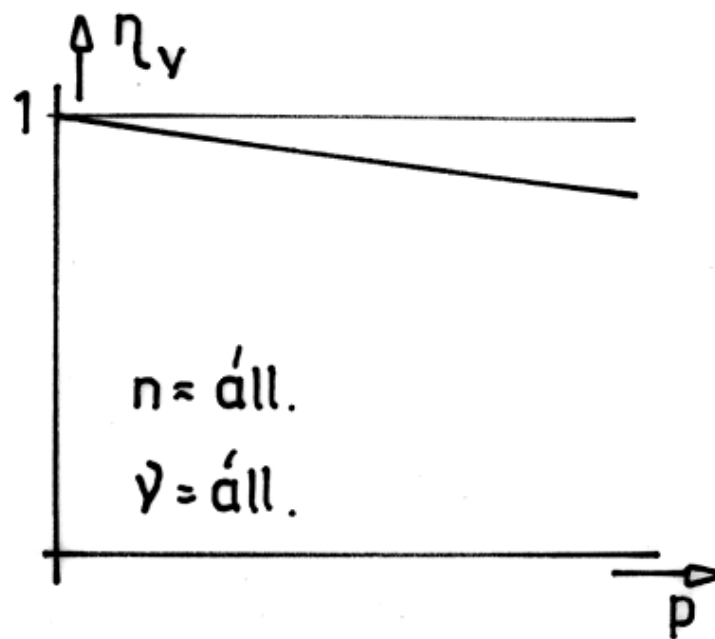
$$q_V = q_{ve} \pm q_{VR} = V_g \cdot n \pm K_R \cdot V_g \cdot \frac{p}{\rho \cdot v} = f(p; n; \rho = \text{áll}; v = \text{áll})$$



A valóságos szivattyú/hidromotor jellemzői

Térfogati veszteségek kifejezésére a volumetrikus hatásfok...

- Szivattyúnál: $\eta_v = \frac{q_v}{q_{ve}} = f(p; n; \rho=\text{áll}; v=\text{áll}) < 1$
- Hidromotornál: $\eta_v = \frac{q_{ve}}{q_v} = f(p; n; \rho=\text{áll}; v=\text{áll}) < 1$

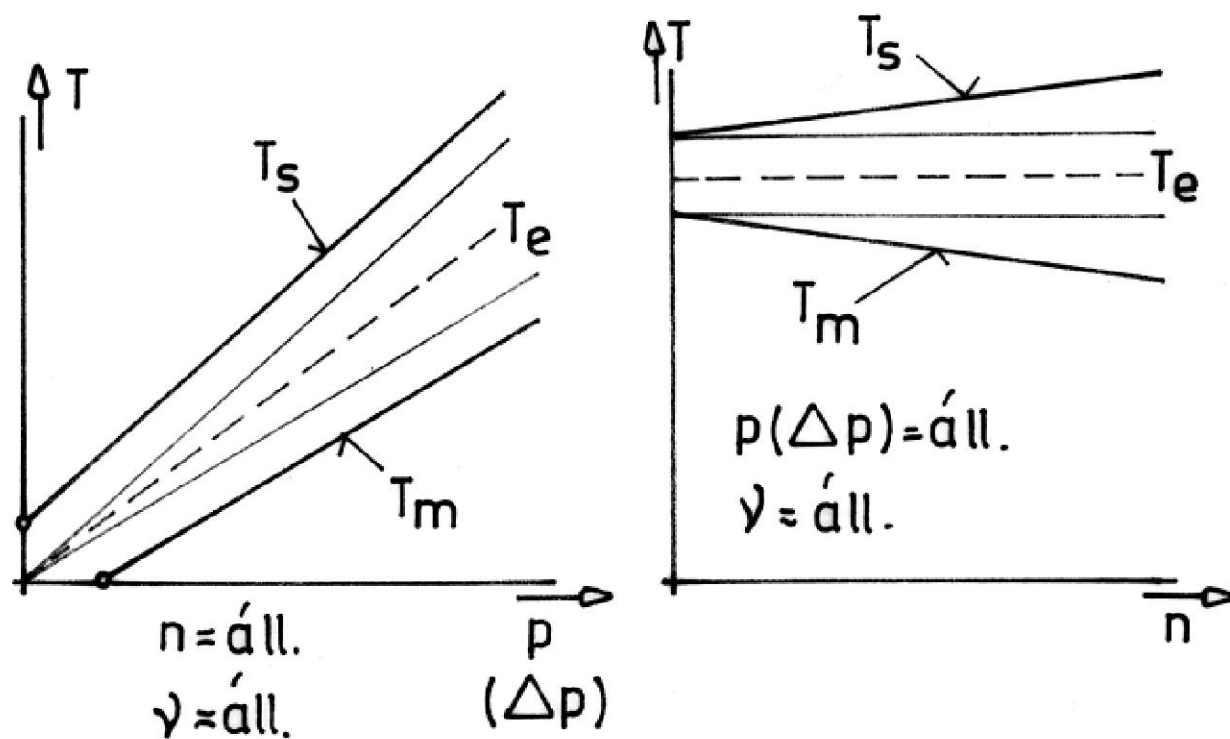


A valóságos szivattyú/hidromotor jellemzői

A tényleges nyomaték egyenlet:

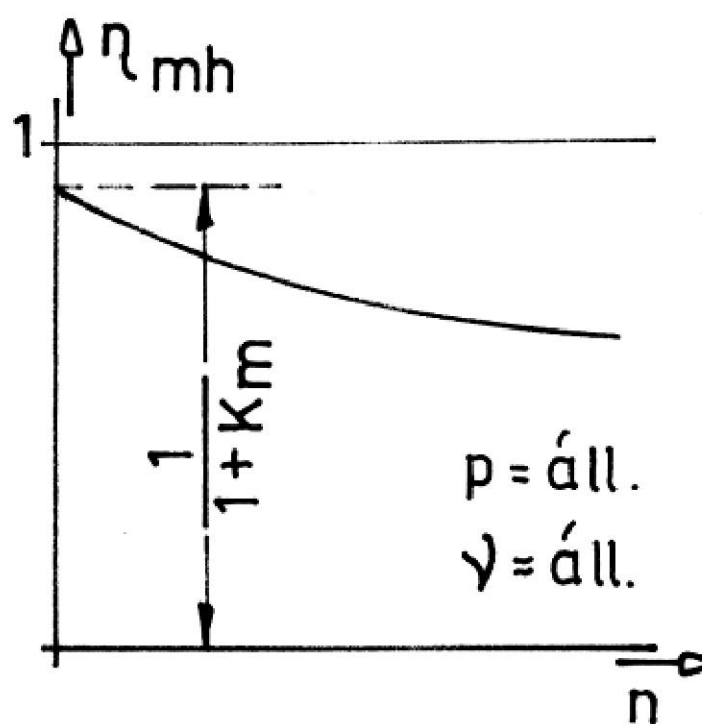
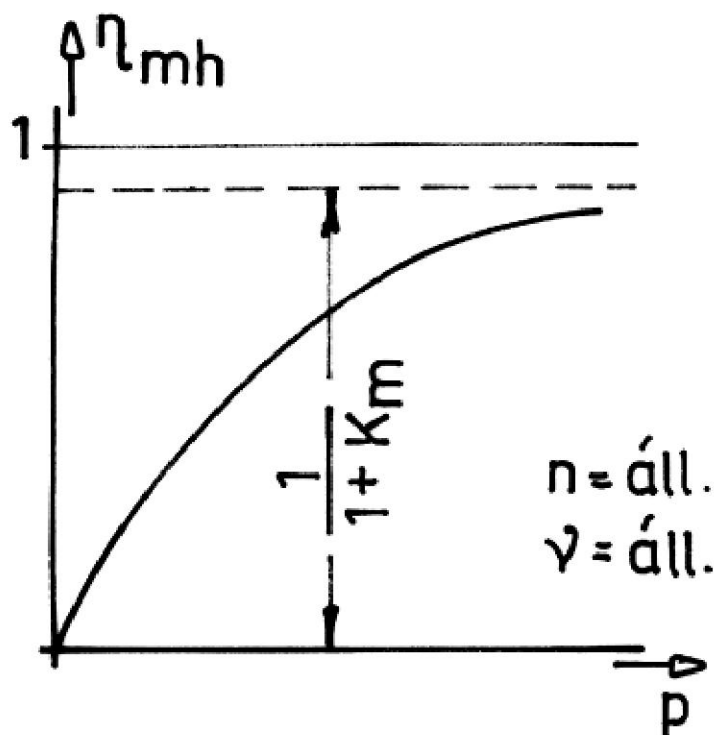
$$T = T_e \pm T_m \pm T_f$$

$$T = \frac{1}{2\pi} V_g \cdot p \pm K_m \frac{1}{2\pi} V_g \cdot p \pm K_f \cdot V_g \cdot \rho \cdot v \cdot n = f(p; n; \rho = \text{áll}; v = \text{áll})$$



A valóságos szivattyú/hidromotor jellemzői

- Szivattyúnál: $\eta_{mh} = \frac{T}{T_e} = f(p; n; \rho=\text{áll}; v=\text{áll}) < 1$
- Hidromotornál: $\eta_{mh} = \frac{T_e}{T} = f(p; n; \rho=\text{áll}; v=\text{áll}) < 1$



A valóságos szivattyú/hidromotor jellemzői

- Teljesítmények a szivattyúnál:

A – hasznos – hidraulikai teljesítmény:

$$P_h = q_V \cdot p = p(q_{Ve} - q_{VR}) = p \left(V_g \cdot n - K_R \cdot V_g \frac{p}{\rho \cdot v} \right) = V_g \cdot n \cdot p - K_R \cdot V_g \frac{p^2}{\rho \cdot v} = f(p; n; \rho = \text{áll}; v = \text{áll})$$

A felvett mechanikai teljesítmény:

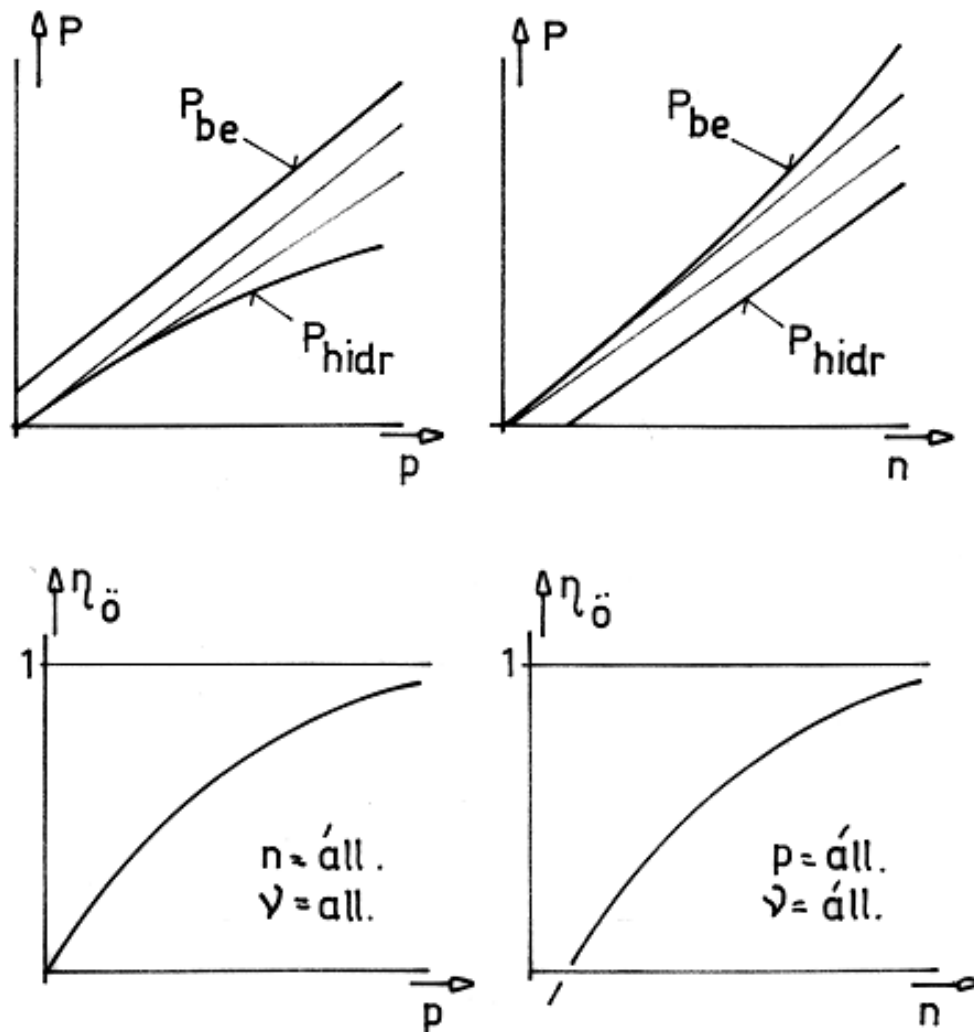
$$P_{be} = T \cdot \omega = T \cdot 2\pi \cdot n = 2\pi \cdot n [T_e + T_m + T_f] = 2\pi \cdot n \left[\frac{1}{2\pi} V_g \cdot p + K_m \frac{1}{2\pi} V_g \cdot p + K_f \cdot V_g \cdot p \cdot v \cdot n \right] =$$
$$= V_g \cdot n \cdot p + K_m \cdot V_g \cdot n \cdot p + 2\pi \cdot K_f \cdot V_g \cdot p \cdot v \cdot n^2 = f(p; n; \rho = \text{áll}; v = \text{áll})$$

Az összhatásfok:

$$\eta_o = \frac{P_h}{P_{be}} = \frac{q_V \cdot p}{T \cdot 2\pi n} = \frac{\eta_v \cdot q_{Ve} \cdot p}{\frac{T_e}{\eta_{mh}} \cdot 2\pi n} = \eta_v \cdot \eta_{mh} \frac{q_{Ve} \cdot p}{T_e \cdot 2\pi n} = \eta_v \cdot \eta_{mh} \frac{V_g \cdot n \cdot p}{\frac{1}{2\pi} V_g \cdot p \cdot 2\pi n} = \eta_v \cdot \eta_{mh} < 1$$

A valóságos szivattyú/hidromotor jellemzői

- Teljesítmények a szivattyúnál:



A valóságos szivattyú/hidromotor jellemzői

- Teljesítmények a hidromotornál:

A leadott mechanikai teljesítmény:

$$\begin{aligned} P_{ki} &= T \cdot 2\pi \cdot n = 2\pi \cdot n [T_e - T_m - T_f] = 2\pi \cdot n \left[\frac{1}{2\pi} V_g \cdot p - K_m \frac{1}{2\pi} V_g \cdot p - K_f \cdot V_g \cdot \rho \cdot v \cdot n \right] = \\ &= V_g \cdot n \cdot p - K_m \cdot V_g \cdot n \cdot p - 2\pi \cdot K_f \cdot V_g \cdot \rho \cdot v \cdot n^2 = f(p; n; \rho=\text{áll}; v=\text{áll}) \end{aligned}$$

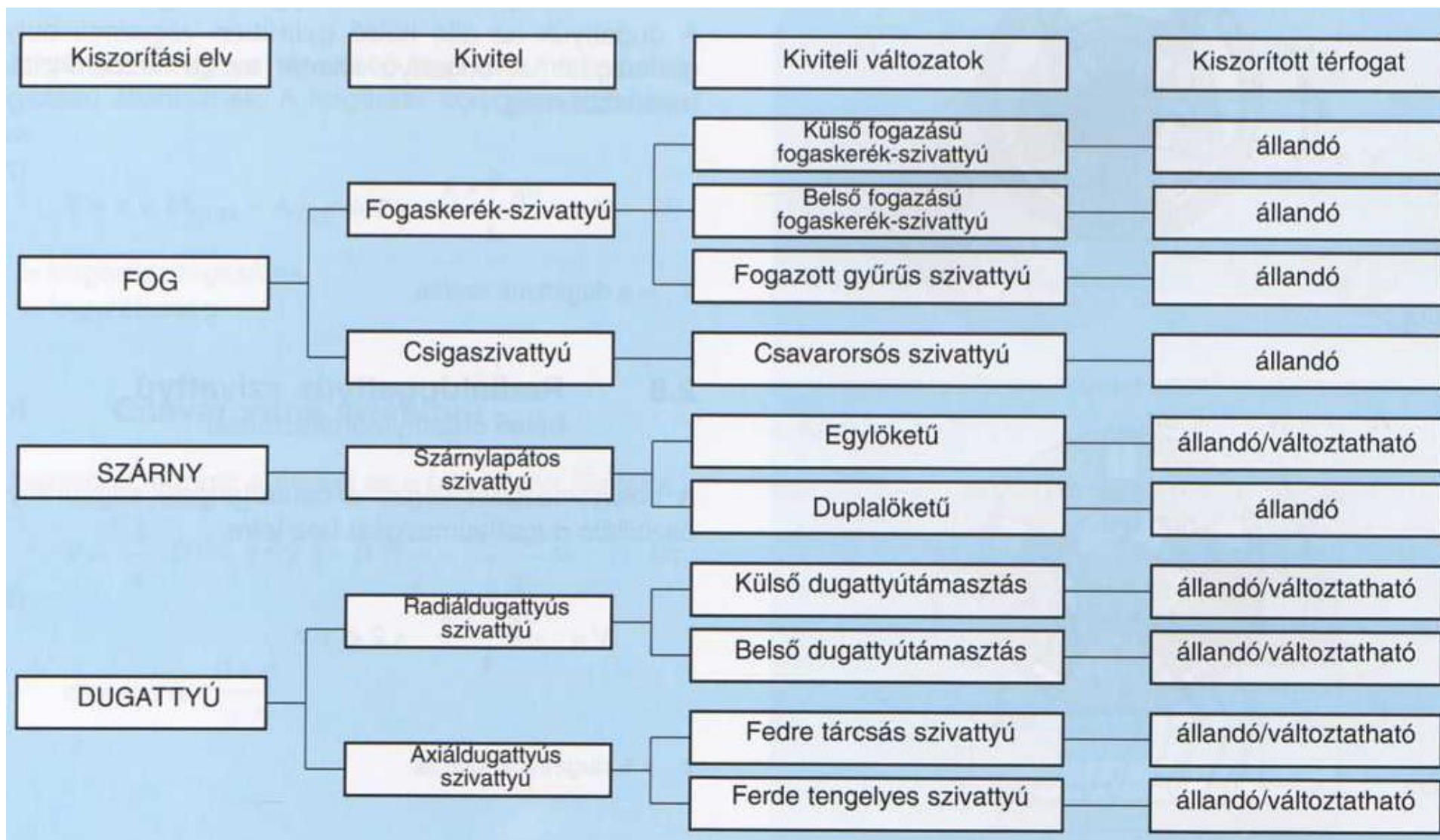
A bevezetett hidraulikai teljesítmény:

$$P_h = q_v \cdot p$$

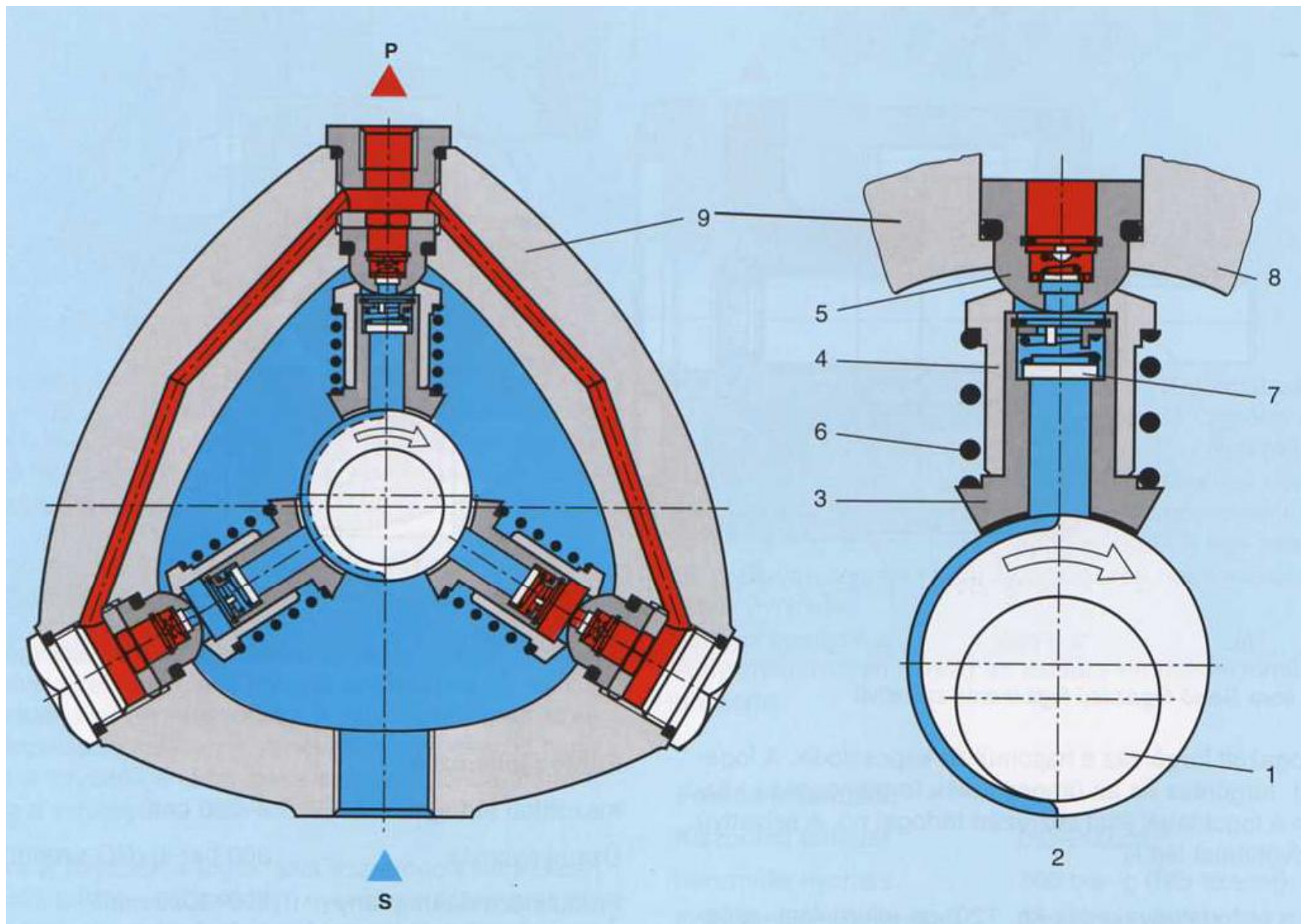
Az összhatásfok:

$$\eta_{\delta} = \frac{P_{ki}}{P_h} = \frac{T \cdot 2\pi n}{q_v \cdot p} = \frac{\eta_{mh} \cdot T_e \cdot 2\pi \cdot n}{\frac{q_{ve}}{\eta_v} \cdot p} = \eta_v \cdot \eta_{mh} \frac{T_e \cdot 2\pi n}{q_{ve} \cdot p} = \eta_v \cdot \eta_{mh} \frac{\frac{1}{2\pi} V_g \cdot p \cdot 2\pi n}{V_g \cdot n \cdot p} = \eta_v \cdot \eta_{mh} < 1$$

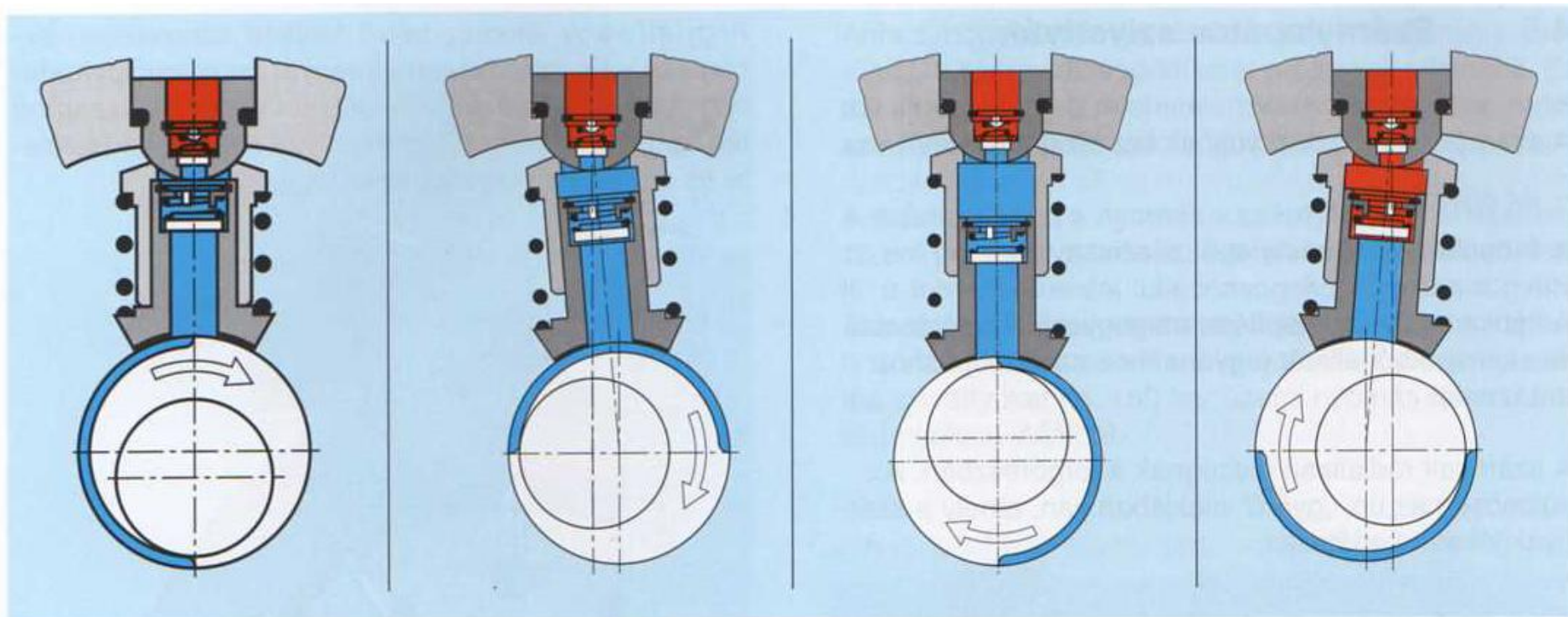
Forgómozgású E-átalakítók csoportosítása



Radiál dugattyús szivattyú



Radiál dugattyús szivattyú



19. ábra: 1. fázis

A dugattyú a felső holtponton van. A kiszorított térfogat ilyenkor a legkisebb. A nyomó- és a szívószelep zárt helyzetben vannak.

2. fázis

A dugattyú a tengely forgómozgása közben az excenter középtengelyének irányában mozog. A kiszorított térfogat megnő, a szívószelep kinyit a kialakult depresszió következtében. Ekkor az excenter hornyán és a dugattyú furatán keresztül folyadék áramlik a kiszorított térbe.

3. fázis

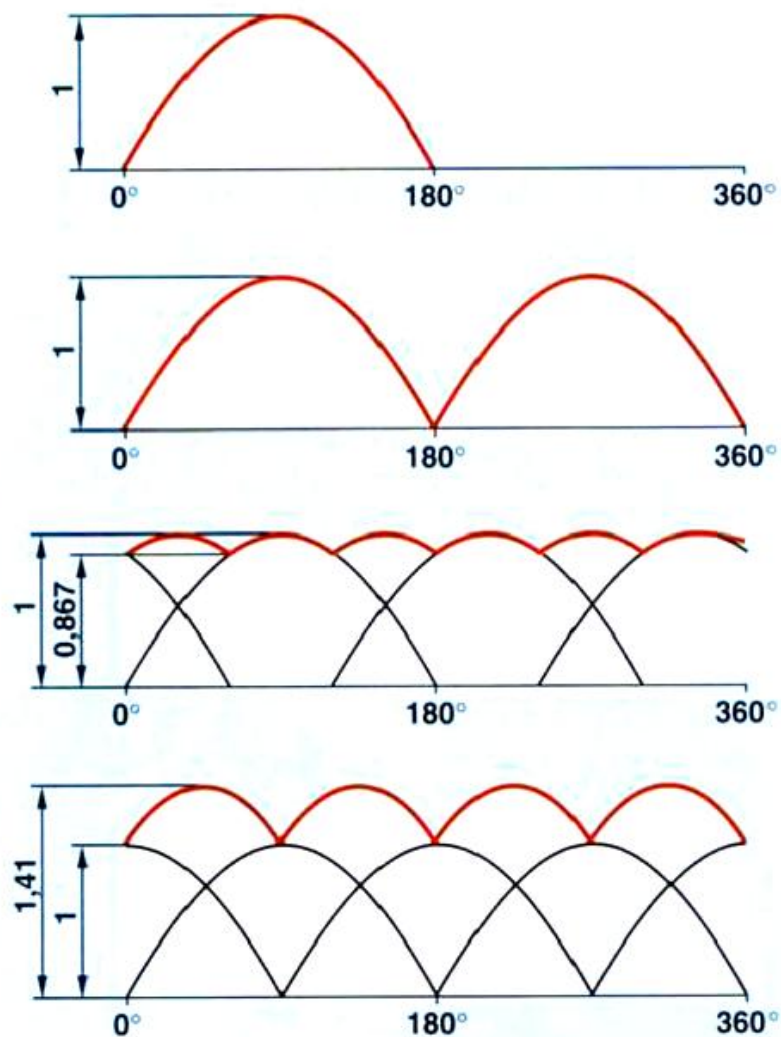
A dugattyú az alsó holtponton van, a kiszorított tér teljesen telített (maximális térfogat). A szívó- és nyomószelep zárt helyzetben van.

4. fázis

Az excenter forgómozgása a dugattyút a gömbfej irányába mozgatja. A kiszorított térben levő folyadék összenyomódik. A kialakuló nyomás megnyitja a gömbfejen található nyomószelepet, a folyadék a gyűrűcsatornába áramlik, amely a szivattyúelemeket összeköti.

Radiál dugattyús szivattyú

- Pulzáció mértéke:



Térfogatáram-pulzáció radiáldugattyús szivattyúknál 1, 2, 3 és 4 szivattyúelem esetén

Radiál dugattyús szivattyú

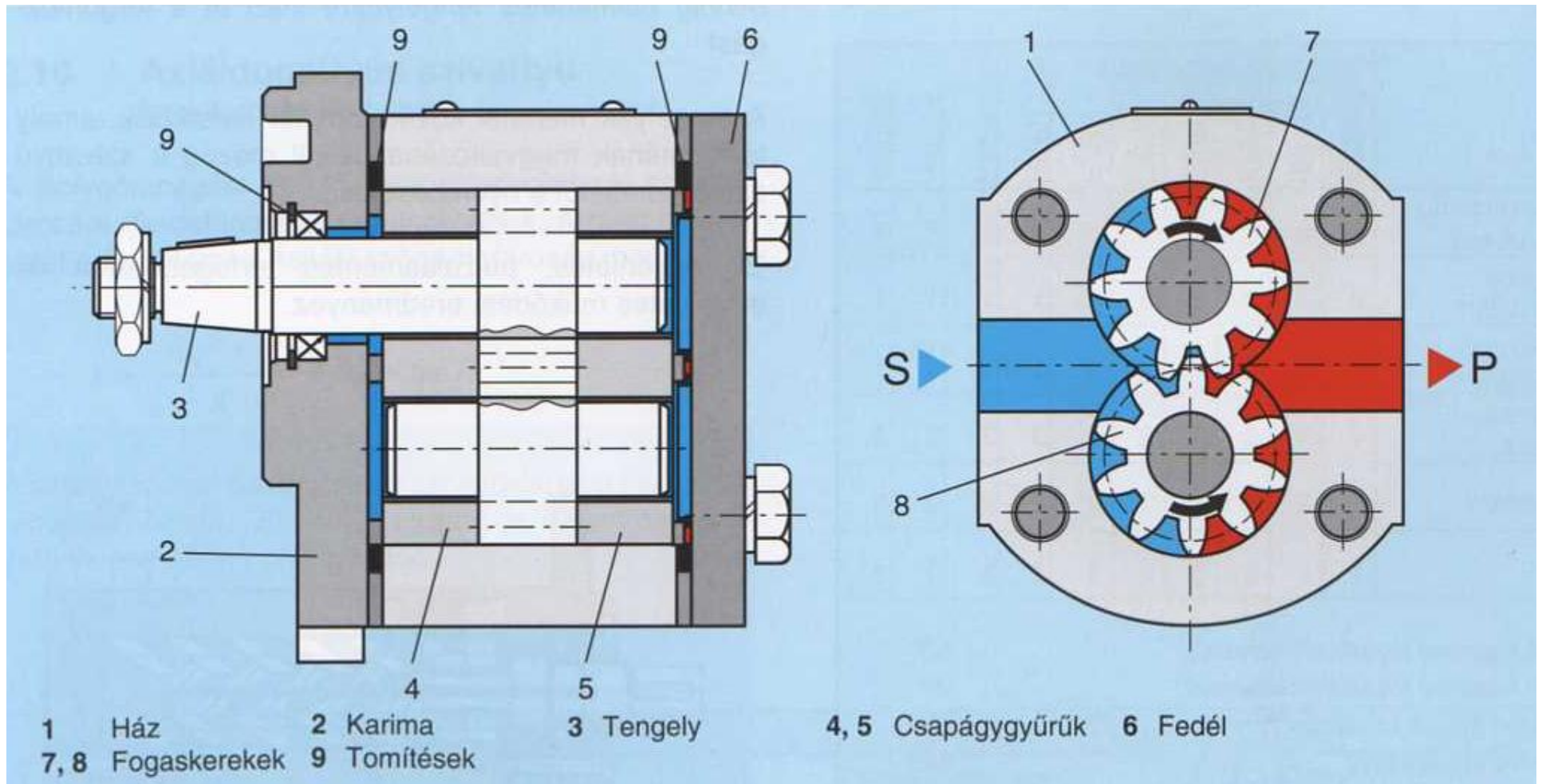


Radiáldugattyús szivattyú:

(excenter tengely, dugattyú, dugattyúpersely, gömbfej, nyomórugó, szivószelep, nyomószelep)

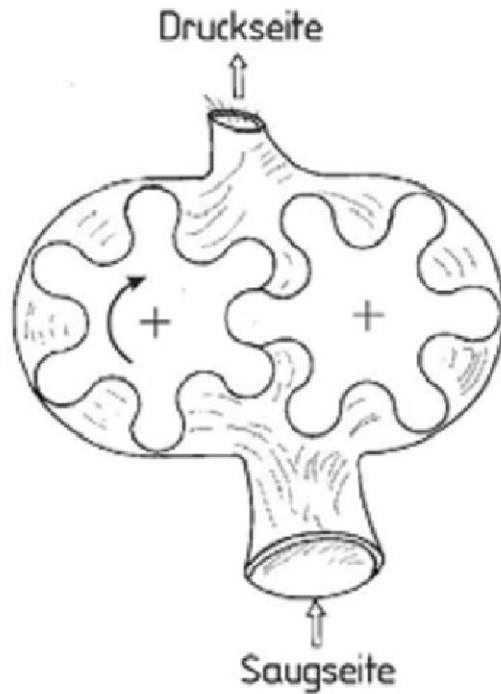
- állandó és változtatható munkaterfogat,
- nagy nyomástartomány (~ 700 bar), kis folyadékáram,
- szelepvezérelt (szivó és nyomószelep)
- löktető folyadékszállítás,
- kedvező volumetrikus hatásfok,
- páratlanszámu dugattyú

Külső fogazású fogaskerék szivattyú



Kiszorított térfogat	0,2–200 cm ³
maximális nyomás	300 bar-ig
Fordulatszám-tartomány	500–6000 min ⁻¹

Külső fogazású fogaskerék szivattyú



1597 von Johannes Kepler erfundene Zahnradpumpe (nach einer Skizze von W. Schickard 1617)

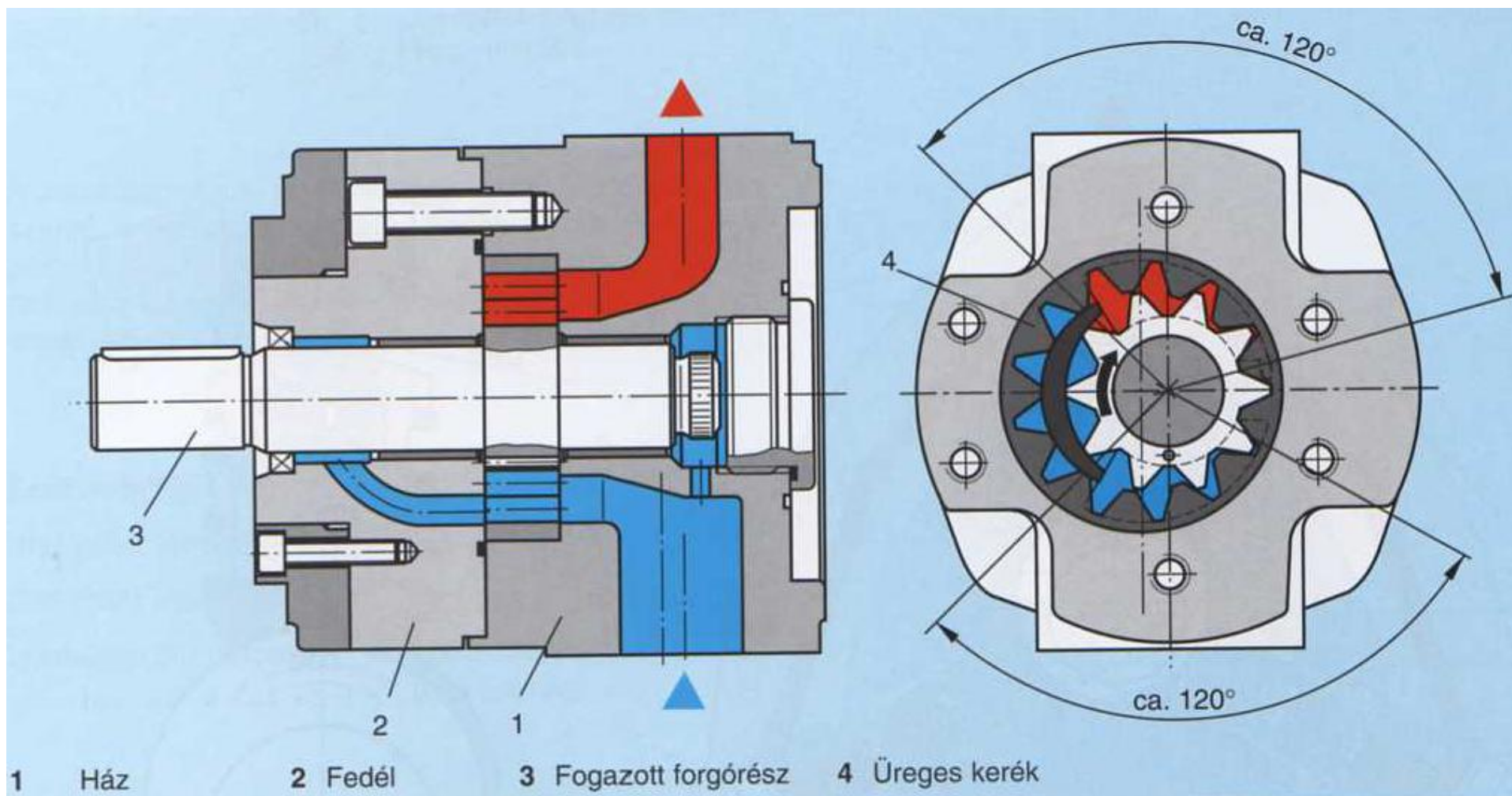


Külsőfogazású fogaskerékszivattyú:

(ház, hajtó fogaskerék, hajtott fogaskerék, szívóoldal, nyomóoldal)

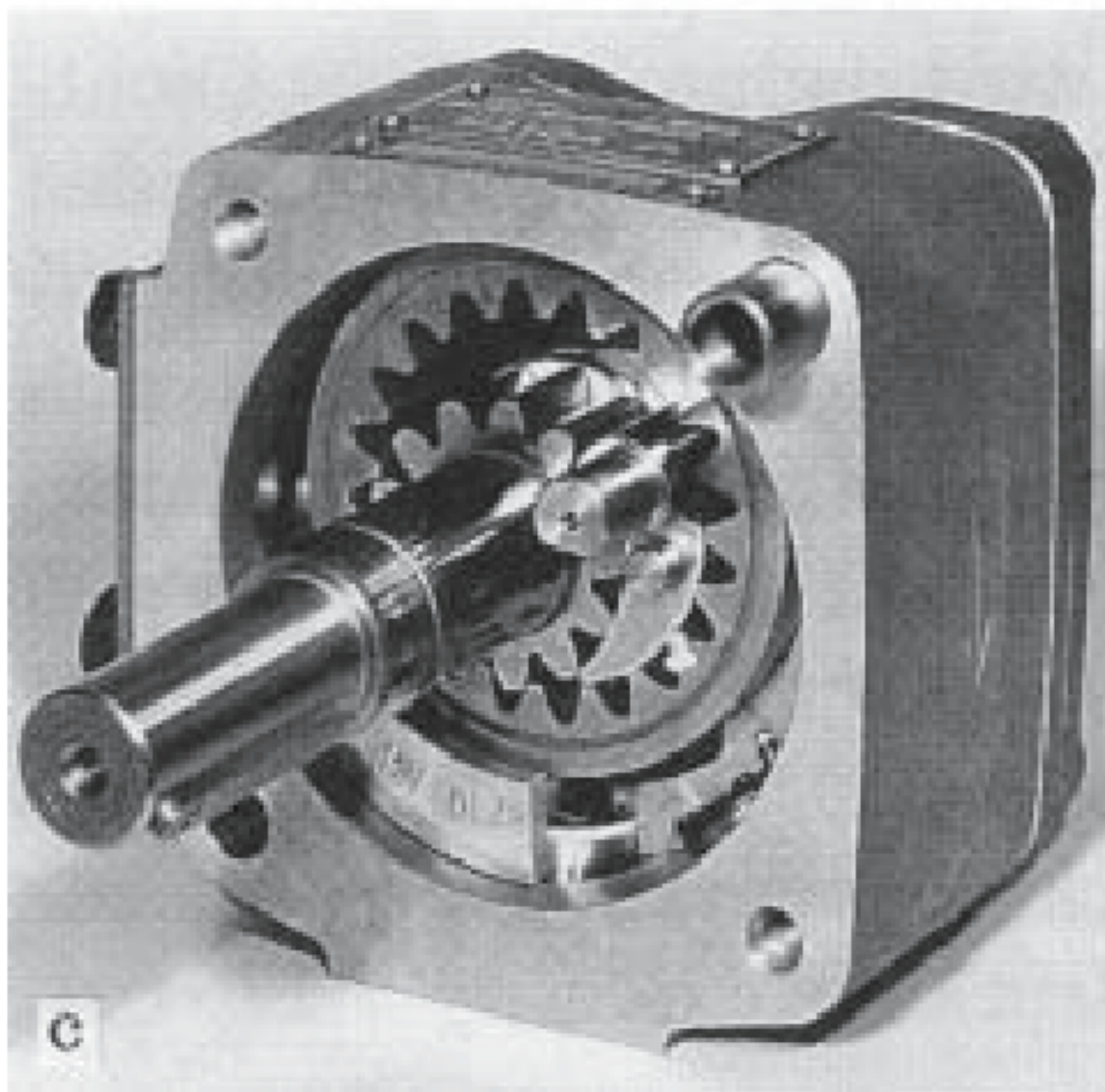
- állandó munkatérfogat
- a folyadékszállítás a fogárokból történik,
- a szívótértől lineárisan nő a nyomás a nyomótérig,
- fogprofil összekapcsolódásakor a másik fogaskerék fog-
árkával a folyadék lökészerűen szorul ki a fogárokból → zajhatás
- a szivattyún nincs nyomáskiegyenlítés
- forgásirány, mindig a tengely felől
 - jobbos
 - balos
- nyomáshatároló szükségessége
- előny: olcsó; viszonylag nagy nyomás; széles fordulatszám, hőmérsék-
let, viszkozitástartomány, kis tömeg
- hátrány: magas zajszint, kedvezőtlen hatásfok

Belső fogazású fogaskerék szivattyú



Kiszorított térfogat	3–250 cm ³
Üzemi nyomás	300 bar-ig
Fordulatszám-tartomány	500–3000 min ⁻¹

Belső fogazású fogaskerék szivattyú



Belsőfogazású fogaskerékszivattyú:

- (ház, fogazott forgórész, üreges kerék, sarló alakú elválasztóelem)
- állandó munkatérfogat
 - forgórész és üreges kerék forgómozgása közben a fogoldalak által közbezárt térfogat nő, „szívóhatás”, $\sim 120^\circ$ elfordulási szögben.
 - fogkapcsolódásnál nincs holtter $\rightarrow$ kis pulzáció, csendes járás
 - nyomáshatároló szükséges
 - jó szívóhatás

Szárnyalapátos szivattyú

Kiszorított térfogat

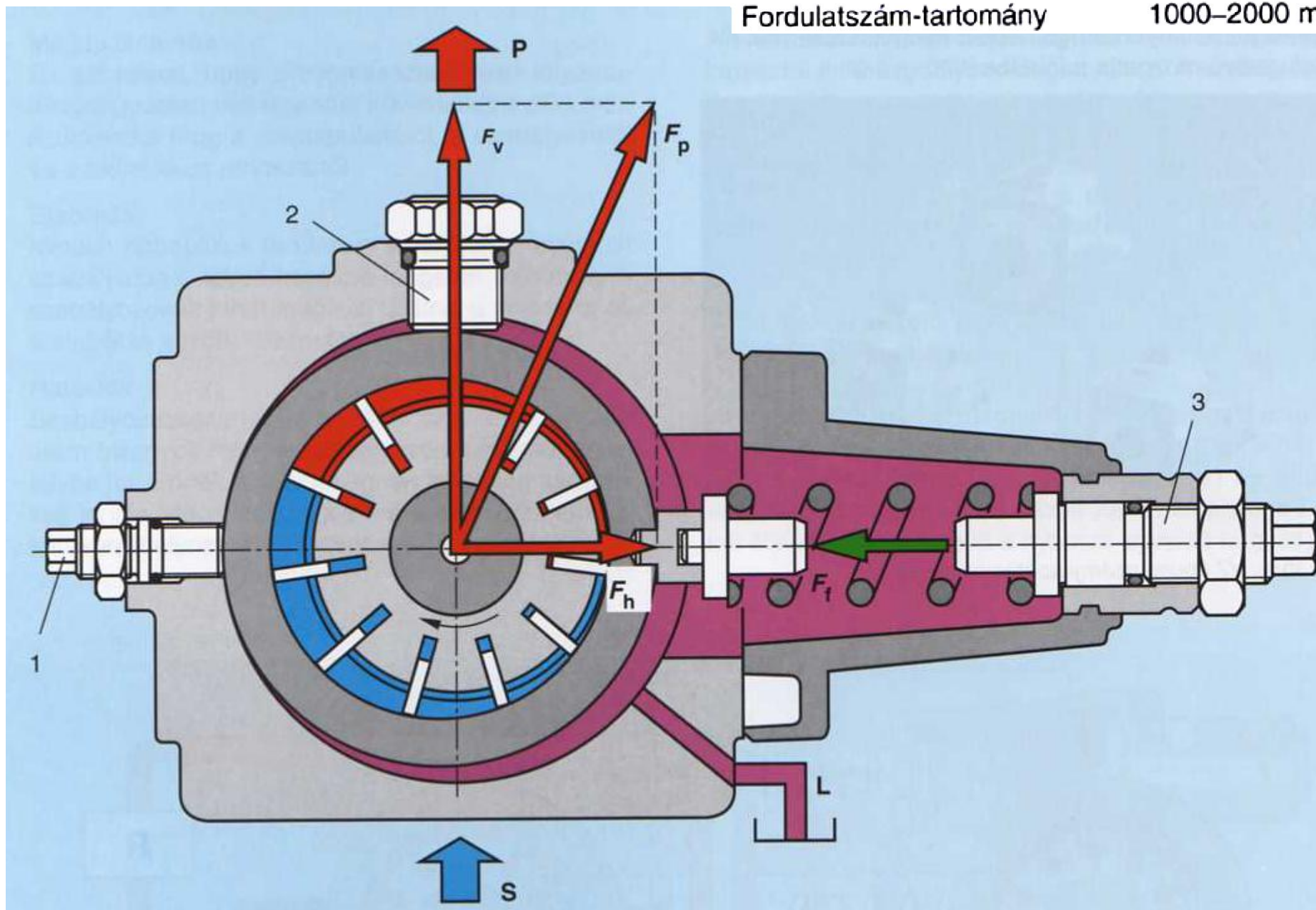
5–100 cm³

Üzemi nyomás

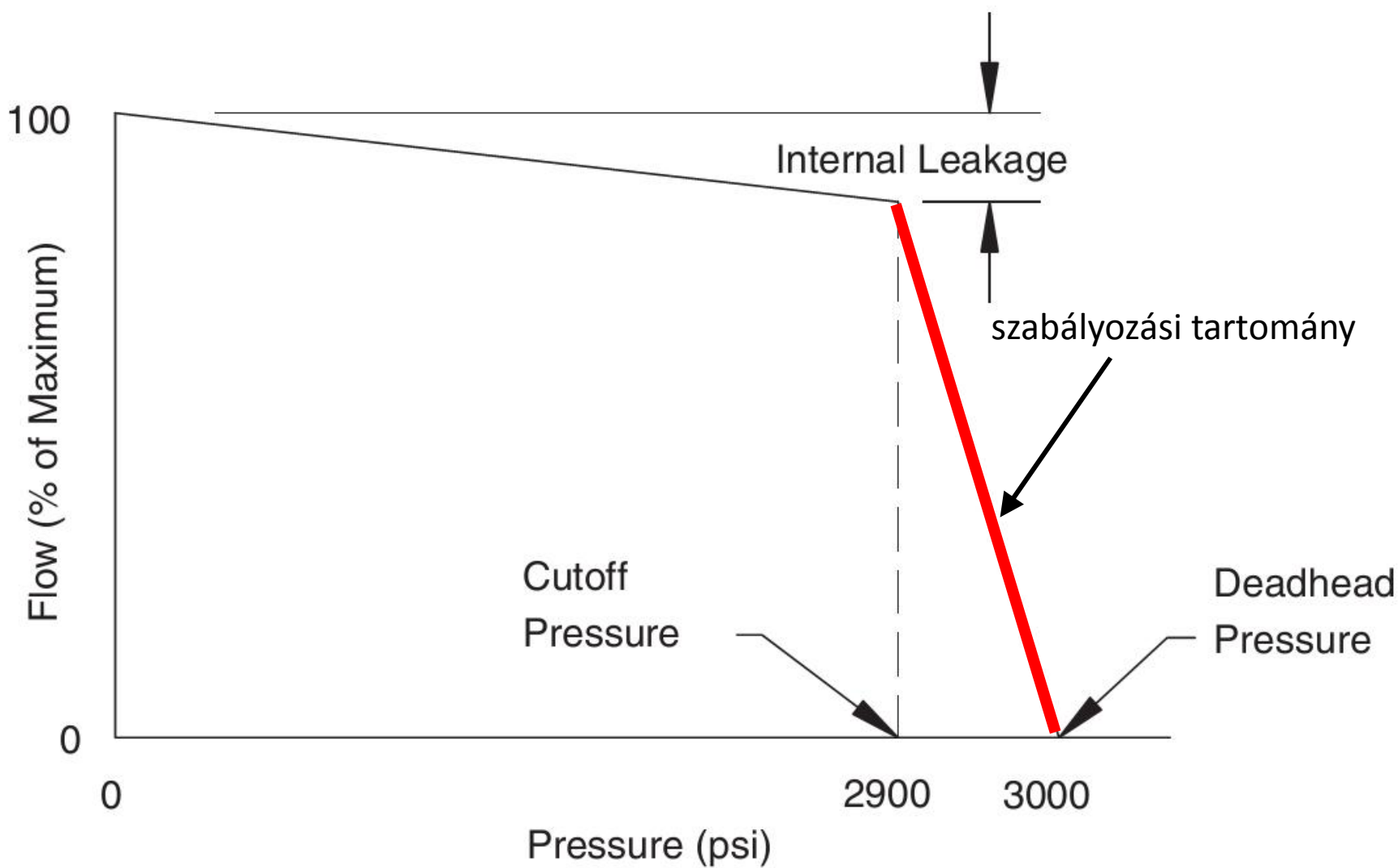
100 bar-ig

Fordulatszám-tartomány

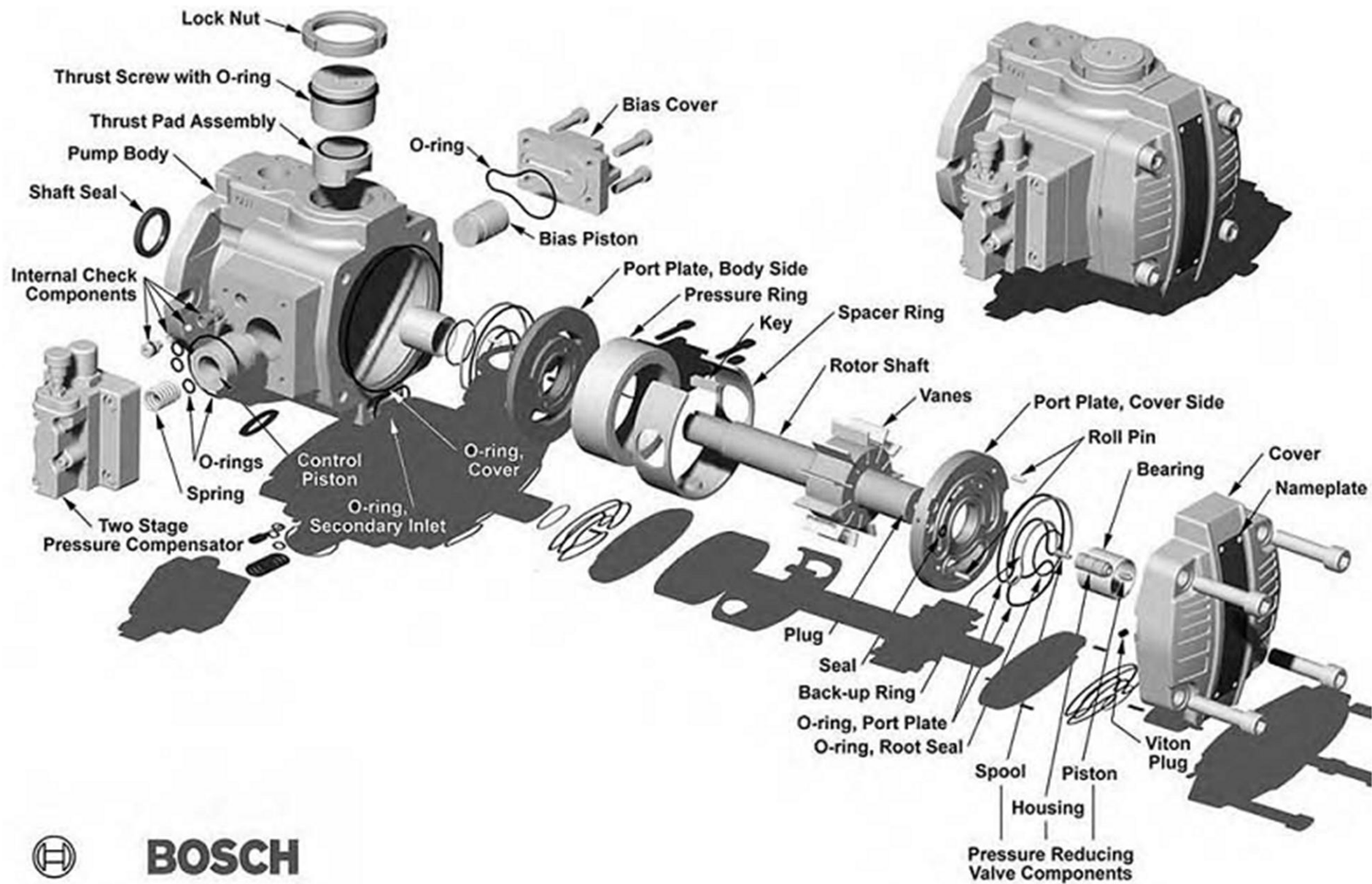
1000–2000 min⁻¹



Szárnylapátos szivattyú



Szárnylapátos szivattyú



Szárnylapátos szivattyú



Flügelzellen-
pumpe zur Wasserförde-
rung, 1588 von Ramelli
beschrieben

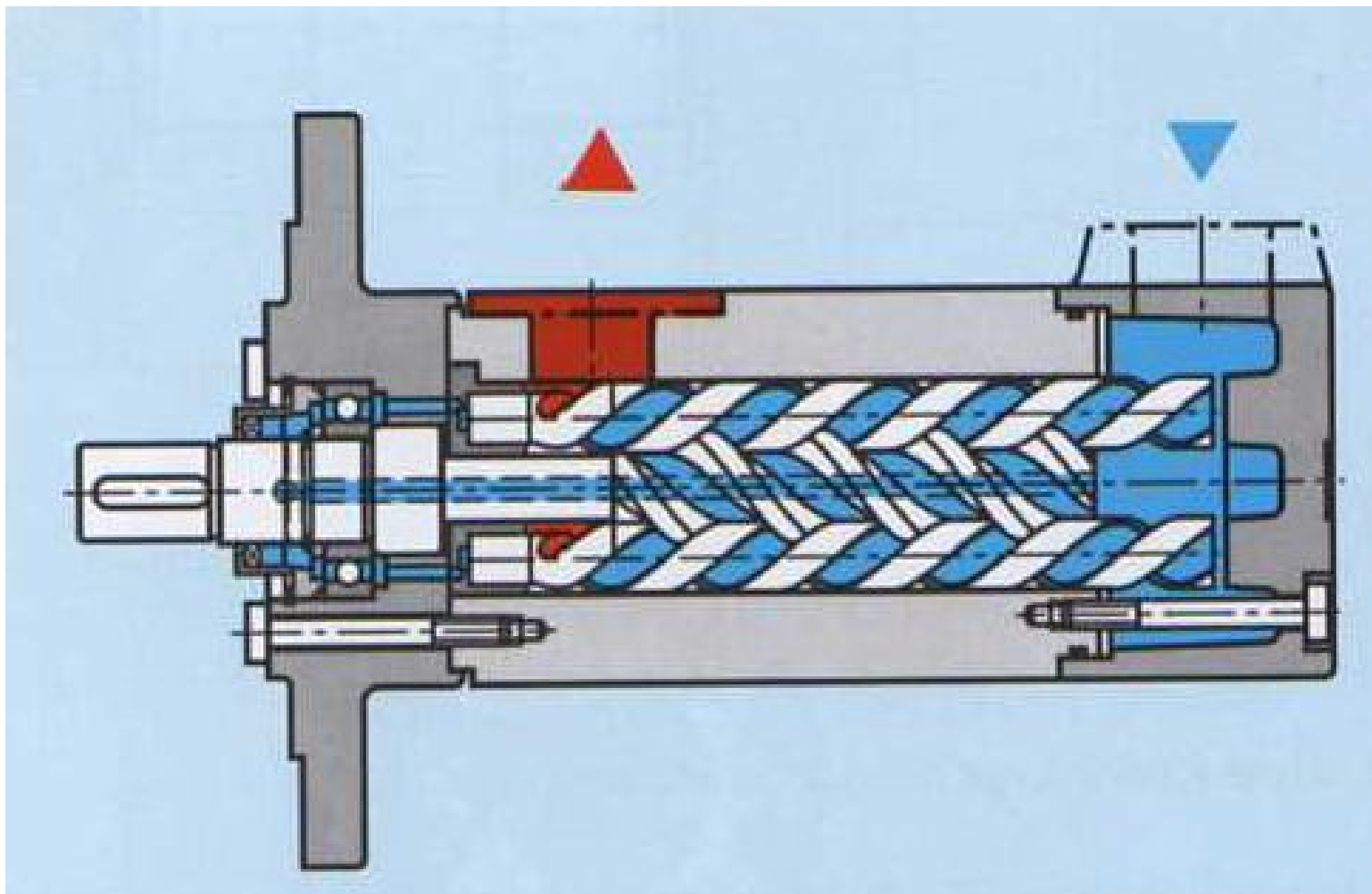


Lapátos szivattyú:

(ház, rotor, státor, lapátok, rugó)

- állandó és változtatható munkatérfogat,
- direkt (közvetlen) és elővezérelt (közvetett) kivitel
- térfogatállíthatóság,
- nyomás szabályozás,
- szerszámgépek számára fejlesztették ki:
 - kis veszteségi teljesítmény miatt!

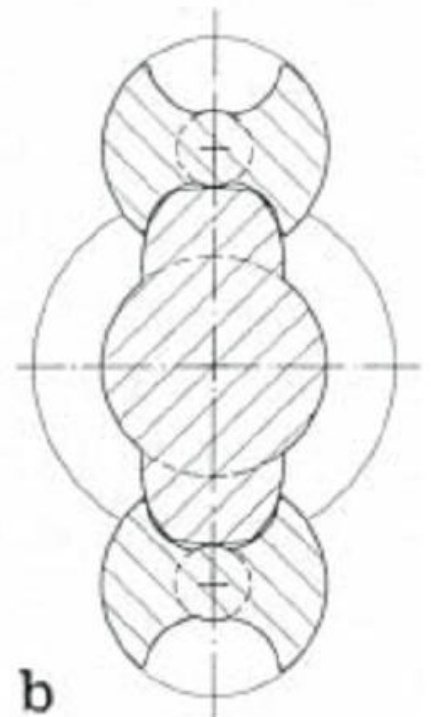
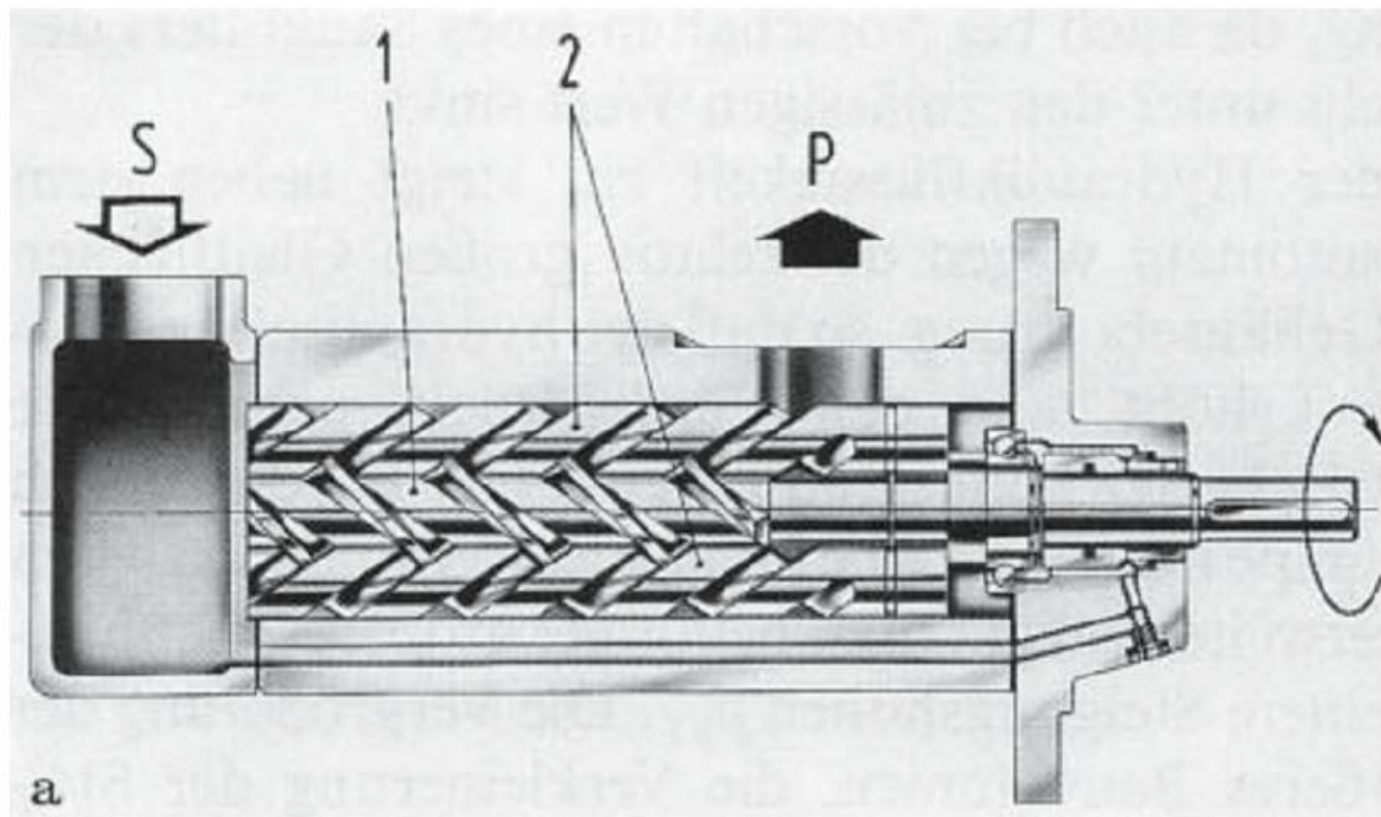
Csavarorsós szivattyú

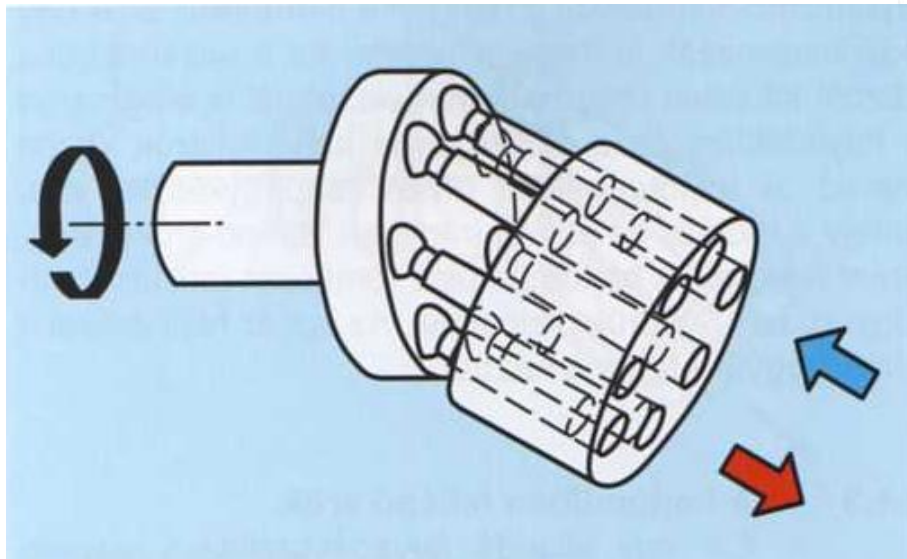


Fontos jellemzők:

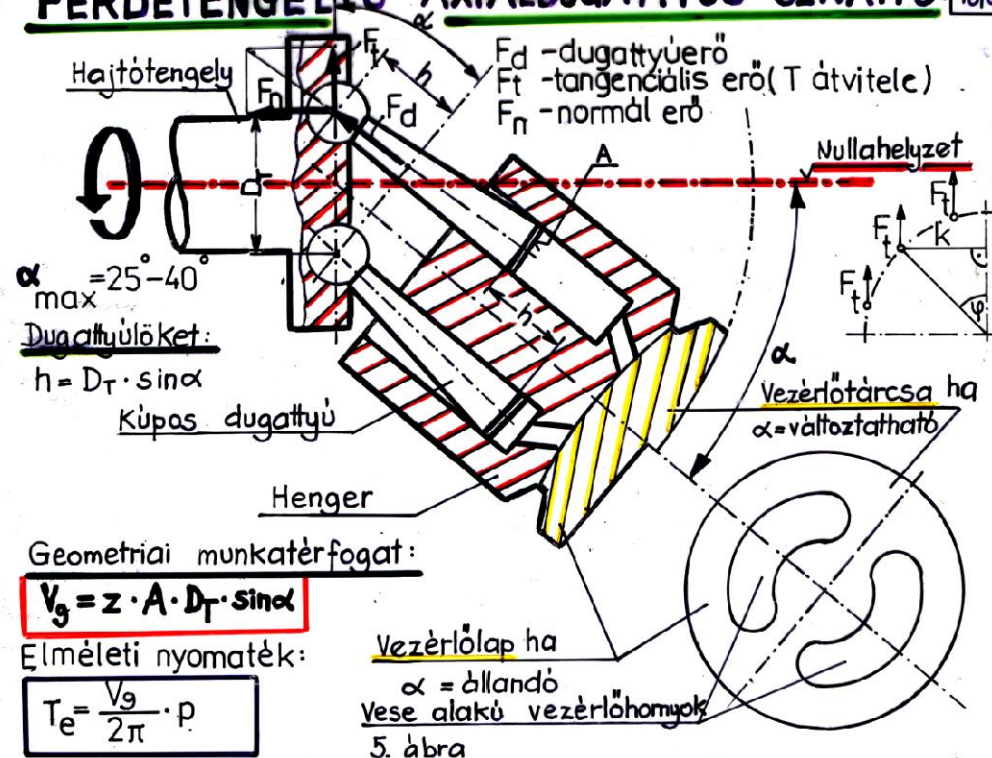
Kiszorított térfogat	15–3500 cm ³
Üzemi nyomás	200 bar-ig
Fordulatszám-tartomány	1000–3500 min ⁻¹

Csavarorsós szivattyú

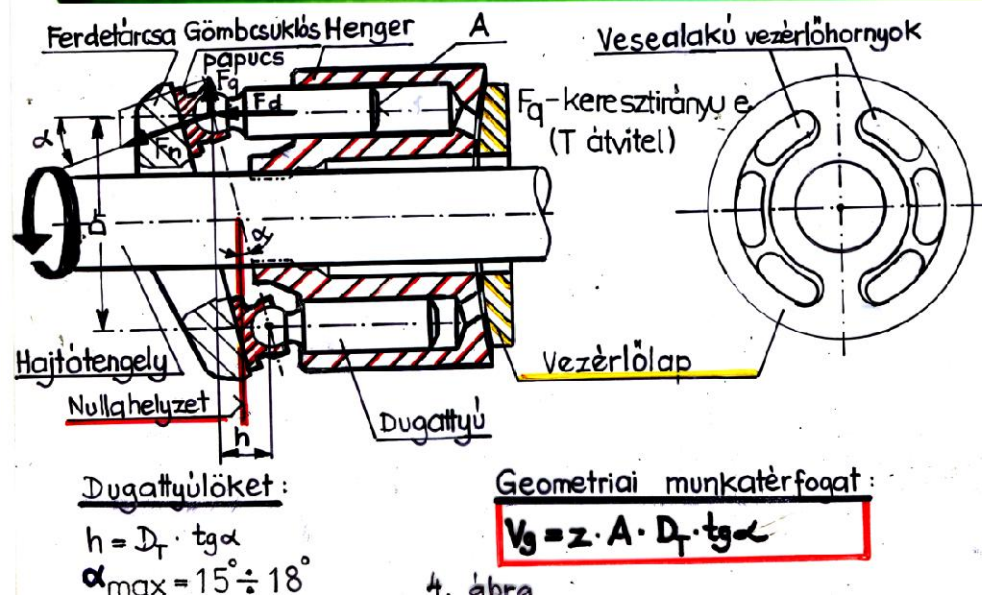
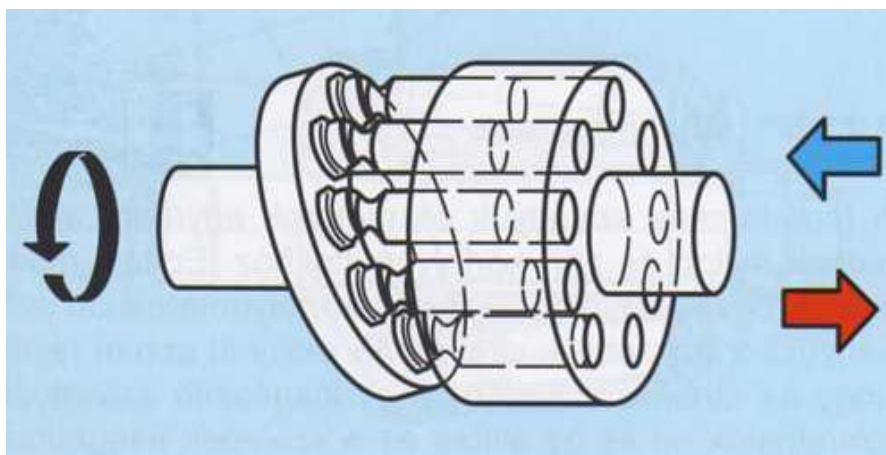




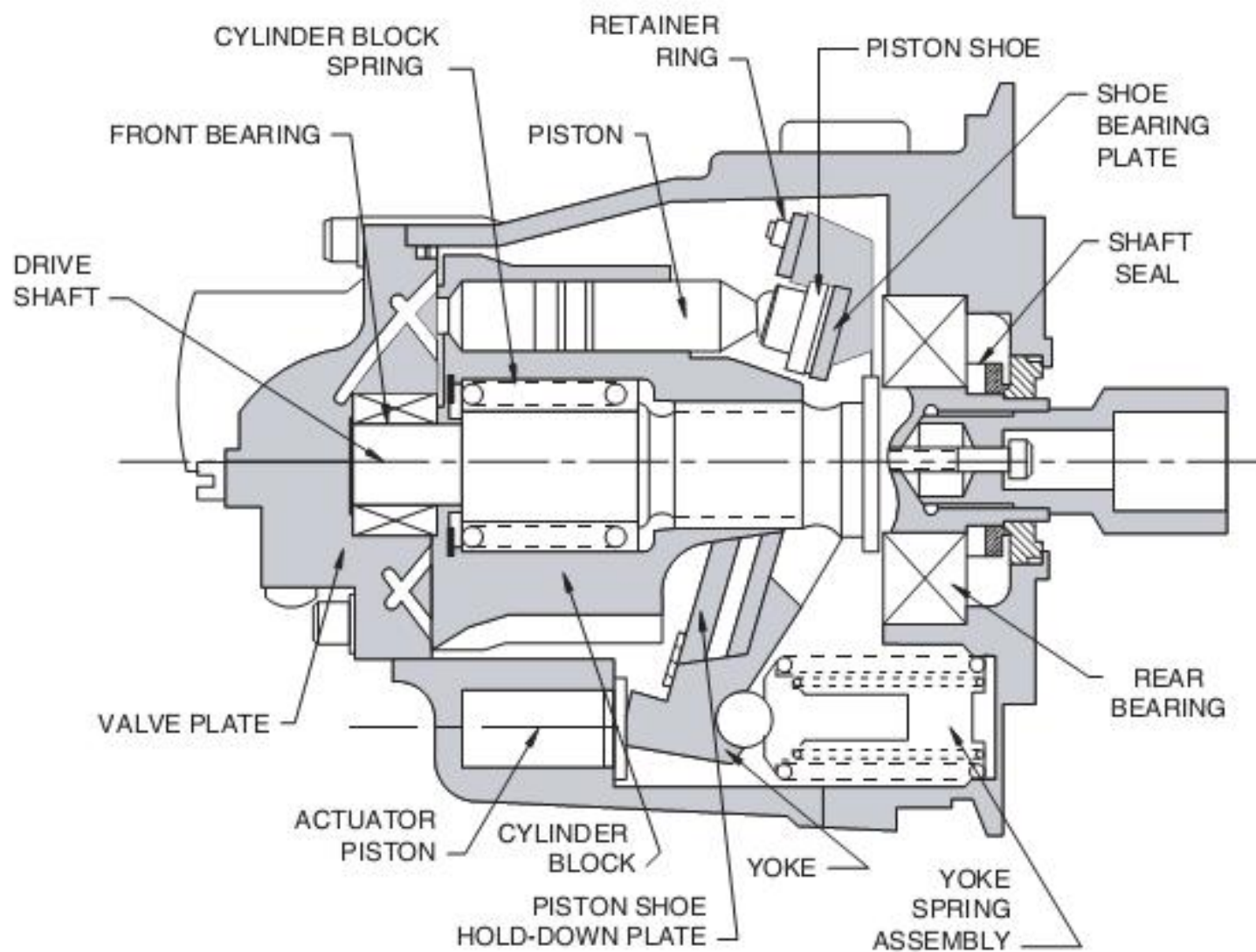
FERDETENGELŐ AXIÁLDUGATTYÚS SZIVATTU: (10/a)



FERDETÁRCSÁS AXIÁLDUGATTYÚS SZIVATTU:

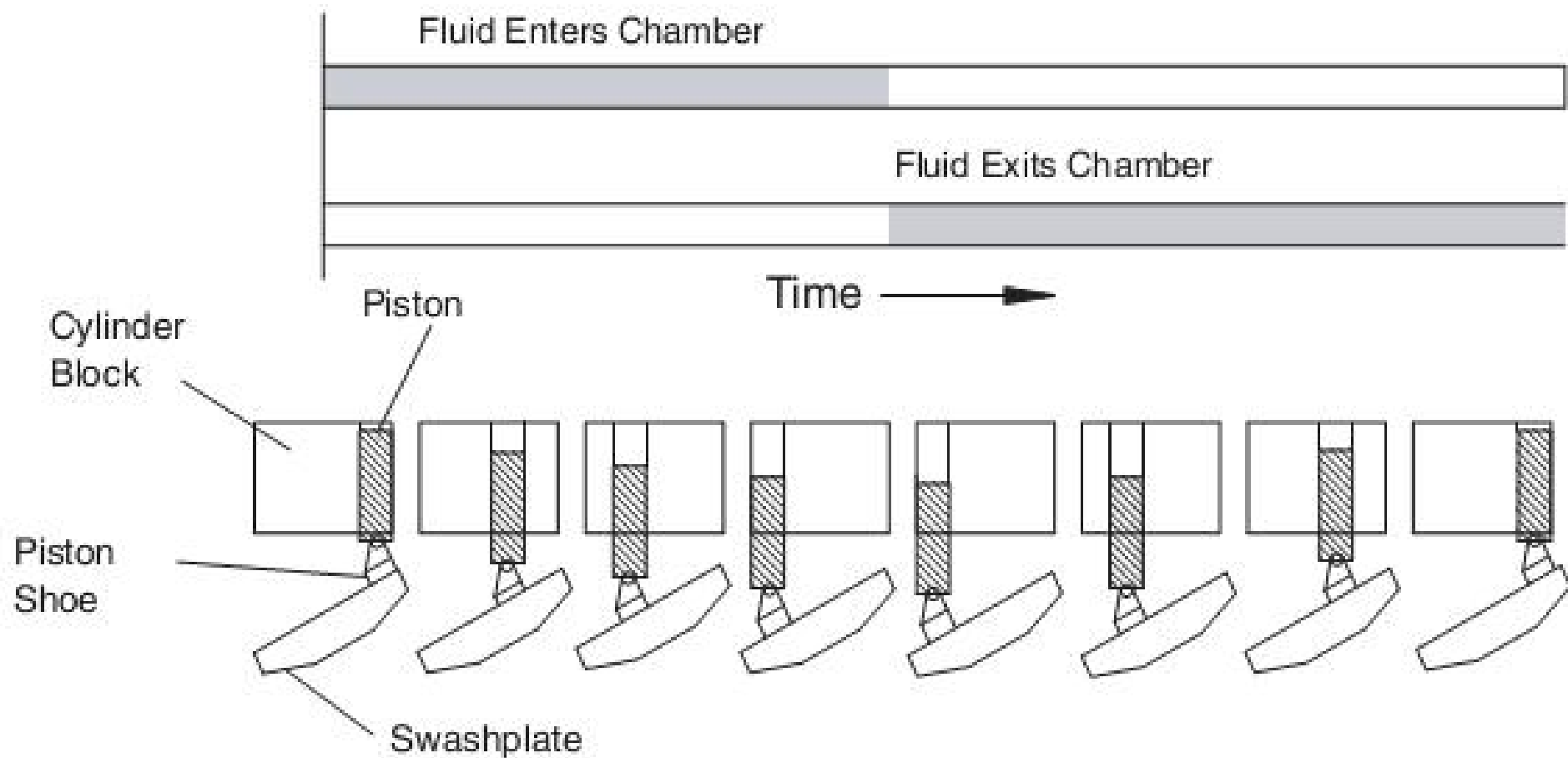


Ferdetárcsás axiáldugattyús szivattyú

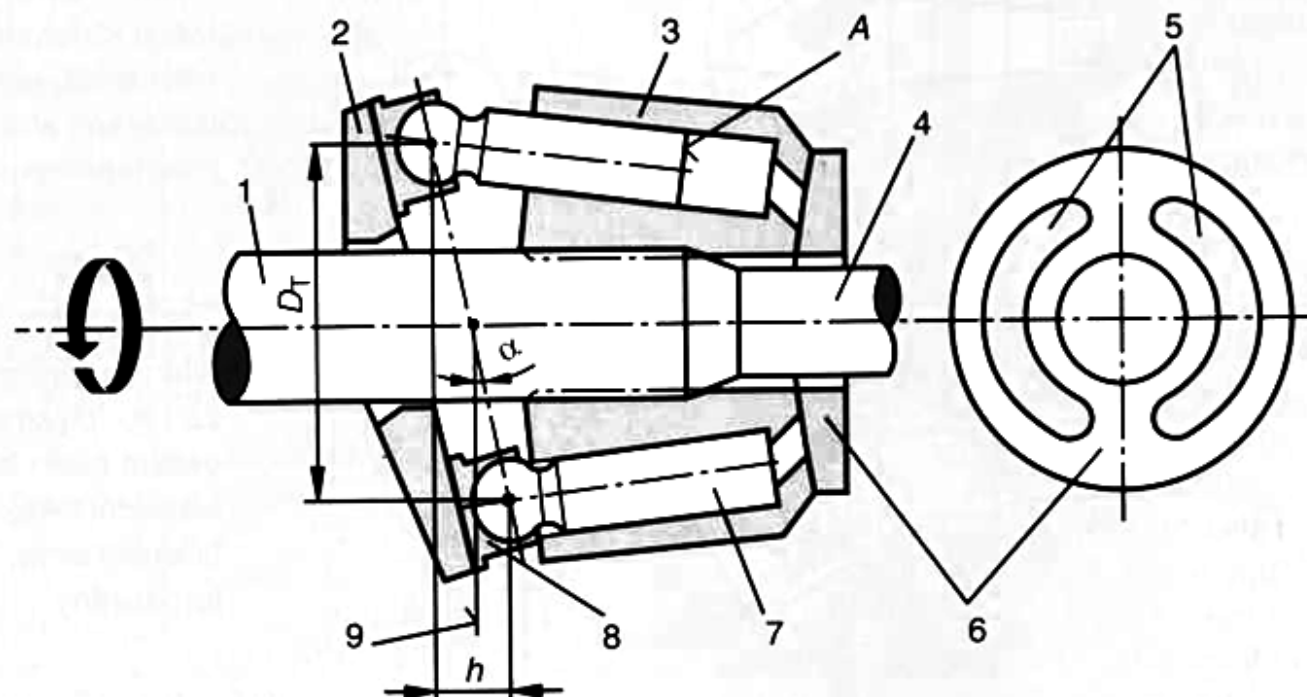


Axiáldugattyús szivattyú

Folyadékszállítás a dugattyúhelyzet szerint (1 teljes körülfordulás)



A ferde tárcsa elve



- 1 Hajtótengely
- 2 Ferde tárcsa (billenő himba)
- 3 Henger
- 4 Áthajtás
- 5 Vese alakú vezérlőhornyok
- 6 Vezérlőtárcsa
- 7 Dugattyú
- 8 Csúszósaru
- 9 0-helyzet

$$h = D_T \times \tan \alpha$$

$$V_g = x \times A \times h$$

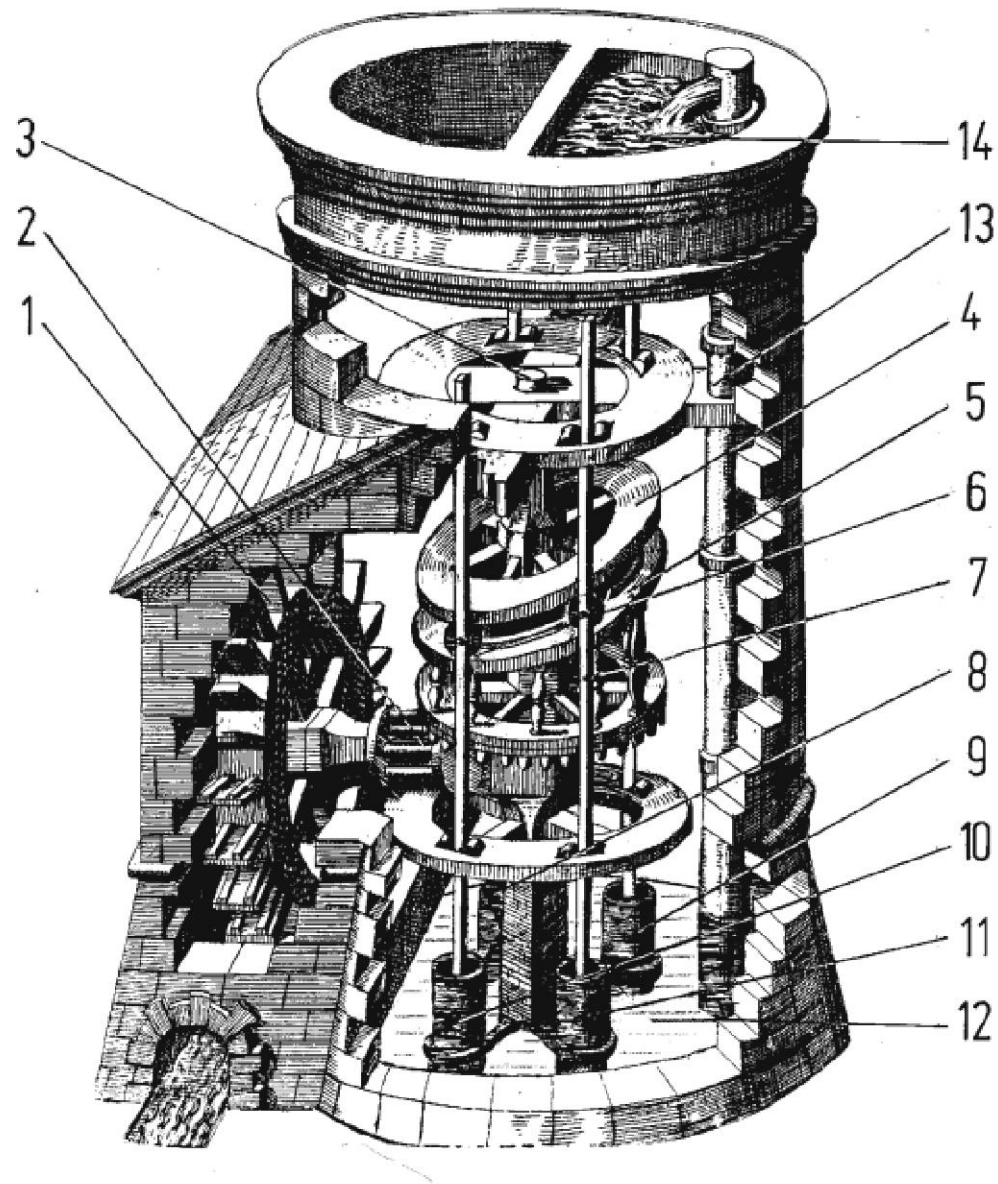
$$V_g = x \times A \times D_T \tan \alpha$$

h = dugattyúlökét
 A = dugattyúfelület
 D_T = osztókör-átmérő
 $\alpha = 0^\circ$ -nál
 α = billenési szög (pl. 15°)
 V_g = geometriai löketérfogat
 x = dugattyúk száma (pl. 9)

Ferdetárcsás axiáldugattyús szivattyú

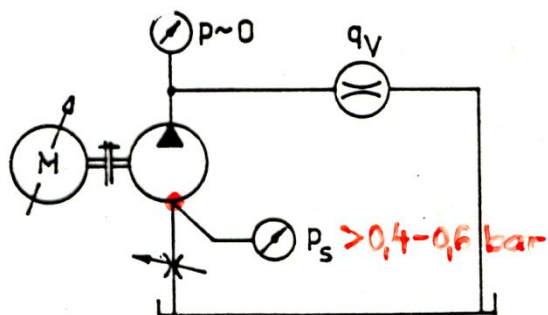


Axiáldugattyús szivattyú, egykor



Axialkolbenpumpe zur Wasser-
förderung, 1588 von Ramelli be-
schrieben

Szívóági (abszolút) nyomás: $\geq 0.4 \dots 0.6$ bar.



Kavitáció veszély a szívóágban...

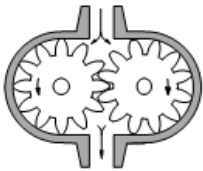
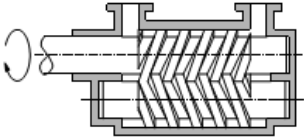
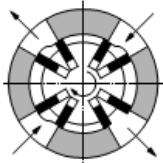
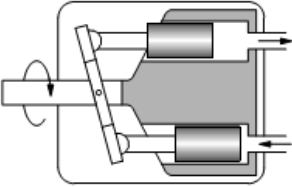
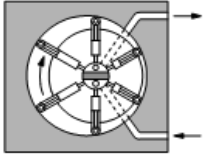
A zárt körfolyamú üzemben

$n_{\text{zárt}} = (1,25 \dots 1,5) \cdot n_{\text{nyit.}}$. Mert a körfolyam segédzivattyúval előfeszített.

Szivattyú típus		Rexroth jelölés	Munka- tér fogat [cm ³]	$P_{\text{max}} > P_{\text{növl}}$ [bar]	Fordulatsz. tartomány [1/min]	Pul- záció	Zaj	össz- hatásf. %
Állandó munkatért. $V_g = \text{átl.}$	Fogaskerék	Külső- fogazású	G2	250	500-5000			85
		G3	3-100	250	500-5000			90
		G4		250	500-5000			
	Belsőfog.		GM	25-50	210	900-1800		90
	Lapátos		V2	10-36	175	900-3000		86
	Radiáldug.		R4	0,4-20	700	1000-3400		90
Változtatható munkatért. $V_g \neq \text{átl.}$	Axiáldugattyús (Ferdetengelyű)		A2FO	10-250	450	1500-3150		92
			A2F	200-1000	400	950-1800		92
			KFA2FO	45-63	350	2000-2240		92
	Lapátos		V3	12-63	100	1000-1800		85
			V4	20-125	160	750-2000		85
			V5	8-63	70	900-1800		85
	Axiáldugattyús	Ferde- tárcsás	A4V	28-250	450	500-4250*		91
			A4VSO	28-250	450	500-4250*		91
			A4VSG	28-250	450	500-4250*		91
			A10VO	28-100	315	1000-3000		91
			A10VSO	28-100	315	1000-3000		91
		Ferde- tengelyű	A2V	250-1000	400	500-2500*		92
			A7VO	20-1000	400	500-4100		92
			A7V	20-1000	400	500-4100		92
			A8VO	28-107	400	500-3150		92

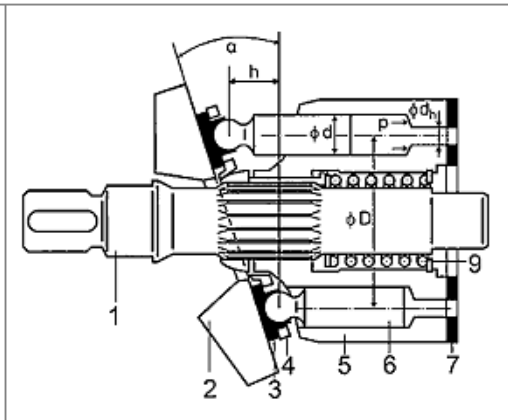
jó
 jobb
 nagyon jó
 kitűnő

* zárt körfolyam

	Types of design	Speed range r.p.m.	Displacement volume (cm ³)	Nominal pressure (bar)	Total efficiency
	Gear pump, externally toothed	500 – 3500	1.2 – 250	63 – 160	0.8 – 0.91
	Gear pump, internally toothed	500 – 3500	4 – 250	160 – 250	0.8 – 0.91
	Screw pump	500 – 4000	4 – 630	25 – 160	0.7 – 0.84
	Rotary vane pump	960 – 3000	5 – 160	100 – 160	0.8 – 0.93
	Axial piston pump	 – 3000 750 – 3000 750 – 3000	100 25 – 800 25 – 800	200 160 – 250 160 – 320	0.8 – 0.92 0.82 – 0.92 0.8 – 0.92
	Radial piston pump	960 – 3000	5 – 160	160 – 320	0.90

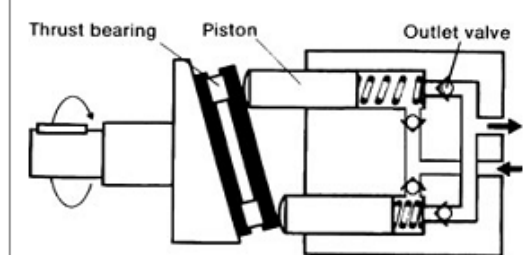
No.	Pump Type and Typical Data	Illustration
1	Axial piston pump (bent axis) Depending on the inclination angle, the pistons move within the cylinder bores when the shaft rotates. $V_g = 2-3600 \text{ cc}$ $n = 500-5000 \text{ rpm}$ $p_{\max} = 400 \text{ bar}$ $V_g = \frac{\pi}{4} d^2 D z \sin \alpha$	

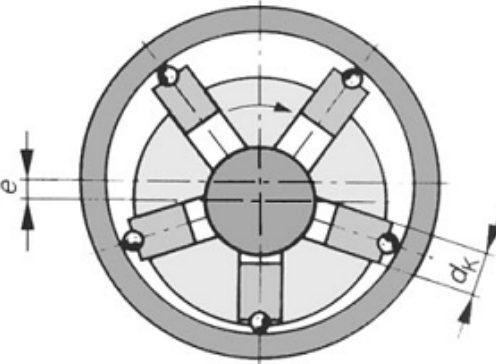
- 2 **Axial piston pump**
(swash plate type)
- The pistons rotate with the cylinder block, supported by the swash plate. The swash plate angle determines the piston stroke.
- $V_g = 2-600 \text{ cc}$
 $n = 500-4500 \text{ rpm}$
 $p_{\max} = 400 \text{ bar}$
 $V_g = \frac{\pi}{4} d^2 D z \tan \alpha$

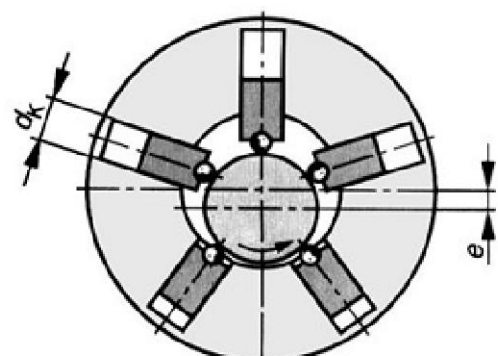


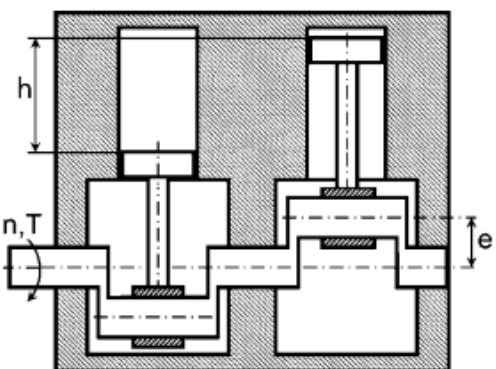
3	Axial piston pump (swash plate type, inclined pistons) $V_g = 8-300 \text{ cc}$ $n = 500-3500 \text{ rpm}$ $p_{\max} = 350 \text{ bar}$ $V_g = \frac{\pi}{8} d^2 D z \sin(\alpha)$ $\times \left\{ \frac{1}{\cos(\varphi - \alpha)} + \frac{1}{\cos(\varphi + \alpha)} \right\}$	
---	---	--

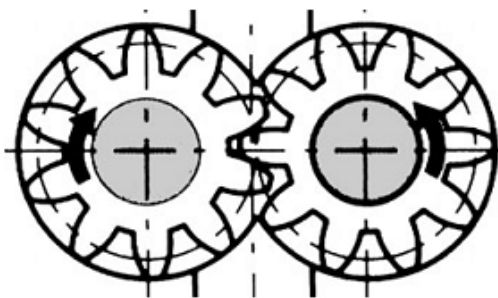
- 4 **Axial piston pump**
(rotating swash plate type, wobble plate)
- $p_{\max} = 630 \text{ bar}$
 $V_g = \frac{\pi}{4} d^2 D z \tan \alpha$



5	Radial piston pump (eccentric cam ring) The pistons rotate within the rigid cam ring. The eccentricity, e , causes the radial motion of the pistons. $V_g = 0.5\text{--}20 \text{ cc}$ $n = 500\text{--}2000 \text{ rpm}$ $p_{\max} = 400 \text{ bar}$ $V_g = \frac{\pi}{2} d_k^2 e z$	
----------	---	--

6	Radial piston pump (eccentric shaft, valve type) The rotating eccentric shaft produces a radial motion of the pistons. $V_g = 0.5\text{--}200 \text{ cc}$ $n = 500\text{--}2000 \text{ rpm}$ $p_{\max} = 780 \text{ bar}$ $V_g = \frac{\pi}{2} d_k^2 e z$	
----------	--	---

7	Radial piston pump (with crank shaft) $V_g = 500\text{--}4000 \text{ cc}$ $n = 500\text{--}2000 \text{ rpm}$ $p_{\max} = 1200 \text{ bar}$ $V_g = \frac{\pi}{4} d^2 h z$ $h = 2e$	
----------	--	---

8	External gear pump Volume is created between gears and housing. $V_g = 0.4\text{--}1200 \text{ cc}$ $n = 300\text{--}4000 \text{ rpm}$ $p_{\max} = 250 \text{ bar}$ $V_g = 2\pi b m^2 (z + \sin^2 \gamma)$	
----------	--	--

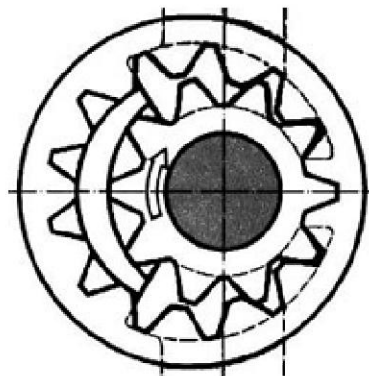
9 Internal gear pump

Volume is created between gears, the crescent sealing element, and housing.

$$V_g = 0.4\text{--}350 \text{ cc}$$

$$n = 500\text{--}2000 \text{ rpm}$$

$$p_{\max} = 350 \text{ bar}$$

**10 Gerotor**

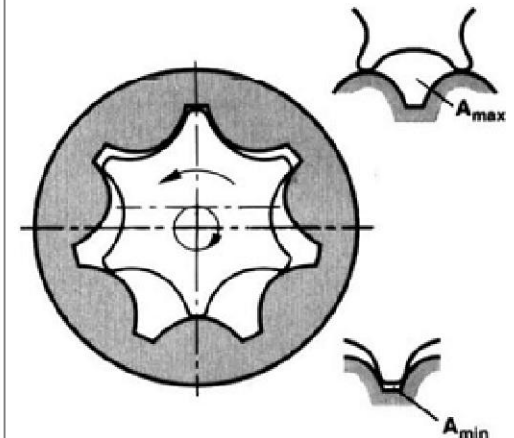
The inner rotor has one less tooth than the outer (internally toothed) element. The rotor moves in a planetary motion.

$$V_g = 50\text{--}350 \text{ cc}$$

$$n = 500\text{--}2000 \text{ rpm}$$

$$p_{\max} = 100 \text{ bar}$$

$$V_g = bz(A_{\max} - A_{\min})$$

**11 Screw pump**

The displacement chamber is formed between the threads and housing.

$$V_g = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)s - D^2$$

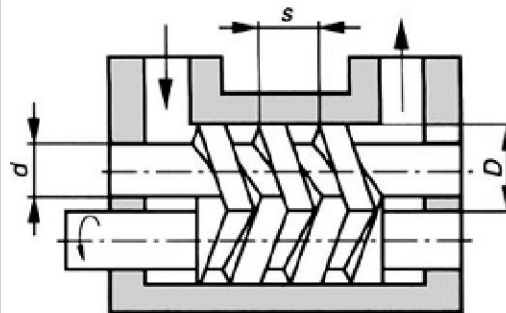
$$\times \left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{2} \right) s$$

$$\text{with } \cos(\alpha) = (D + d)/2D$$

$$V_g = 2\text{--}1500 \text{ cc}$$

$$n = 500\text{--}3500 \text{ rpm}$$

$$p_{\max} = 200 \text{ bar}$$

**12 Vane pump**

(two strokes per revolution, pressure balanced)

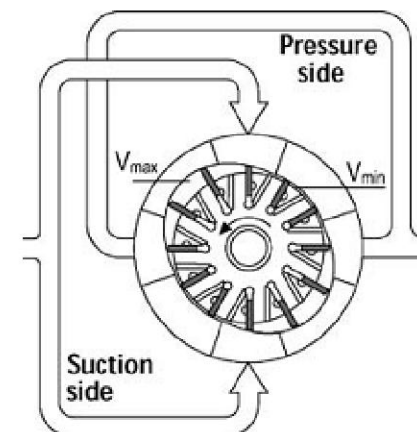
Volume is created between the rotor, stator (cam ring), and vanes.

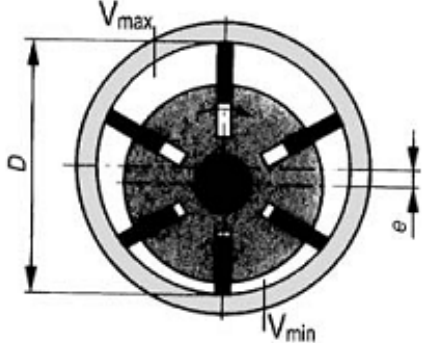
$$V_g = 10\text{--}500 \text{ cc}$$

$$n = 500\text{--}2500 \text{ rpm}$$

$$p_{\max} = 200 \text{ bar}$$

$$V_g = 2(V_{\max} - V_{\min})z$$



13	Vane pump (single stroke per revolution, pressure un-balanced) Volume is created between the rotor, stator (cam ring), and vanes. $V_g = 10\text{--}150\text{ cc}$ $n = 1000\text{--}3500\text{ rpm}$ $p_{\max} = 100\text{ bar}$ $V_g = z(V_{\max} - V_{\min})$	
----	---	---

Szivattyú kiválasztás szempontok

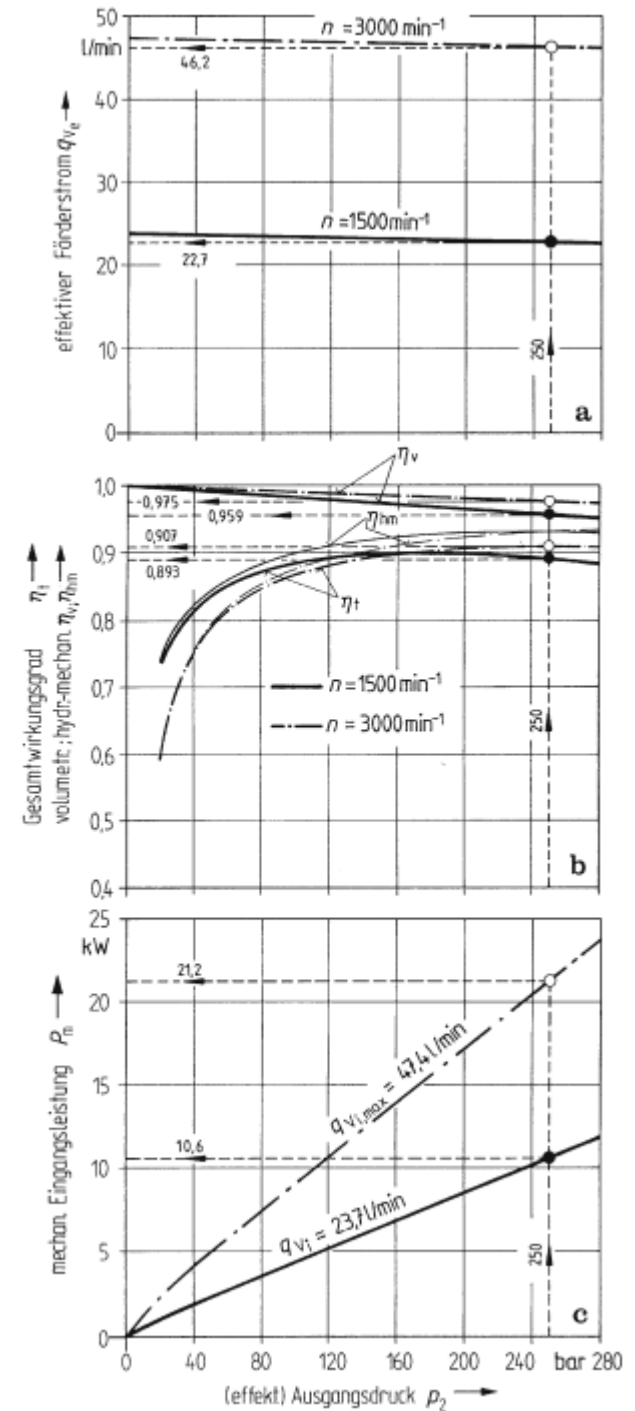
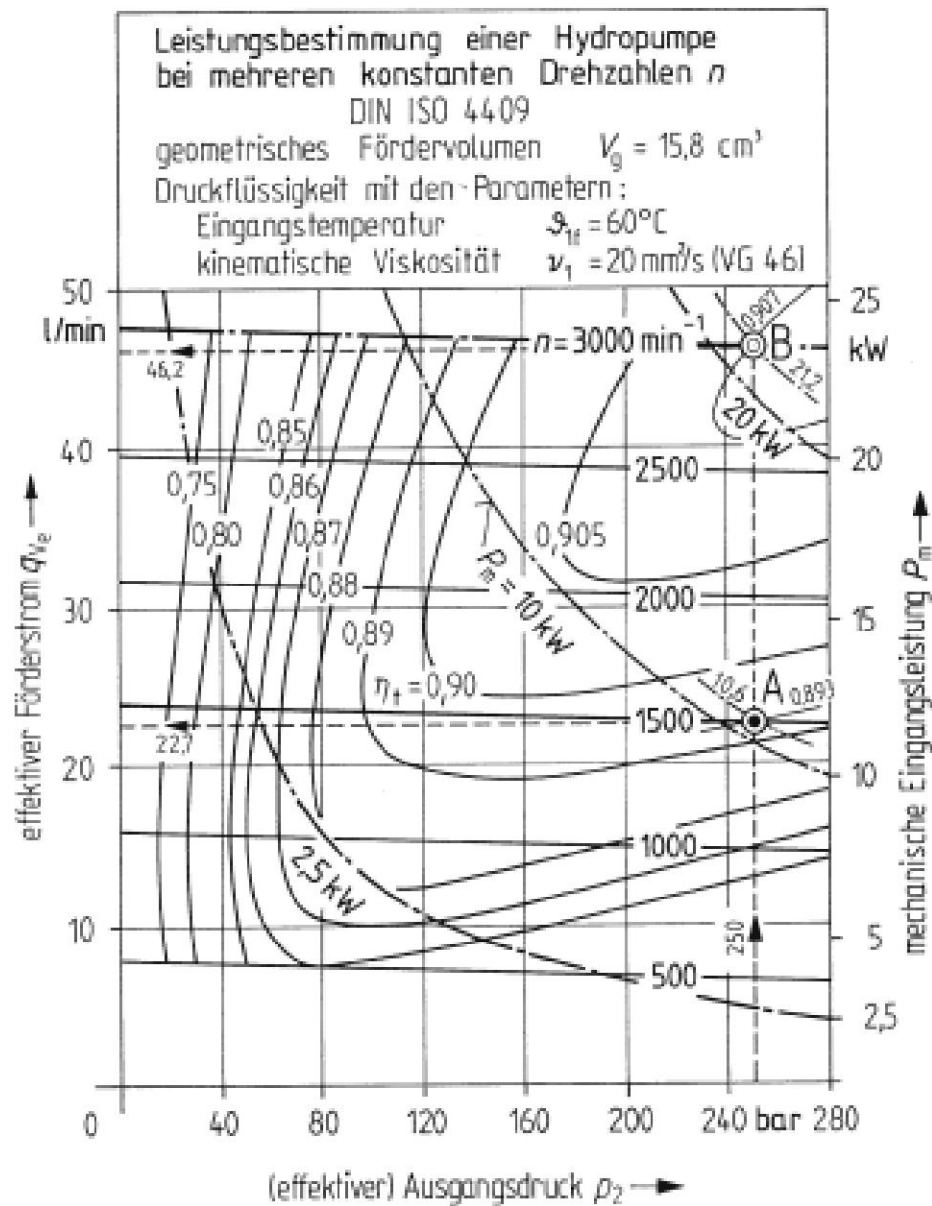
- munkaközeg,
- a megkívánt nyomástartomány,
- a szükséges fordulatszám-tartomány,
- a minimális és maximális üzemi hőmérséklet,
- a viszkozitás legmagasabb és legalacsonyabb értéke,
- a felszerelés lehetősége (pl. csövezés),
- a hajtás módja (pl. tengelykapcsoló),
- az elvárt élettartam,
- a maximális zajszint,
- szervizelhetőség és
- az esetleg megadott maximális ár.

Szivattyúk értékelési szempontjai

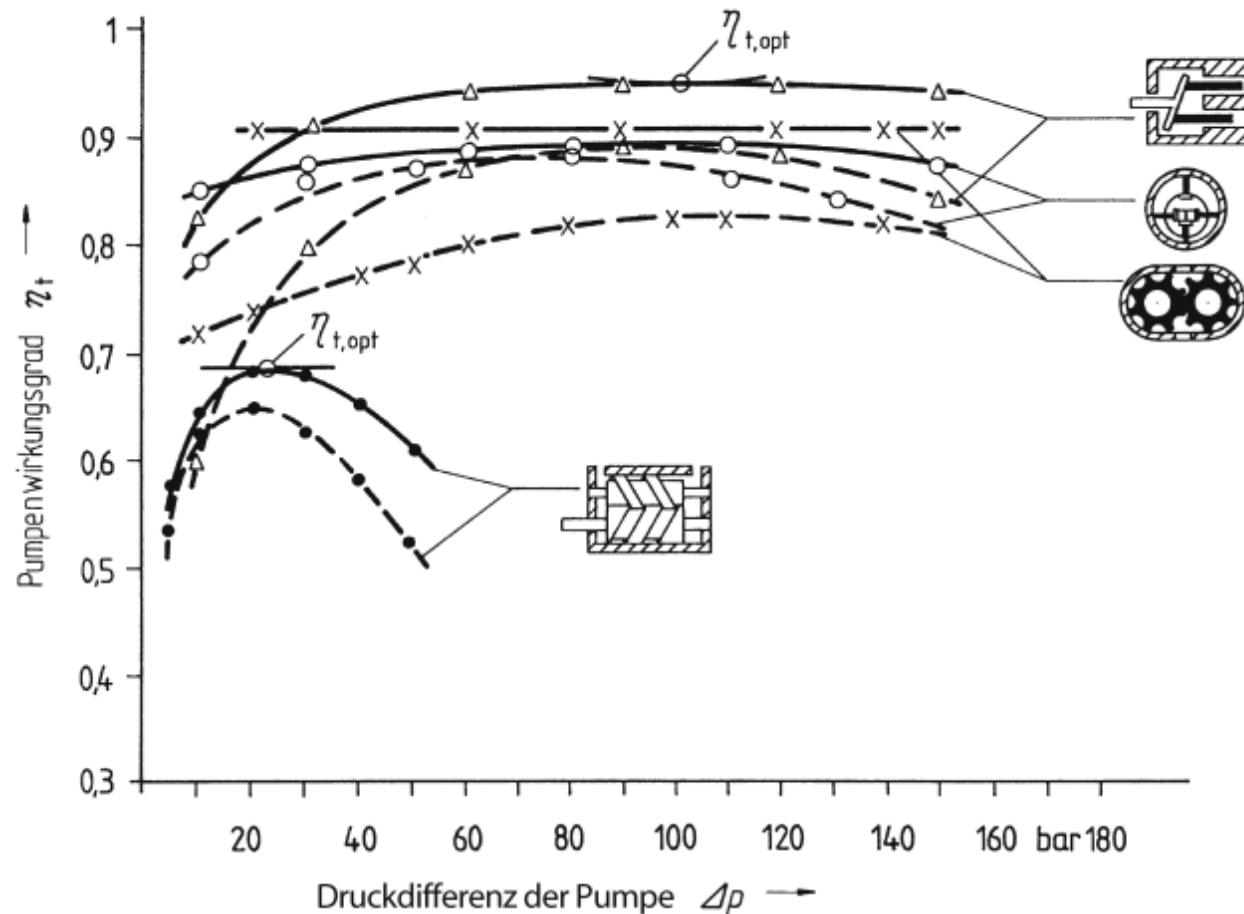
Kritérium	Típus									
	AZP	IZP	ZRP	SSP	FZPE	FZPD	RKPI	RKPA	AKPSA	AKPSS
Hasznos fordulatszám-tart.	1	2	2	2	3	3	2	2	2	2
Hasznos nyomástart.	2	2	3	3	3	3	1	1	1	1
Viszkozitás tartomány	1	2	3	1	3	3	1	1	1	1
Maximális zajszint	4	1	2	1	2	2	3	3	3	3
Élettartam	3	2	2	1	1	1	2	2	2	2
Ár	1	2	2	3	2	2	3	3	3	3
Külső fogazású fogaskerék-szivattyú = AZP Belső fogazású fogaskerék-szivattyú = IZP Fogazott gyűrűs szivattyú = ZRP Csavarorsós szivattyú = SSP Egylöketű szárnylapátos szivattyú = FZPE Duplалöketű szárnylapátos szivattyú = FZPD Radiáldugattyús szivattyú belső megtámasztással = RKPI Radiáldugattyús szivattyú külső megtámasztással = RKPA Axiáldugattyús szivattyú, ferde tengelyes = AKPSA Axiáldugattyús szivattyú, ferde tárcsás = AKPSS										

Hidraulika-szivattyúk értékelése

Szivattyú jelleggörbe (kagylódiagram)

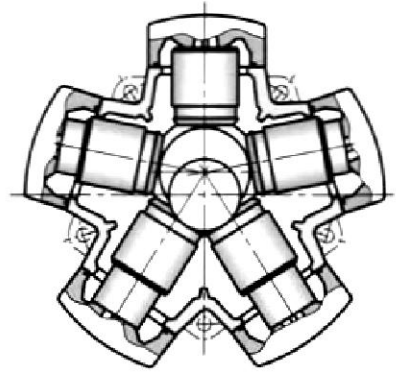


Szivattyúk összhatásfoka

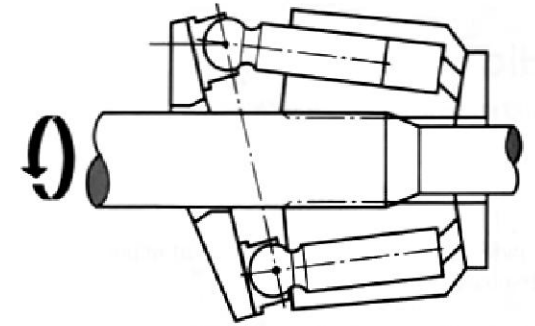


Gesamtwirkungsgrade η_t über Druckdifferenz der Pumpe Δp (η_t , Δp -Kennlinien) für verschiedene Bauarten der H-Pumpen mit einem geometrischen Fördervolumen von $V_g = (10 \dots 50) \text{ cm}^3$ bei den konstanten Drehzahlen $n = 1500/1000 \text{ min}^{-1}$ als ausgezogene/gestrichelte Kurve (Schraubenpumpe $n = 3000/1500 \text{ min}^{-1}$), einem Hydrauliköl mit kinematischer Viskosität $\nu_1 = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$ und Dichte $\rho_1 = 0,856 \text{ g/ml}$ nach Schlösser

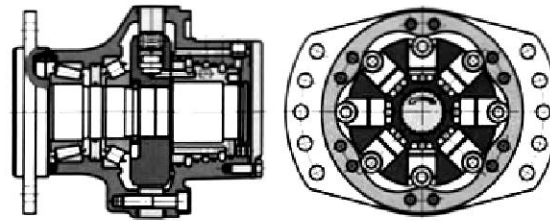
Motorok...



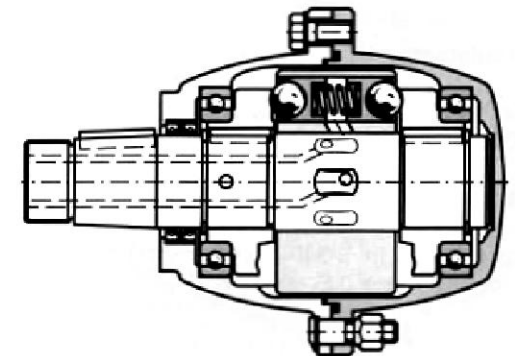
Radiáldugattyús motor belső dugattyútámasztással



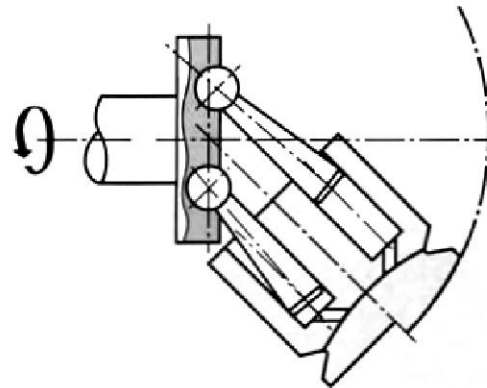
Axiáldugattyús motor ferdetárcsás kivitelben



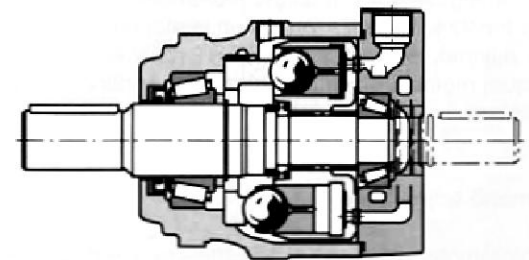
Többlöketű radiáldugattyús motor külső dugattyútámasztással



Állótengelyes többlöketű axiáldugattyús motor

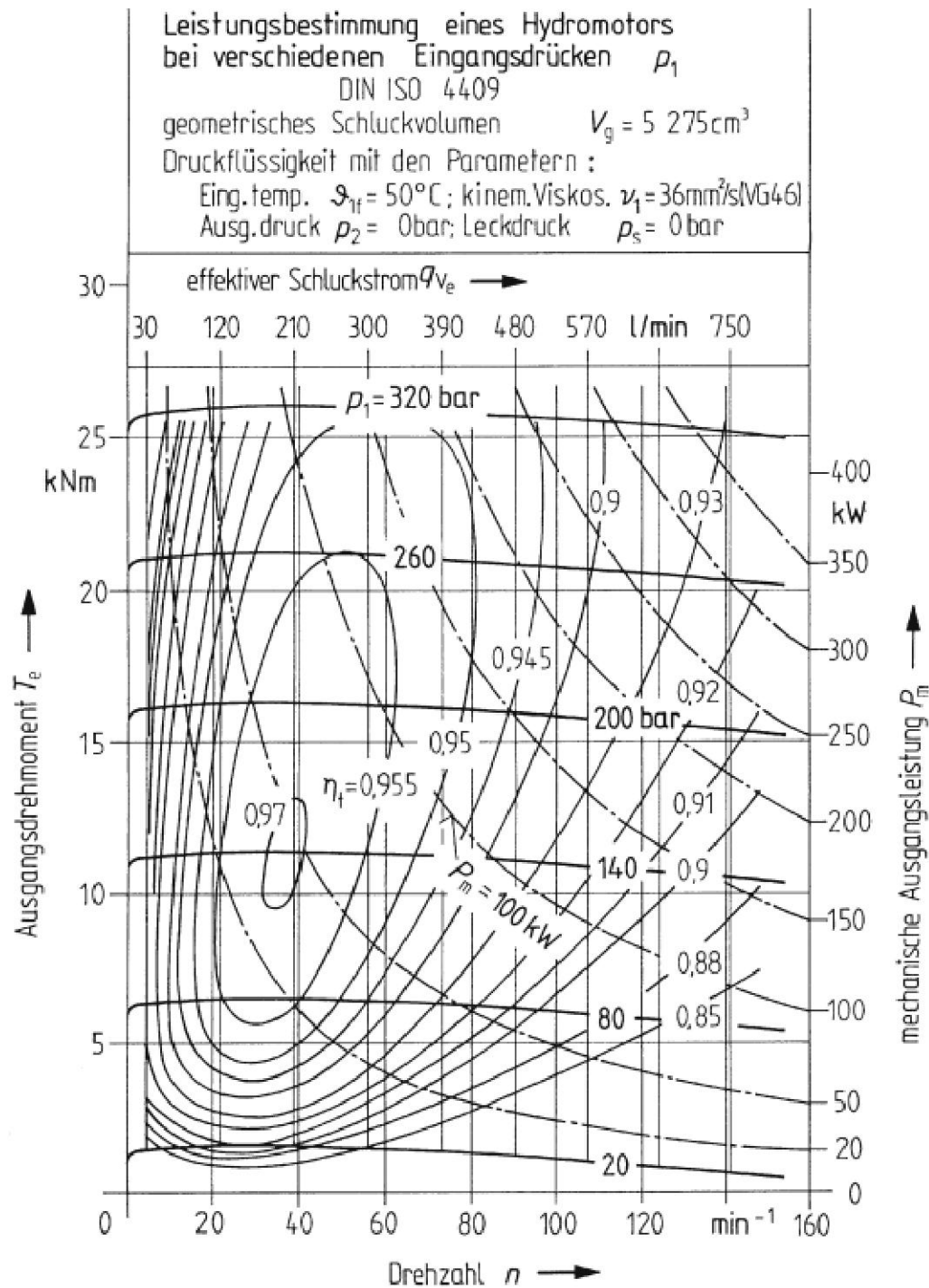


Axiáldugattyús motor ferde tengelyes kivitelben



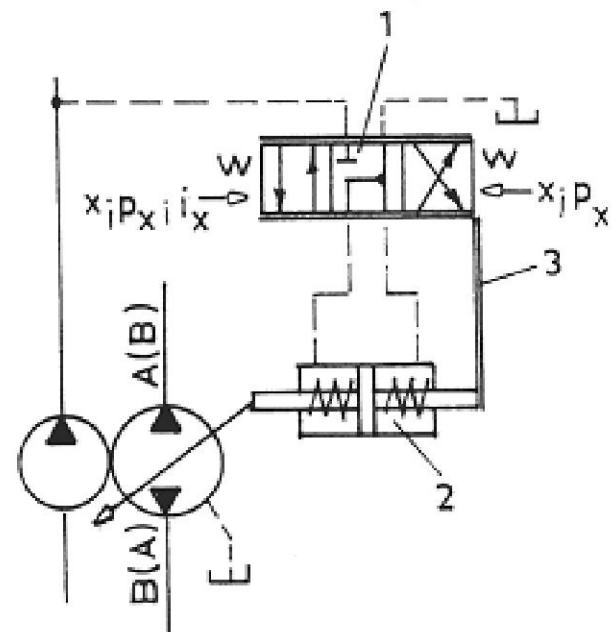
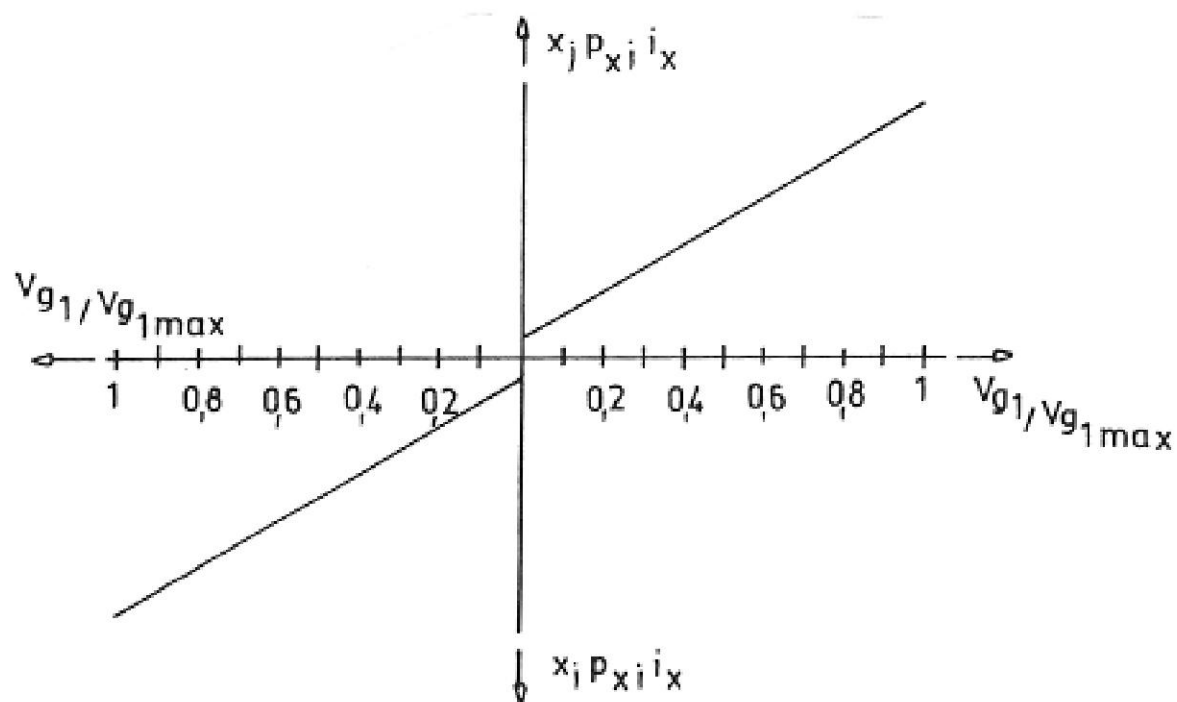
Állóházas többlöketű axiáldugattyús motor

(Rad. dugattyús) hidromotor kagylódiagram



Munkatérfogat változtatás szerint

Változtatható fajlagos munkatérfogatú... térfogat külső jel (mech., vill., pneu.) hatására *arányosan* változik.



1: arányos útváltó

Munkatérfogat változtatás szerint

A **változó** szabályzás esetén az mktérf. pillanatnyi értékét a hidr. rendsz. egy előre def. paramétere (p v. q_v) határozza meg.

Szivattyúknál a három lényeges változat:

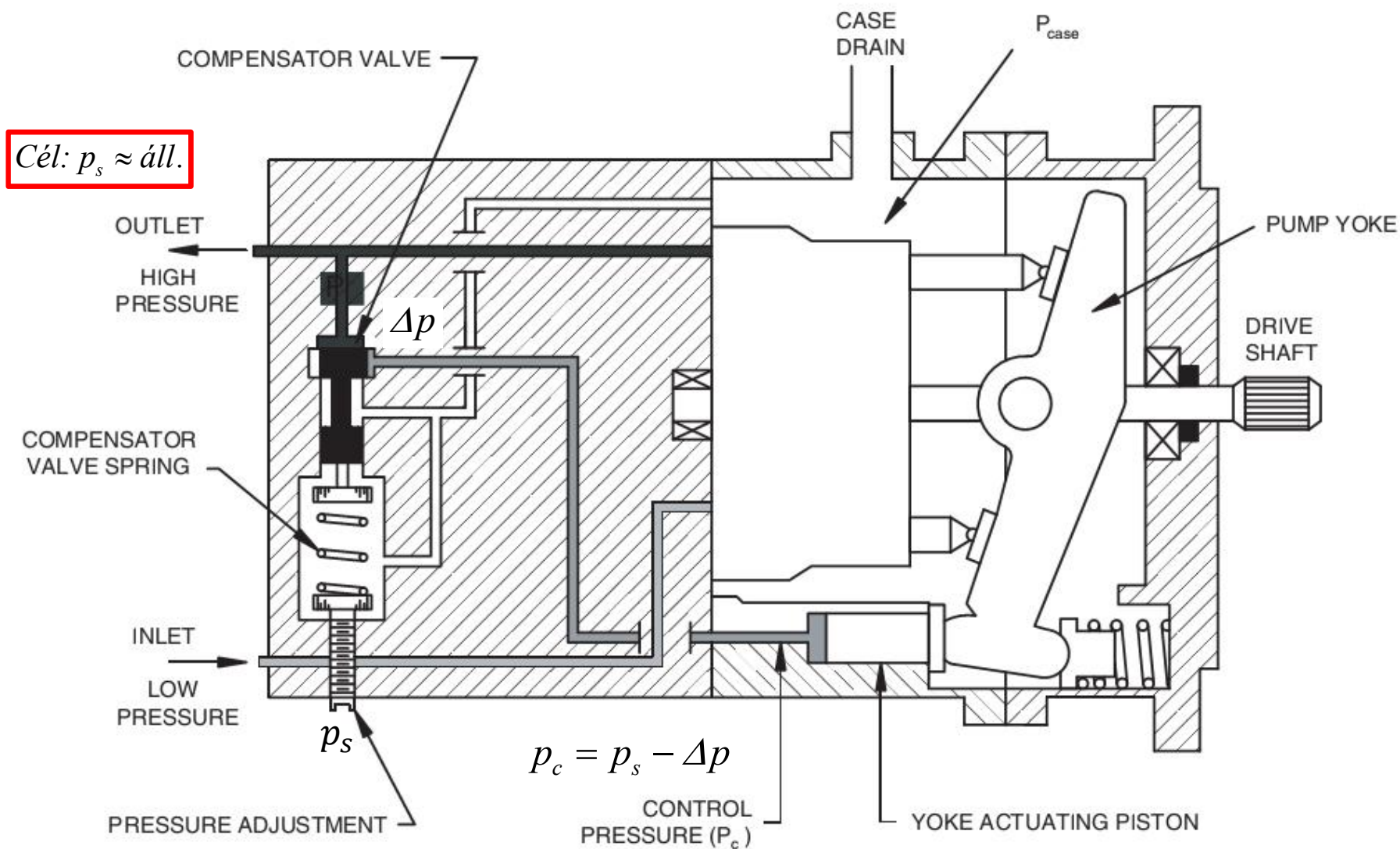
- nyomásszabályozott (egyszeres nyomás visszacsatolással)
- nyomás és térfogatáram szabályozott esetenkénti teljesítmény korláttal (kétszeres nyomás visszacsatolással)
- teljesítmény szabályozott.

Típus	SZIVATTYÚ			HIDROMOTOR		
	$V_g = \text{áll.}$	$V_g \neq \text{áll.}$ változtatható	változó	$V_g = \text{áll.}$	$V_g \neq \text{áll.}$ változtatható	változó
Csavarorsós	+					
Fogaskerekes — fogazatu külső belső	+			+		
	+			+		
Lapátos	+		+			
Radiáldugattyús	+	+	+	+		
Axiáldugattyús	+	+	+	+	+	+

Munkatérfogat változtatás szerint

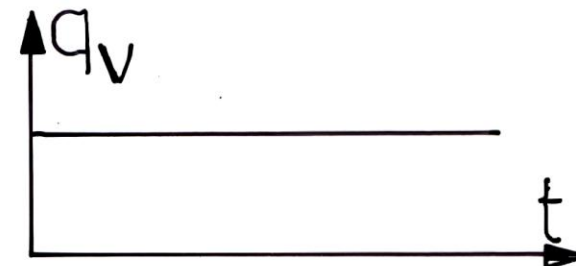
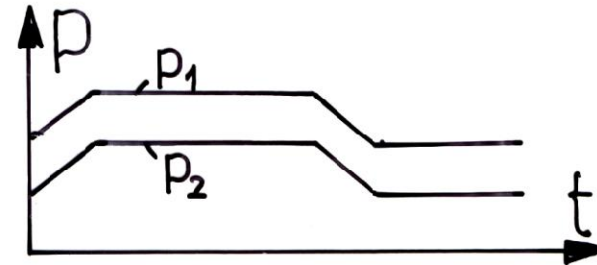
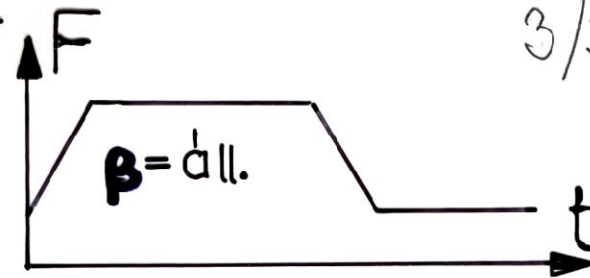
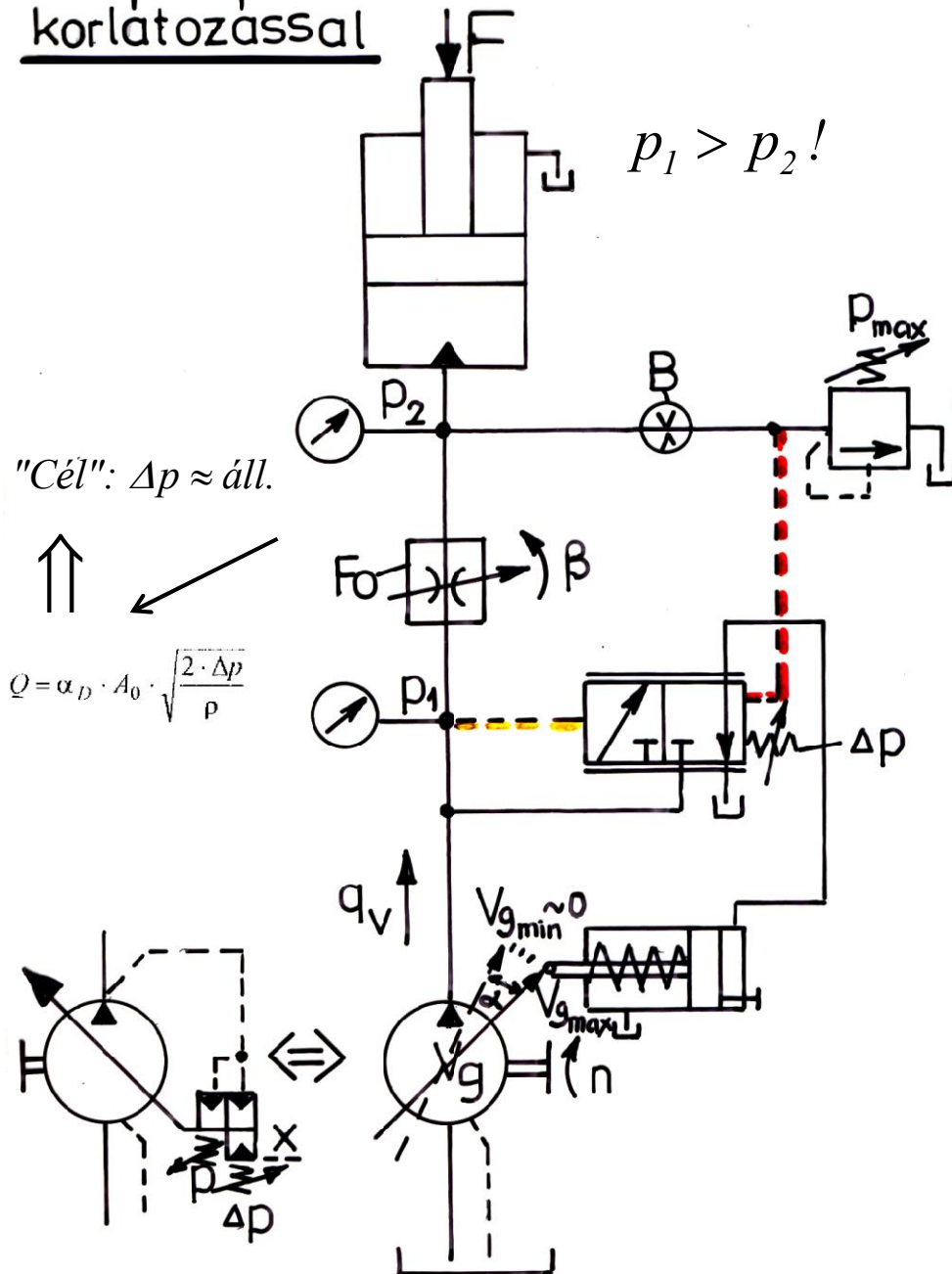
Nyomásszabályozott szivattyú:

Ha $\Delta p \rightarrow 0$ akkor $p_c \approx p_s$

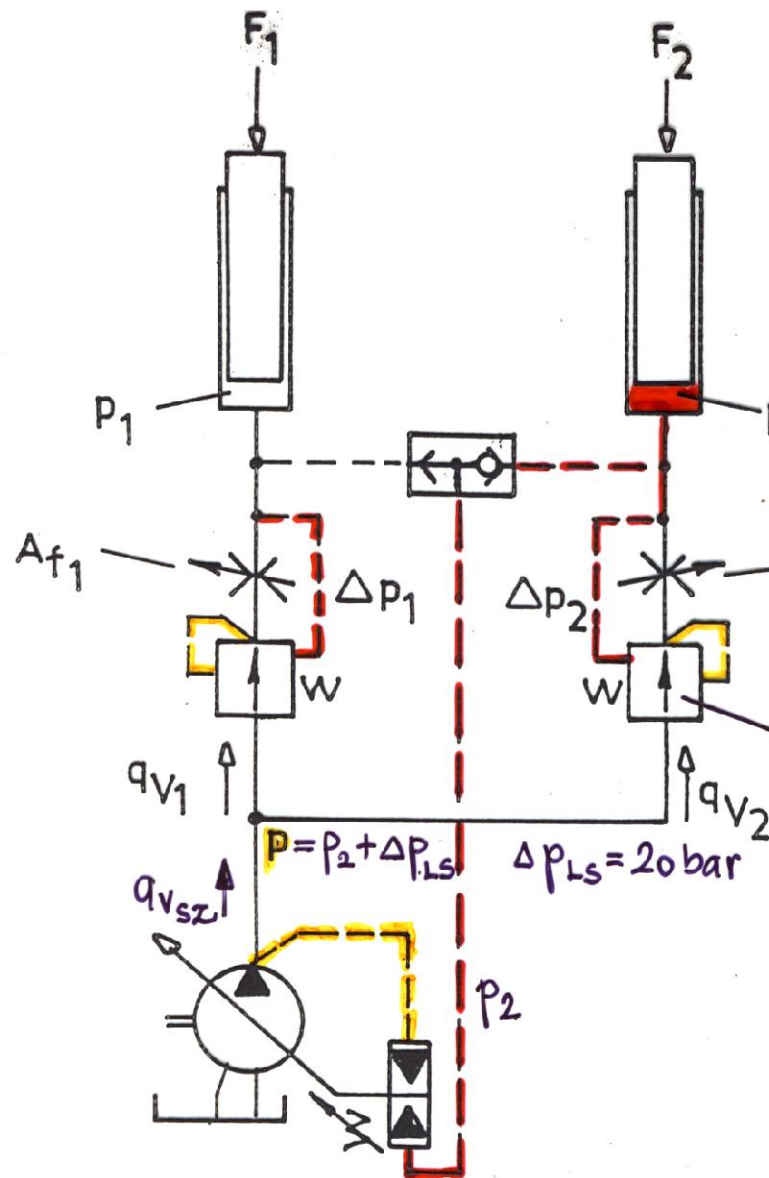


Térfogatáramszabályozás nyomás- korlátozással

3/3 ~



Load Sensing - LS



Ha $F_2 > F_1 \rightarrow$
 $P_2 > P_1$

5/4

Ha $\Sigma q_v > q_{v_{szivattyu}} \rightarrow \Delta p_1 \neq \Delta p_2$

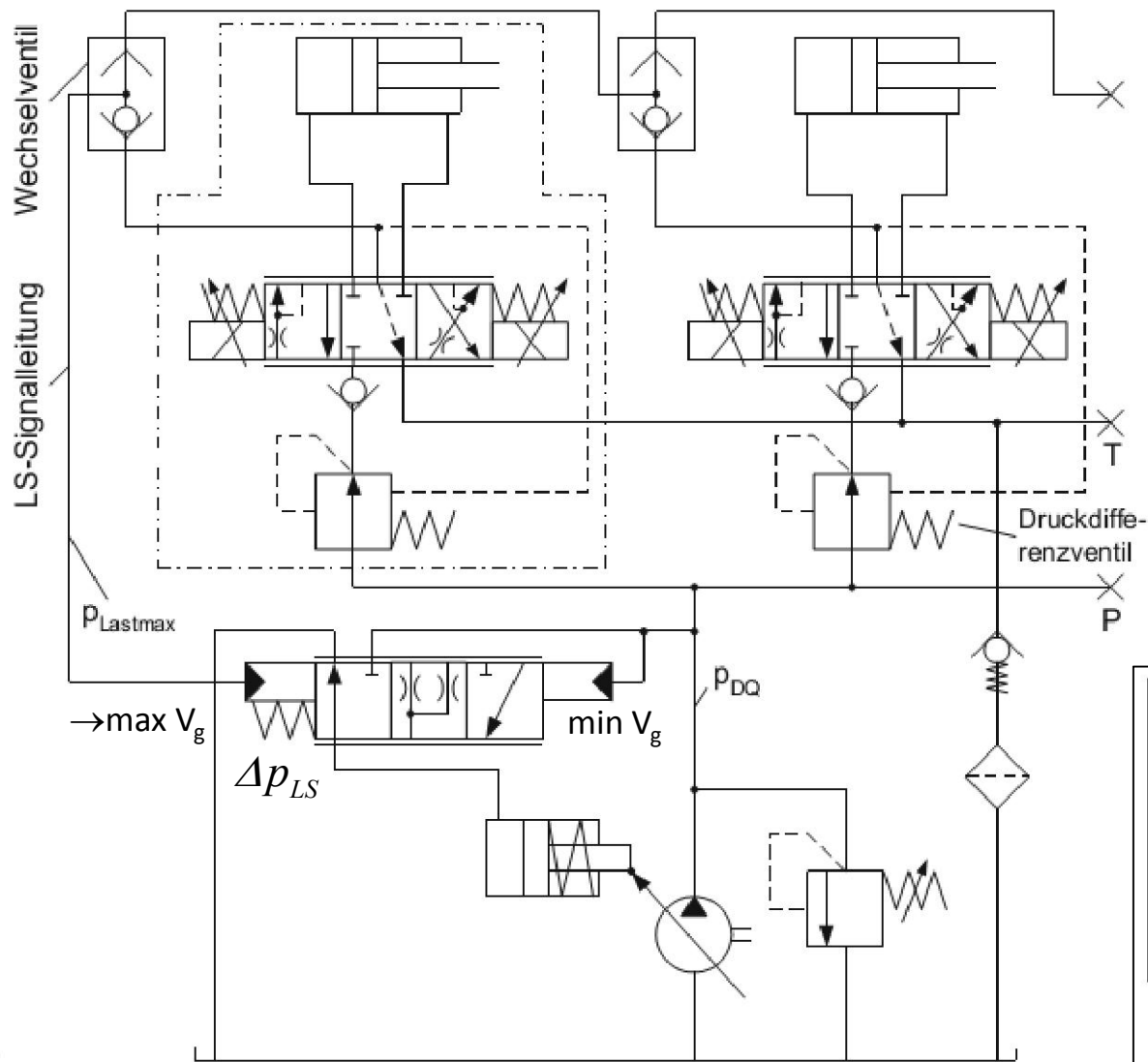
mivel $q_v = f(\Delta p; A_f)$

Eredmény:

- H_2 lelassol, esetleg leáll,
- H_1 felgyorsol

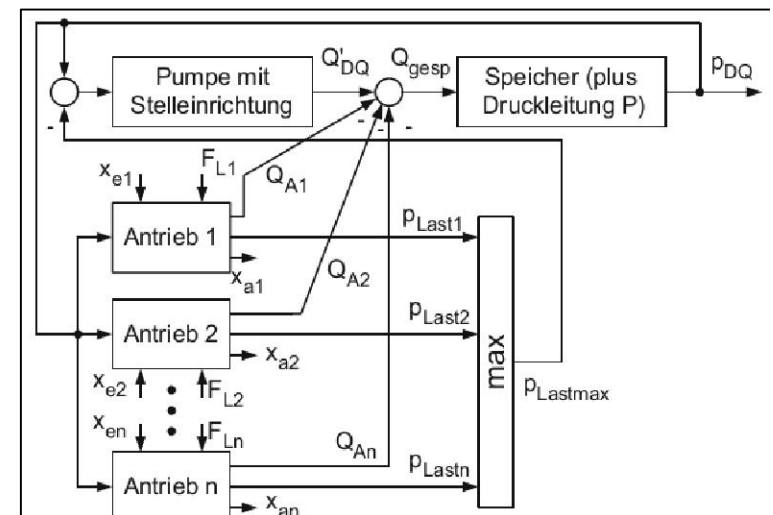
Nyomáskülönbségállandósító (rugós)

Load Sensing - LS

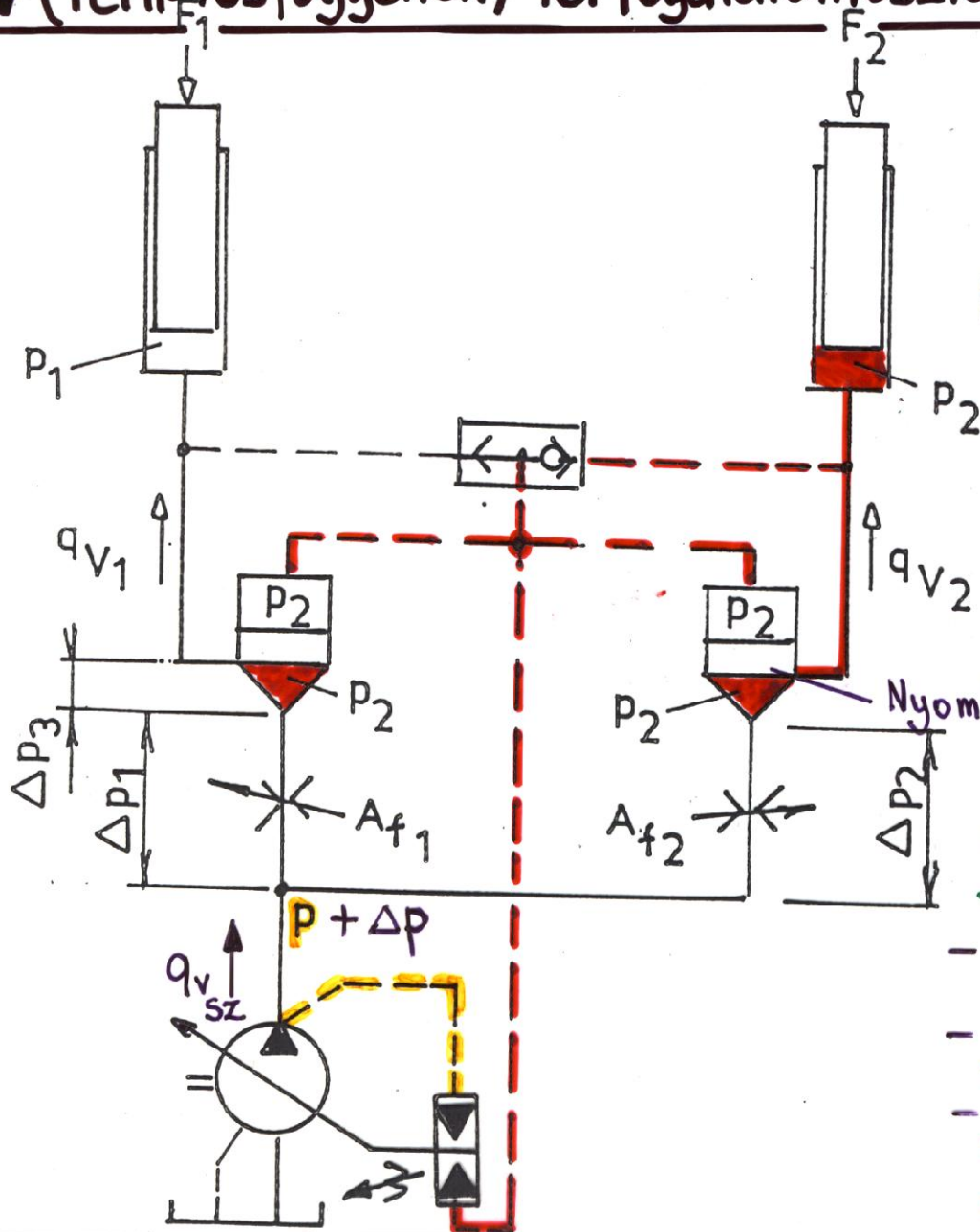


$$p_{DQ} = p_{Lastmax} + \Delta p_{LS}$$

Működési vázlat:



LUDV (terhelésfüggetlen) térfogatáramosztás:



Ha $F_2 > F_1 \rightarrow$
 $\underline{p_2 > p_1}$

Ha $\Sigma q_v > q_{vsz}$

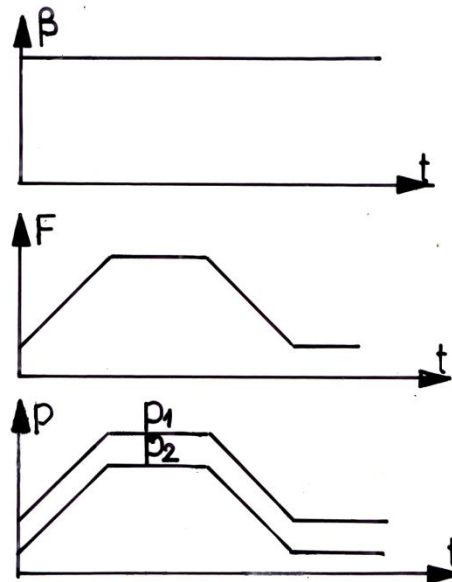
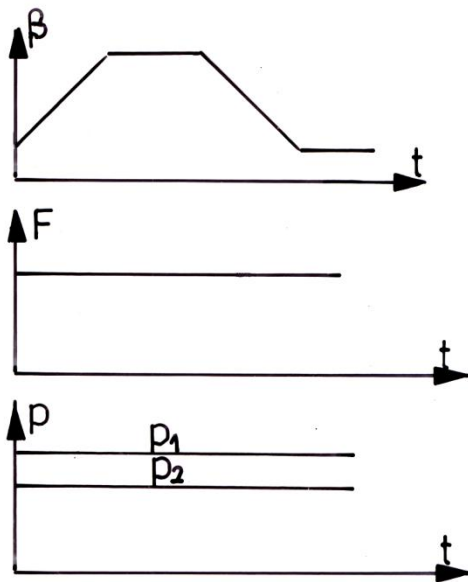
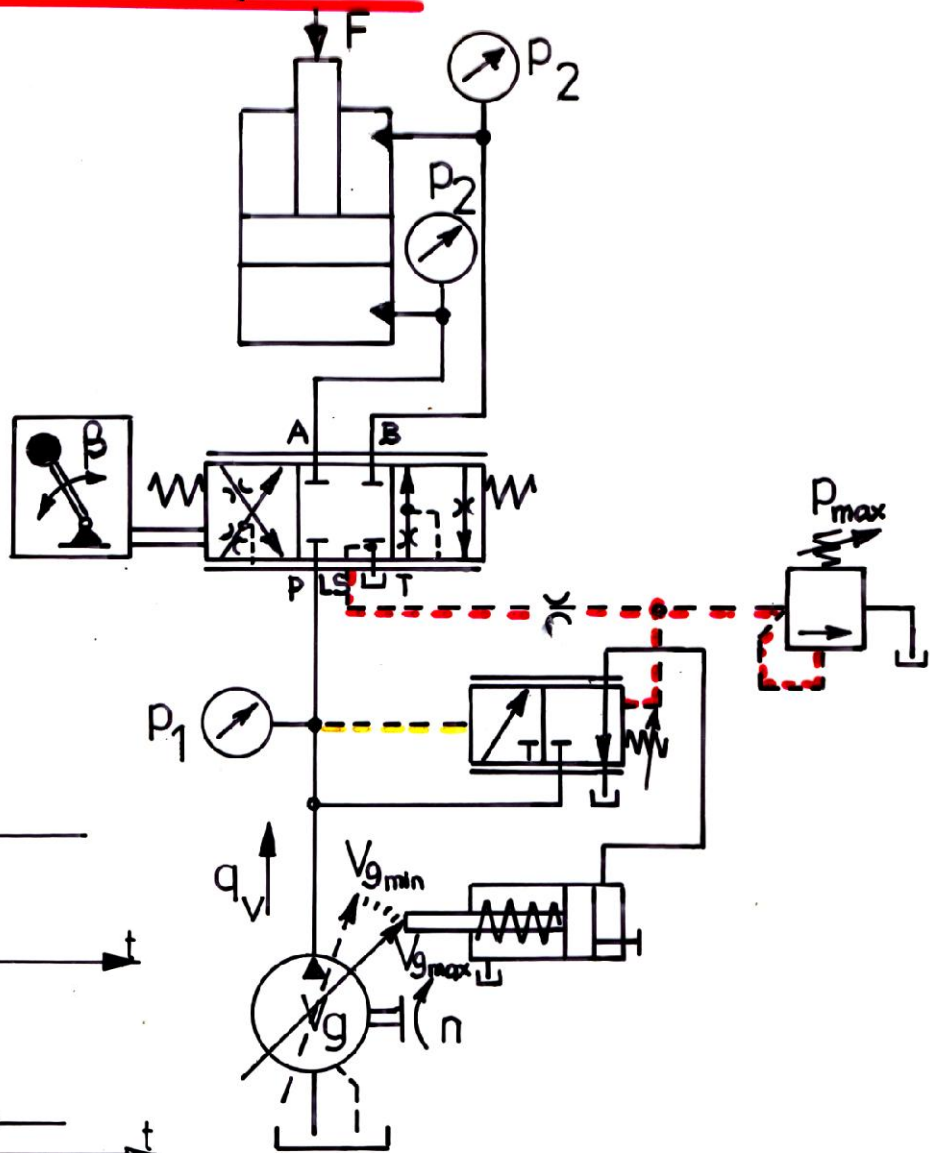
$$\left. \begin{array}{l} \Delta p_1 = p - p_2 \\ \Delta p_2 = p - p_2 \end{array} \right\} \Delta p_1 = \Delta p_2$$

Eredmény:

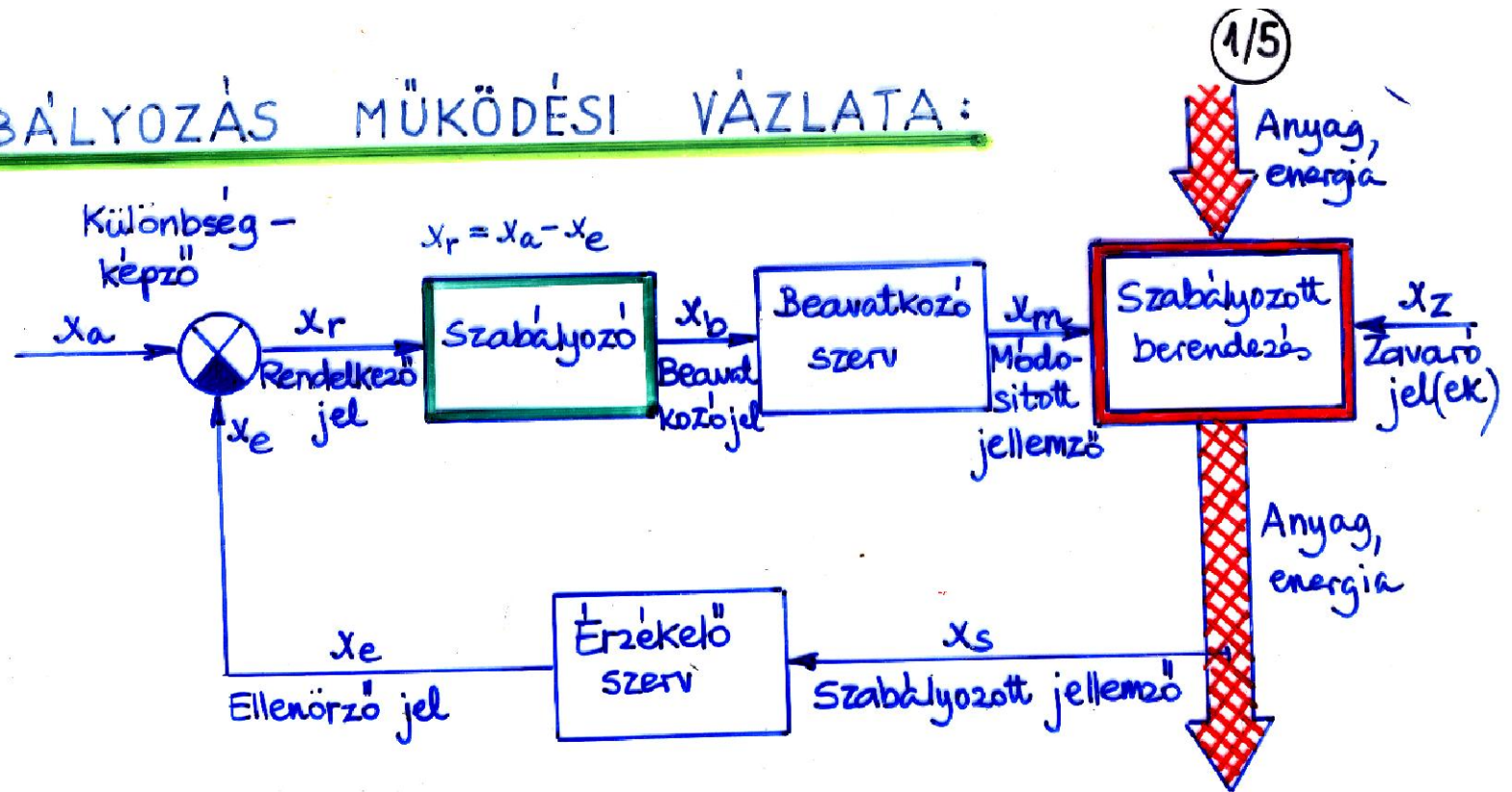
- Ha $\Sigma q_v > q_{vsz}$,
- Csökken a szivattyónyomás(p)
- Fojtókon Δp (és ezáltal q_v) egyenletesen csökken.

Load Sensing szabályozás:

Mérőfójtó az arányos útváltóban!



SZABÁLYOZÁS MŰKÖDÉSI VÁZLATA:



Szabályozás az irányításnak az a válfaja, amelyben a rendelkezés és a beavatkozás az irányítani kívánt (Szabályozott) jellemző előírt és tényleges értékének eltérése alapján, az eltéréstől függő értelemben jön létre és hatására ez az eltérés csökken. A szabályozás fő jellemzője a zárt szabályozási kör.