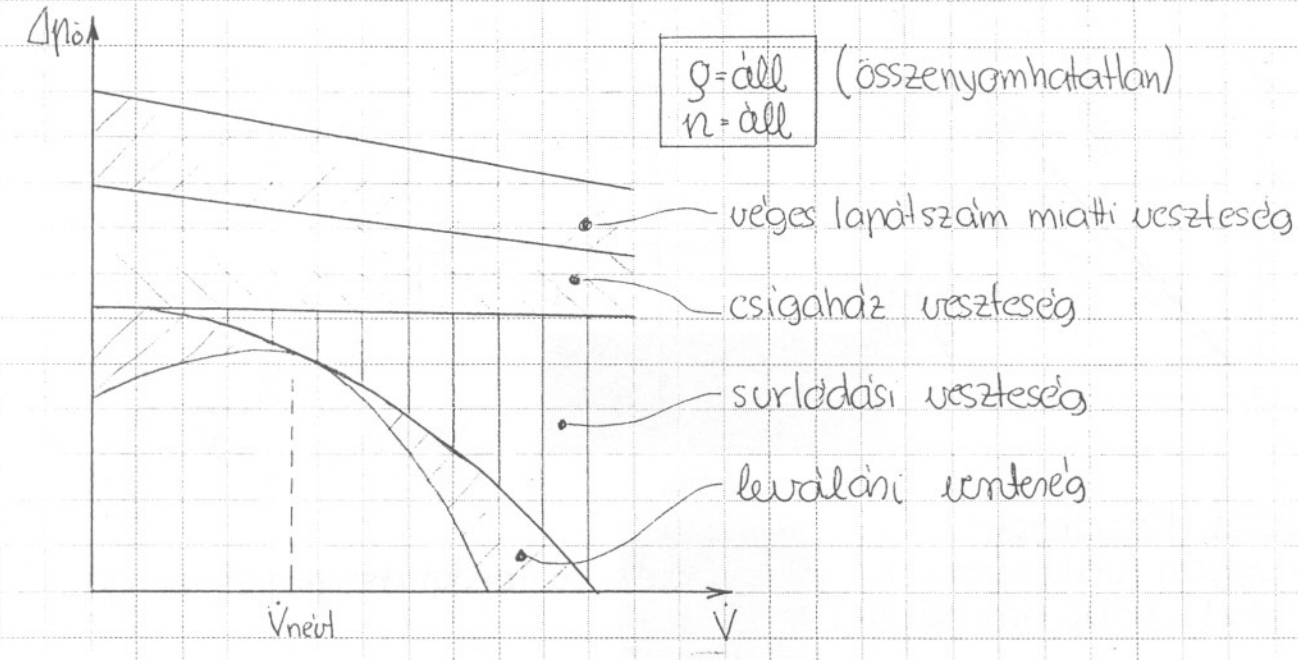
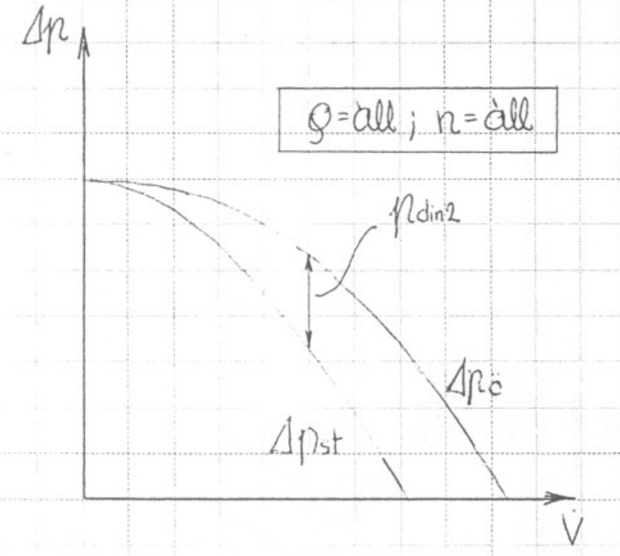
$\Delta p_ö - \dot{V}$ jelleggörbe ; ventilátorok veszteségei



$$\boxed{\begin{aligned}\Delta p_ö &= p_{ö\,nyomó} - p_{ö\,szívó}\\ \Delta p_{st} &= p_{st\,nyomó} - p_{ö\,szívó}\end{aligned}}$$

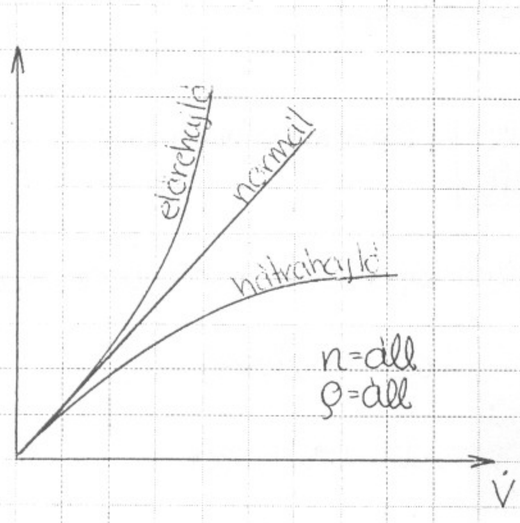


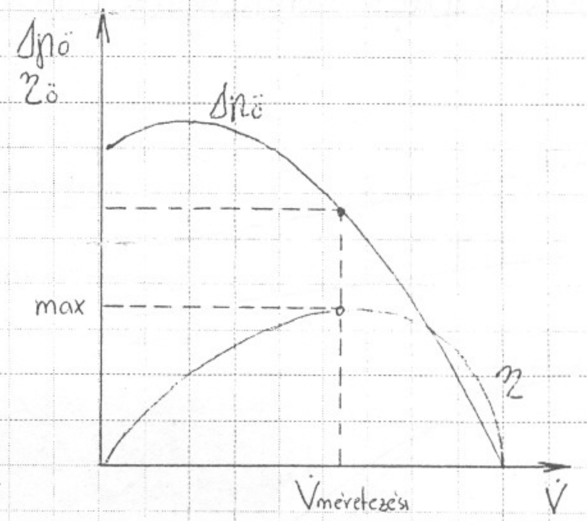
$$\Delta p_{st} = \Delta p_ö - p_{din2}$$

$$P_{hasznos} = \Delta p_ö \cdot \dot{V}$$

$$\eta_ö = \frac{P_{hasznos}}{P_{tengely}} = \frac{\Delta p_ö \cdot \dot{V}}{P_{tengely}} \qquad \eta_ö = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

$$\eta_h = \frac{\Delta p_ö}{\Delta p_{ö\,elm}} \qquad \eta_v = \frac{\dot{V}}{\dot{V}'} \qquad \eta_m = \frac{\dot{V}' \cdot \Delta p_{ö\,elm}}{P_{tengely}}$$





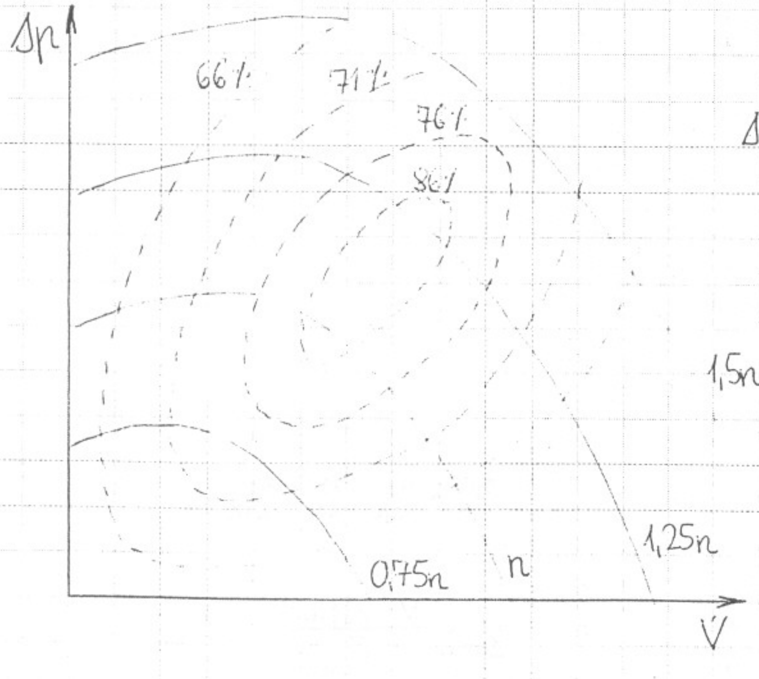
Arányossági törvények:

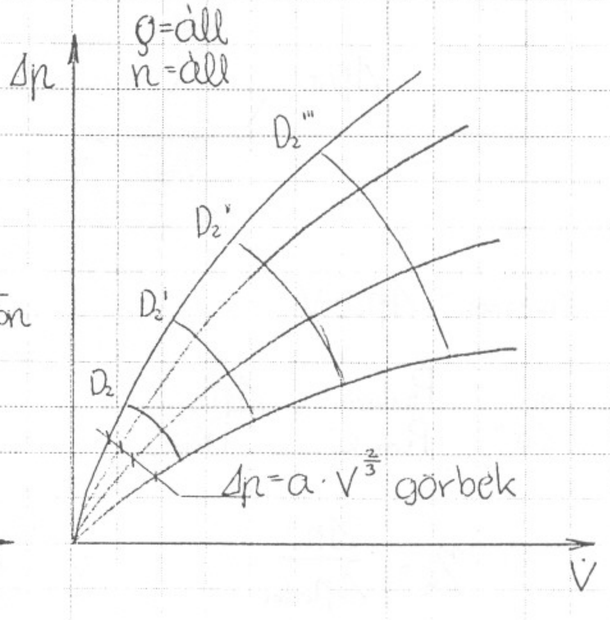
- hogyan változnak a jelleggörbék a fordulatszám és a gépméret változtatásával?

$$\frac{\dot V'}{\dot V} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3 \cdot \frac{n'}{n}$$

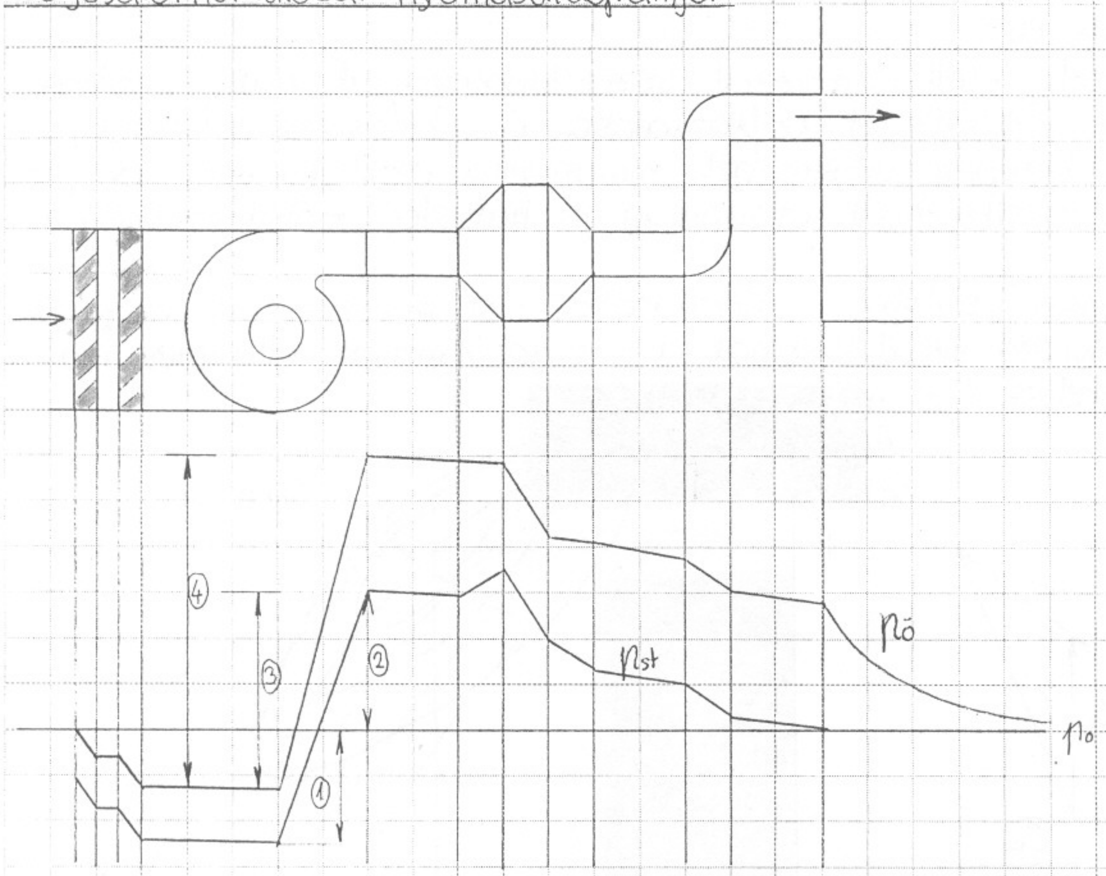
$$\frac{\Delta p'}{\Delta p} = \frac{\rho'}{\rho} \cdot \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{n'}{n}\right)^2$$

$$\frac{P_t'}{P_t} = \frac{\rho'}{\rho} \cdot \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^5 \left(\frac{n'}{n}\right)^3$$





Légcsatornahálózat nyomásdiagramja:



1. p_{stsz} : statikus szívóoldali nyomás
2. p_{stny} : statikus nyomóoldali nyomás
3. Δp_{st} : statikus nyomáskülönbség
4. $\Delta p_ö$: össznyomáskülönbség

$\Delta p_ö = p_{öny} \pm p_{ösz}$

$p_{st} = p_ö - p_{din}$

$\Delta p_{st} = p_{stny} \pm p_{ösz}$

$\Delta p_ö = \Delta p_{st} + p_{dinny}$

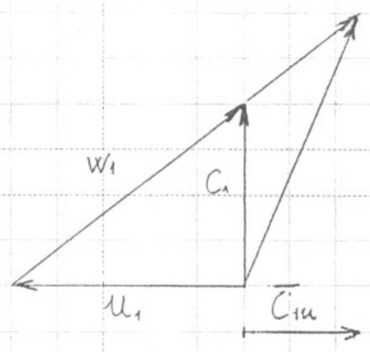
Ventilátorok szabályozása:

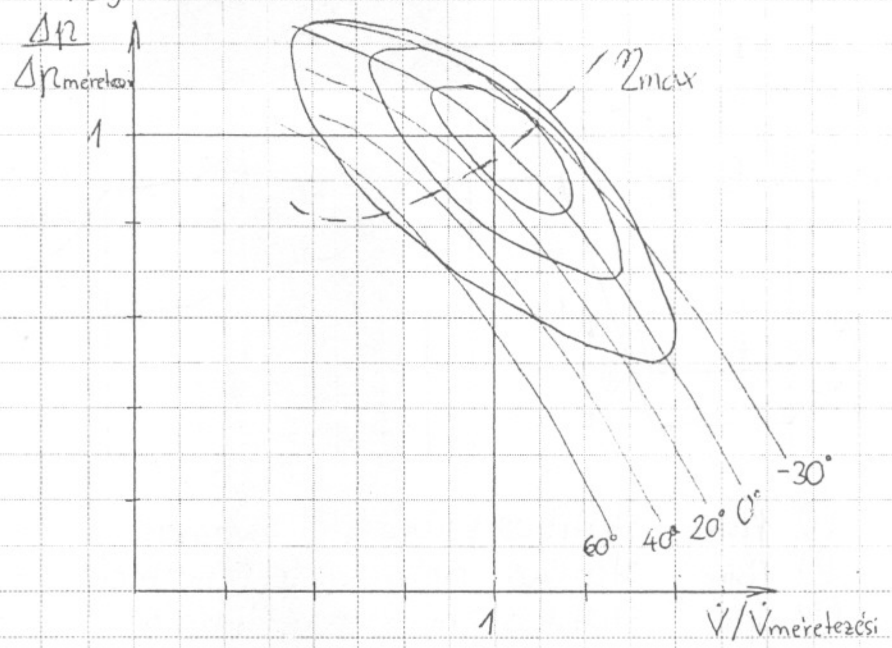
Fojtásos szabályozás:
- csak kis teljesítményeknél

BYPASS szabályozás:
- megkerülő vezeték beiktatása
- Alkalmazás meredek jelleggörbéjű ventilátornál

Perdületszabályozás:

- A járókerék előtt elhelyezett vezetőlapátozással való szabályozás az előperdület változtatásával lehetőséget ad arra, hogy – a belépési veszteségek minimumra csökkentésével – a járókerék teljesítményét viszonylag jó hatásfok mellett szabályozzuk.
- „Ütközésmentes" belépés biztosításához – a méretezésnél nagyobb közegmennyiség szállításánál a – forgásiránnyal ellentétes irányú előterelést kell megvalósítani





$$\Delta p_{0elm} = \rho\left(c_{2u}\cdot u_2 - c_{1u}\cdot u_1\right)$$

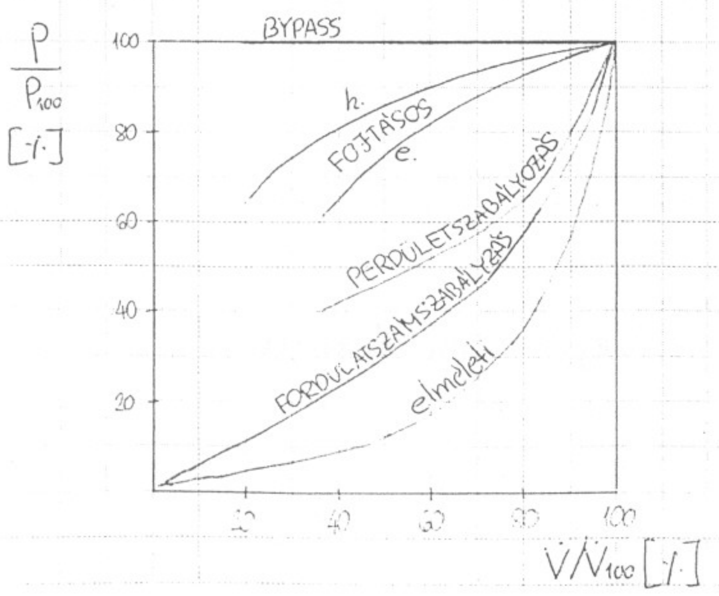
+ lesz

Fordulatszámszabályozás:

- hasonlóképpen mint a szivattyúknál

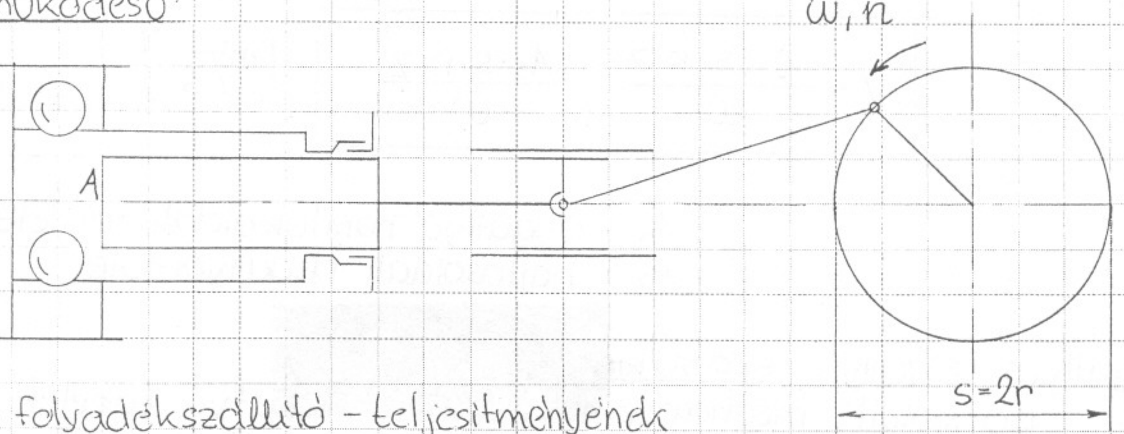
Ventilátorok párhuzamos üzeme:

Radiálventilátorok relatív teljesítményszükséglete különböző szabályozási módoknál:



Dugattyús szivattyú elvi vázlata:

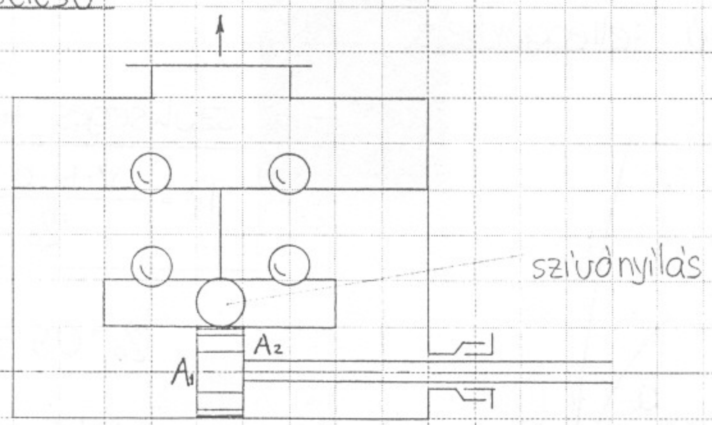
Egyszeres működésű:



- A gép folyadékszállító - teljesítményének az szab felső határt, hogy a lengő mozgást végző gépelemek méretének növelése a lengő tömegek fokozott növelését vonja maga után. A lengő géprészek löketenkénti felgyorsítása majd lefékezése nagy többletteljesítményt igényel. A percenkénti lökétszám hasonló okokból nem növelhető tetszés szerint.

$$d_{max},\ s_{max} = 0{,}5\,m$$
$$n_{max} = 200 - 300\ 1/perc$$

Ketszeres működésű:



- A mozgó dugattyú mindkét oldalát felhasználjuk folyadékszállításra

Szállított folyadékmennyiség számítása:

Egyszeres működésű:

$$V = A \cdot s$$
$$\dot{V} = A \cdot s \cdot n \quad [m^3/s]$$
$$\dot{V} = \frac{A \cdot s \cdot n}{60} \quad [m^3/s]$$

$$\boxed{\dot{V} = \frac{A \cdot s \cdot \overset{1/min}{n} \cdot z}{60}} \quad m^3/s$$

- Ha egy közös főtengelyről „z" db egyforma hengert működtetünk

Kétszeres működésű:

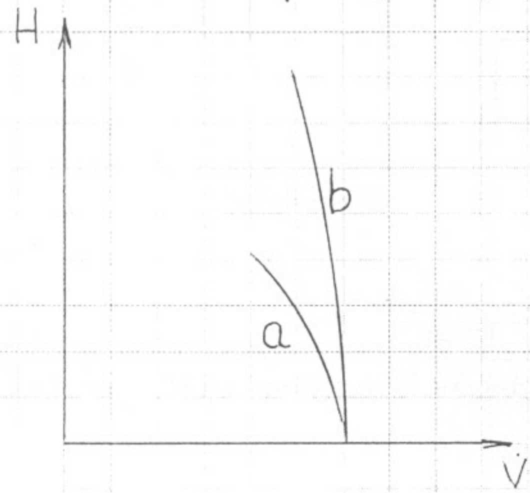
$$\boxed{\dot{V} = \frac{A_1 \cdot s \cdot n \cdot z}{60} \quad \frac{A_2 \cdot s \cdot n \cdot z}{60}} \quad \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

A_1: dugattyú homlokoldali felülete
A_2: hajtásoldali dugattyúfelület

Dugattyús szivattyú szabályozása:

- bonyolult mechanizmusokkal a dugattyú löketét tudjuk változtatni
- A motor fordulatszámának változtatása költséges elektrotechnikai beruházást igényel.
- Több helyen alkalmaznak a nyomó és szívóvezetéket összekötő visszafolyó vezetéket. Az ebben a vezetékben elhelyezett szabályzószeleppel változtatni (csökkenteni) lehet a szállított folyadékmennyiséget.
- Egyes konstrukcióknál a szállított mennyiséget a nyomószelep megemelésével csökkentik.

Dugattyús szivattyú jelleggörbéje:



- a szükséges teljesítmény

$$\boxed{P_t = \frac{\dot{V} \cdot H \cdot \rho \cdot g}{\eta_ö}}$$

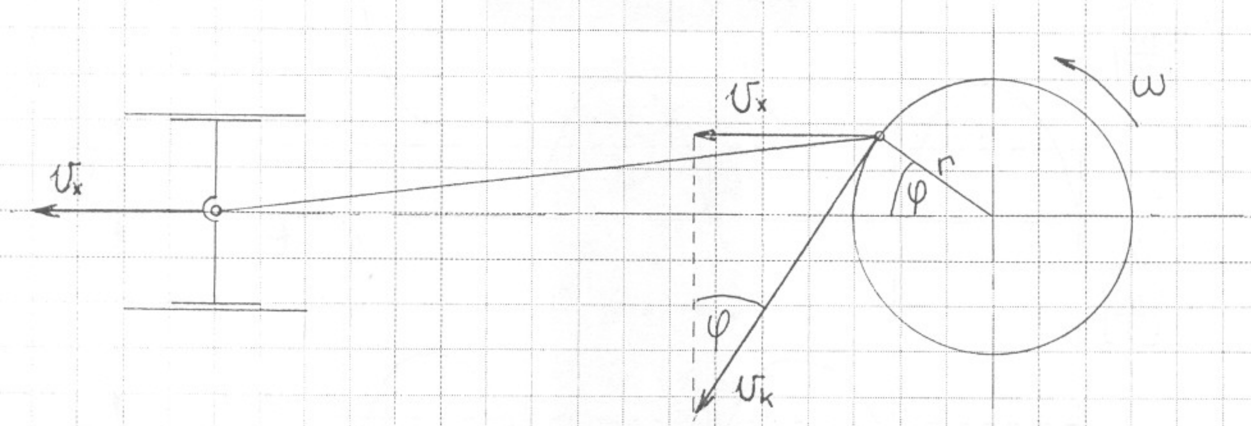
$\eta_ö = 0{,}5 \div 0{,}6 \quad (0{,}8)$

a: nagyméretű gép
b: kisméretű gép

- A szállított mennyiség a nyomástól (emelőmagasságtól) alig függ. A meredek jelleggörbe előnye akkor jelentkezik, ha a technológia előírja változó nyomásviszonyok ellenére is az állandó folyadékmennyiséget. Szűrésnél például a rétegvastagság növekedése a szűrőréteg ellenállását növeli, de kívánatos a szűrőn átbocsátott folyadékmennyiség állandó értéken tartása
- A meredek jelleggörbe egyben azt is jelenti, hogy a nyomóágba elhelyezett záróelem zárásakor a nyomás erősen megnövekedhet, és ez a gép töréséhez, a motor

leégéséhez vezethet.
- A dugattyús szivattyú nyomóvezetékébe célszerű biztonsági szelepet elhelyezni az elzárószerelvény és a szivattyú közé.

Folyadékszállítás lüktetésének csökkentése:
- A forgattyús mechanizmus az állandó szögsebességű forgómozgást lengő mozgássá alakítja át. A dugattyú sebessége megegyezik a forgattyúkör kerületi sebességének a henger irányába eső vetületével, végtelen hajtókar-forgattyúkar arányt feltételezve.



$$\varphi = \omega \cdot t$$
$$v_k = r \cdot \omega$$

$$\underline{v_x = v_k \cdot \sin\varphi = r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t)}$$

$$\underline{\dot{V} = A \cdot v_x = A \cdot r \cdot \omega \cdot \sin(\omega t)}$$

$$\varphi = 0^\circ, 180^\circ \longrightarrow \dot{V} = 0$$
$$\varphi = 90^\circ, 270^\circ \longrightarrow \dot{V}_{max} = A \cdot r \cdot \omega$$

- A folyadékszállítás egyenetlenségét a szállítás egyenlőtlenségi fokával jellemezhetjük

$$\delta = \frac{\overline{\dot{V}}}{\dot{V}_{max}}$$

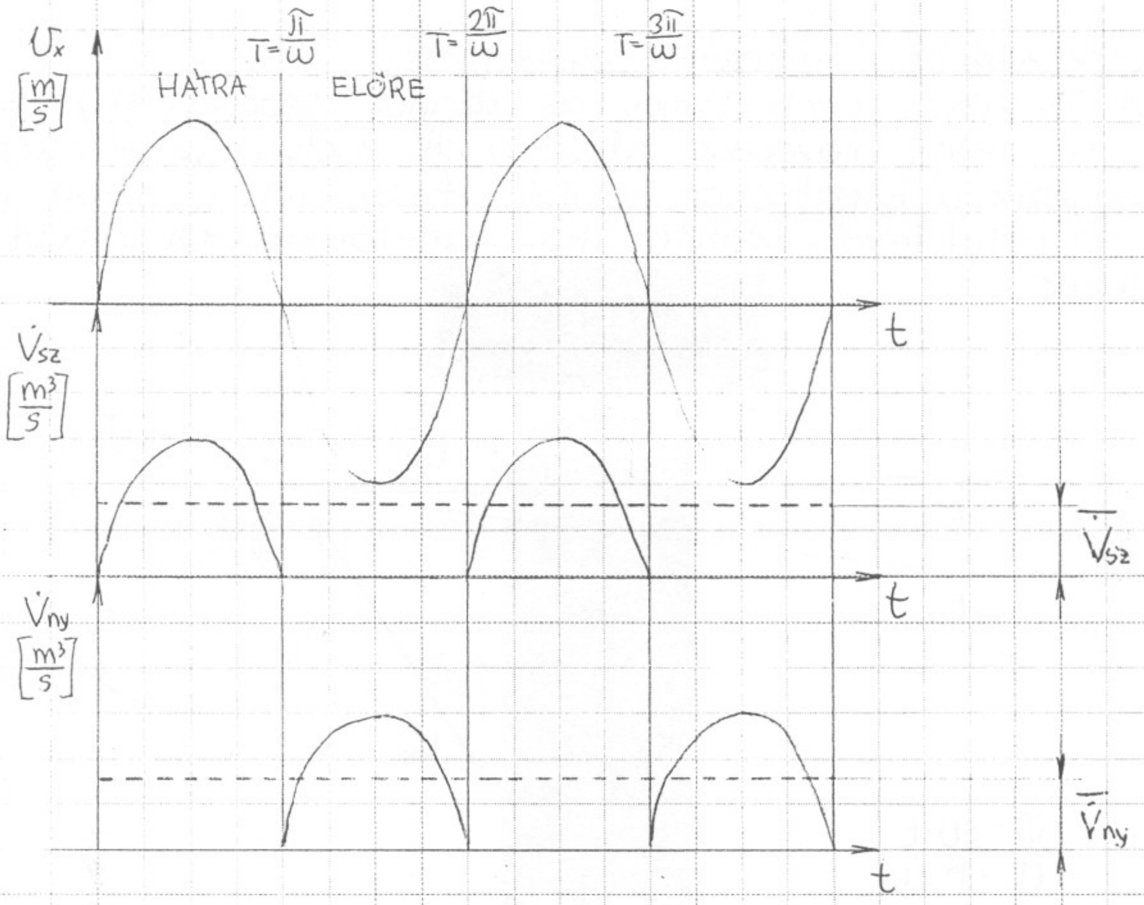
$$\overline{\dot{V}} = \frac{A \cdot s}{T} = \frac{A \cdot s}{\frac{2\pi}{\omega}} = \frac{A \cdot 2r \cdot \omega}{2\pi} = \frac{\overbrace{A \cdot r \cdot \omega}^{\dot{V}_{max}}}{\pi} = \frac{1}{\pi} \cdot \dot{V}_{max}$$

- Tehát a szállítás egyenlőtlenségi foka egyhengeres egyszeres működésű gépnél

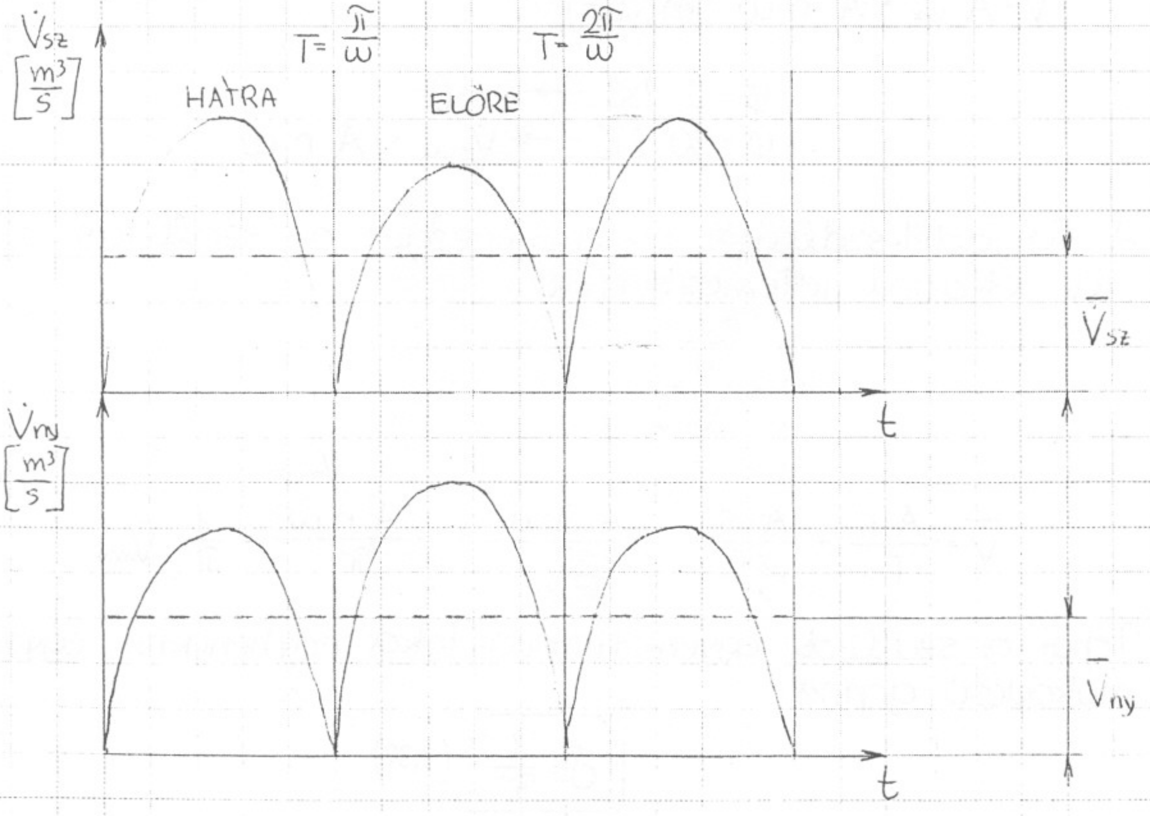
$$\boxed{\delta = \frac{1}{\pi}} \quad (0{,}32)$$

B/II-4.

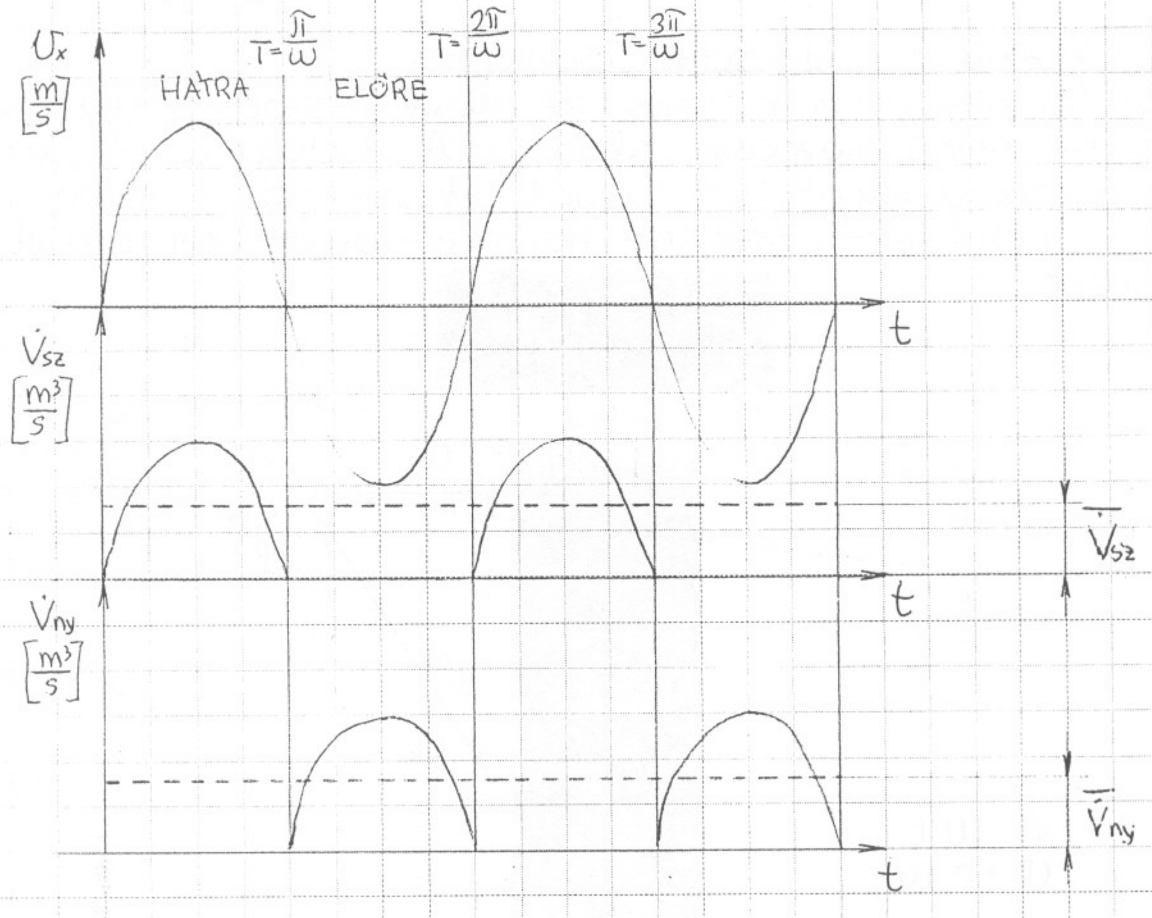
- Egyszeres müködésü egyhengeres dugattyús szivattyú folyadékszállítási diagramjai:



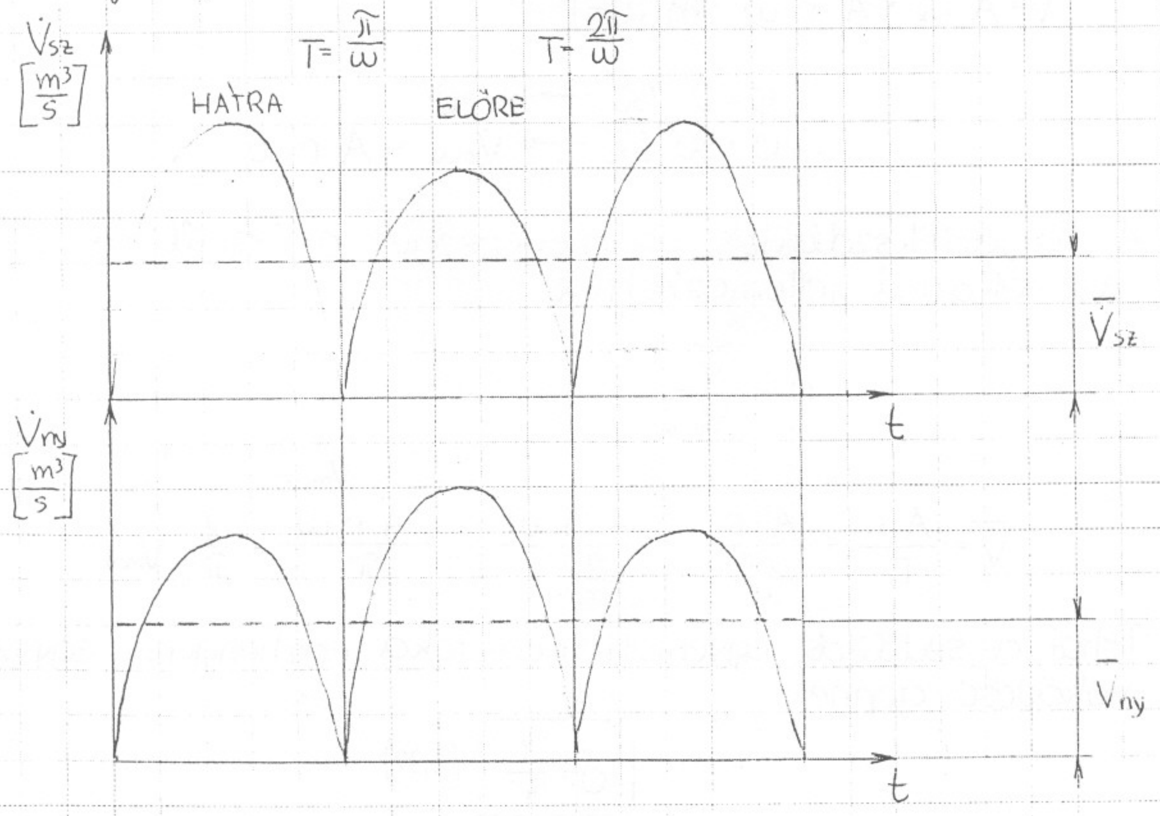
- Kettős müködésü egyhengeres dugattyús szivattyú folyadékszállítási diagramjai:



- Egyszeres működésű egyhengeres dugattyús szivattyú folyadékszállítási diagramjai:



- Kettős működésű egyhengeres dugattyús szivattyú folyadékszállítási diagramjai:



- kettősműködésű gépnél a csökkentett hátfelületű dugattyú hátramenetben valamivel kevesebbet szállít mint előremenetben.
- Kettős működésű gépnél az egyenlőtlenségi fok kedvezőbb, mint az előbbi típusnál.

$$\bar{\dot V} = \frac{A_1 \cdot s + A_2 \cdot s}{T} = \frac{(A_1+A_2)\cdot s\cdot\omega}{2\pi} = \frac{(A_1+A_2)\cdot r\cdot\omega}{\pi}$$

A felületarány: $\frac{A_2}{A_1} = \varepsilon$

$$\bar{\dot V} = \frac{(1+\varepsilon)\overbrace{(A_1\cdot r\cdot\omega)}^{\dot V_{max}}}{\pi} = \frac{1+\varepsilon}{\pi}\cdot \dot V_{max}$$

Mivel $\varepsilon \approx 1$, így

$$\bar{\dot V} = \frac{2}{\pi}\cdot \dot V_{max}$$

Tehát kettős működésű gépnél:

$$\boxed{\delta = \frac{2}{\pi}} \quad (0{,}64)$$

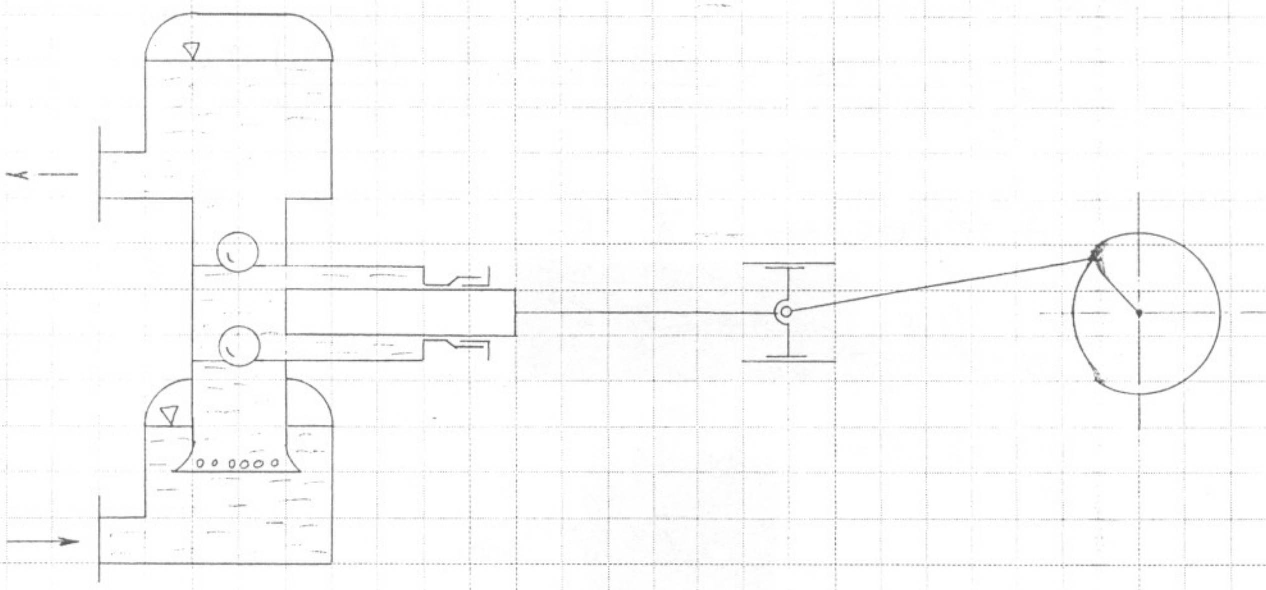
- A lüktetés csökkentésének további lehetőségét a hengerek számának növelése jelenti. A gyakorlatban a közös főtengelyről hajtott, egymáshoz képest fáziseltolással működtetett hengerek száma 2. ill. 3. Igen ritkán egyes speciális konstrukcióknál találunk ennél magasabb hengerszámot. Az egymás mellett működő hengerek mind a kéthengeres, mind a háromhengeres gépnél lehetnek egyszeres és kétszeres működésűek.
- Az egyik leggyakrabban használt elrendezési forma a TRIPLEX gép:
  - 3db 1x-es működésű, 120° fáziseltolással

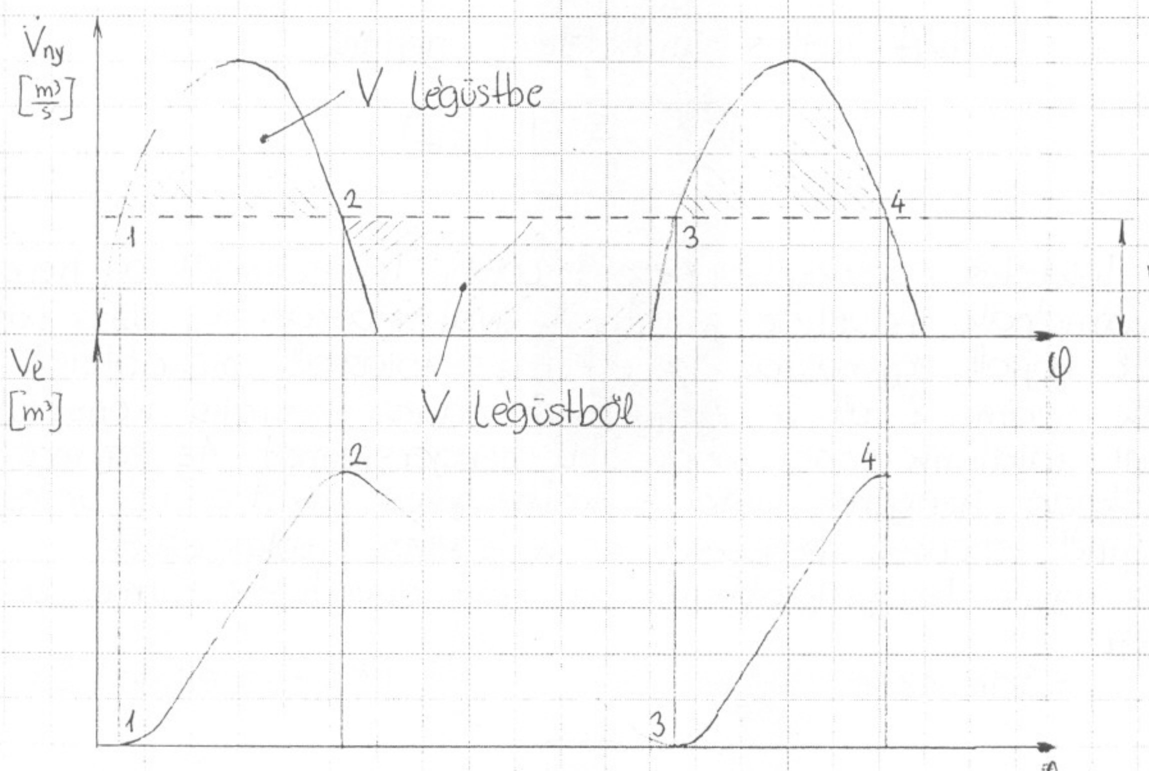
$$\boxed{\delta = \frac{3}{\pi}} \quad (0{,}95)$$

Folyadékszállítás lüktetésének csökkentése légüsttel:

- A hengerek számának ill. a működések számának növelése korlátozott lehetőséget ad a lüktetés csökkentésére.
- A csökkentés további lehetőségét biztosítja a légüst.
- A nyomócsonkra szerelt nyomólégüst légtérfogata növekvő nyomás hatására csökkent, így a szállított folyadékmennyiség egy része ide áramlik. Ha a dugattyú nem szállít, (egyszeres működésű gépnél a szívóütem) a légüst táguló légtérfogatra kiszorítja a nyomócsőbe a tárolt folyadékot.

- Hasonló jelenség játszódik le a szívólégüstben is





- Tételezzük fel, hogy a légüst optimálisan teljesíti feladatát.
- Az 1. jelű pontnak megfelelő forgattyúállásnál a gép az átlagos mennyiséget szállítja. Ezután az átlagosnál többet szállít, de a felesleget a légüst fogadja be. A légüstben tárolt folyadék térfogata mindaddig nő, míg a szállítás az átlagosra csökken (2. pont). Ezután a szállítás rövidesen megszűnik, és a 2-3 szakaszon az átlagos szállított mennyiséget a légüstből kilépő folyadék szolgáltatja, miközben a légüst folyadéktöltése közel lineárisan csökken.
- A légüstbe kerülő folyadékmennyiség max. értéke az 1-2 pont közötti szakasz feletti vonalkázott területtel arányos.

- A dugattyú által egy löket alatt szállított mennyiségnek a légüstbe jutó hányada:

$$dV_{légüst} = dV_{dug} - dV_{köz}$$

$$\dot{V}_{dug} = A \cdot r \cdot \omega \cdot \sin(\omega t)$$

$$\dot{V}_{köz} = \frac{1}{\pi} \cdot A \cdot r \cdot \omega = \frac{1}{\pi} \cdot A \cdot r \cdot \frac{d\varphi}{dt}$$

$$dV = \dot{V} \cdot dt$$

$$dV_{dug} = A \cdot r \cdot \omega \cdot \sin(\omega t) dt$$

$$dV_{köz} = \frac{1}{\pi} \cdot A \cdot r \cdot d\varphi$$

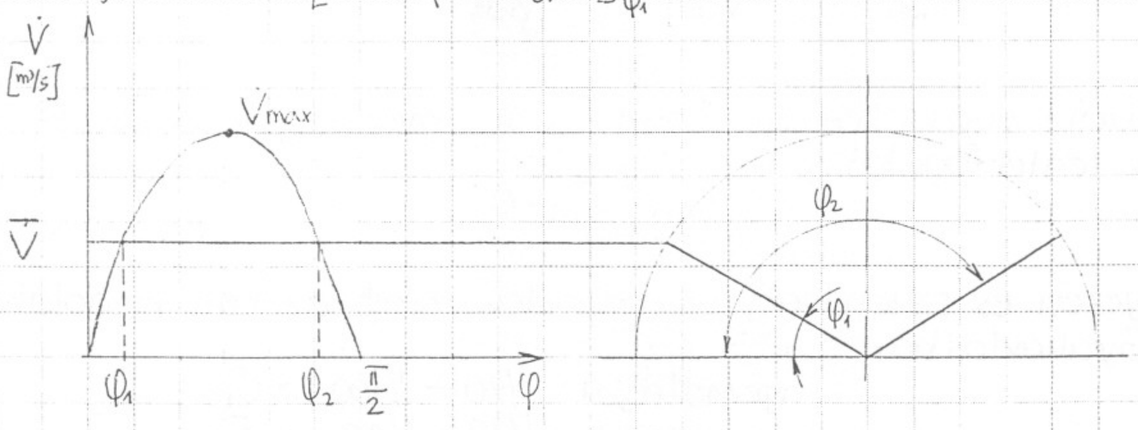
$$dV_{légüst} = A \cdot r \cdot \omega \cdot \sin(\varphi) dt - \frac{1}{\pi} \cdot A \cdot r \cdot d\varphi$$

$$d\varphi = \omega \cdot dt$$

$$V_{légüst} = \int_{t_1}^{t_2} A \cdot r \cdot \omega \cdot \sin\varphi \, dt - \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{1}{\pi} \cdot A \cdot r \cdot d\varphi$$

$$V_{légüst} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} A \cdot r \cdot \sin\varphi \, d\varphi - \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{1}{\pi} \cdot A \cdot r \cdot d\varphi$$

$$V_{légüst} = A \cdot r \cdot \left[-\cos\varphi - \frac{\varphi}{\pi} \right]_{\varphi_1}^{\varphi_2}$$



$$\frac{\bar{\dot{V}}}{\dot{V}_{max}} = \frac{\sin\varphi_1}{90^\circ} \Rightarrow \sin\varphi_1 = \frac{\bar{\dot{V}}}{\dot{V}_{max}} = \frac{1}{\pi} \rightarrow \begin{array}{ll} \varphi_1 = 18{,}56^\circ & = 0{,}324\,\text{rad} \\ \varphi_2 = 180 - \varphi_1 = 161{,}44^\circ & = 2{,}818\,\text{rad} \end{array}$$

- Tehát:

$$V_{légüst} = A \cdot r \cdot \left(-\cos(2{,}818\,rad) - \frac{2{,}818}{\pi}\right) - A \cdot r \cdot \left(-\cos(0{,}324\,rad) - \frac{0{,}324}{\pi}\right)$$

$$V_{légüst} = A \cdot r \cdot (0{,}948 - 0{,}897) - A \cdot r \cdot (0{,}948 - 0{,}103)$$

$$V_{légüst} = A \cdot r \cdot 1{,}1 = \underline{0{,}55 \cdot A \cdot s}$$

- A légüstbe kerülő folyadéktérfogat értékével csökken a légüstbe zárt levegő térfogata. A levegő állapotváltozását közelítően izotermikusnak vehetjük, így a Boyle-Mariotte törvény értelmében:

$$p_{max} \cdot V_{min} = p_{min} \cdot V_{max} = p_{köz} \cdot V_{köz}$$

- A légüstben mérhető nyomás egyben a nyomócsonk nyomása is. Feladat a nyomásingadozás minimális értékre csökkentése.

$$p_{max} = \frac{p_{köz} \cdot V_{köz}}{V_{min}} \quad ; \quad p_{min} = \frac{p_{köz} \cdot V_{köz}}{V_{max}}$$

- A nyomás egyenlőtlenségi foka:

$$\delta_{ps} = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{köz}} = \frac{\frac{p_{köz} \cdot V_{köz}}{V_{min}} - \frac{p_{köz} \cdot V_{köz}}{V_{max}}}{p_{köz}} = \frac{V_{köz}}{V_{min}} - \frac{V_{köz}}{V_{max}}$$

$$\delta_{ps} = \frac{V_{köz}(V_{max} - V_{min})}{V_{min} \cdot V_{max}} \qquad V_{min} \cdot V_{max} \approx V_{köz}^2$$

$$\delta_{ps} = \frac{V_{max} - V_{min}}{V_{köz}} = \frac{V_{légüst}}{V_{köz}} = \underline{\frac{0{,}55 \cdot A \cdot s}{V_{köz}}}$$

- A kívánt egyenlőtlenségi fokot felvéve megkapjuk a légüst közepes légtérfogatát.

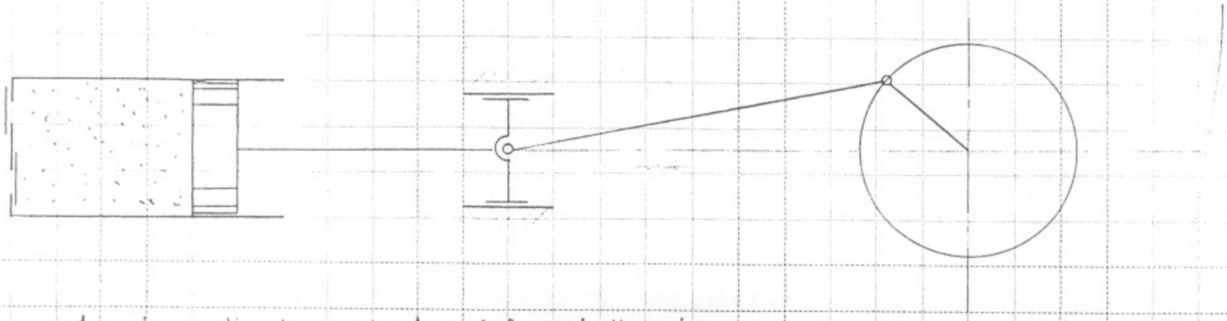
$$\lim_{V_{köz} \to \infty} \delta_{ps} = 0$$

- Elhelyezési és szilárdsági szempontok miatt ez nem megoldható. Gyakorlatban:

nyomólégüst: $1/20 \div 1/100 = \delta_{ps}$
szívólégüst: $1/10 - 1/20 = \delta_{ps}$

- kettősműködésű gépnél: $V_{légüst} = 0{,}21 \cdot A \cdot s$
- Duplex gépnél: $V_{légüst} = 0{,}042 \cdot A \cdot s$
- Triplex gépnél: $V_{légüst} = 0{,}009 \cdot A \cdot s$

Dugattyús kompresszor felépítése:



- A dugattyú által létesített térfogatváltozás állapotváltozást idéz elő a hengerbe zárt gázzal
- A gázoknál háromféle térfogatváltozással kapcsolatos állapotváltozását ismerjük, mely nyomásváltozással is kapcsolatos:
  - izotermikus $p \cdot v = áll.$
  - adiabatikus $p \cdot v^{\kappa} = áll.$
  - politropikus $p \cdot v^{n} = áll.$

Kompresszió munkaigénye:

Izotermikus kompresszió munkaigénye:

- Kitolási munka:

$$\boxed{L_1 = p_2 \cdot v_2}$$

- Komprimálási munka:

$$L_2 = \int_1^2 p\,dv$$

Boyle-Mariotte törvény: $p_1 \cdot v_1 = p \cdot v$

Ebből: $p = \frac{p_1 \cdot v_1}{v}$

$$L_2 = \int_{v_1}^{v_2} \frac{p_1 \cdot v_1}{v} dv = p_1 \cdot v_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = p_1 \cdot v_1 \ln \frac{v_1}{v_2}$$

$$\boxed{L_2 = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{v_1}{v_2} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}}$$

- Külső tér munkája, amely a hengerbe beáramló levegő nyomás által a dugattyú hátramozgását segíti:

$$\boxed{L_3 = p_1 \cdot v_1}$$

- $L_3 = L_1$ mivel $p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2$.
- Így az összes munka:

$$L_ö = L_1 + L_2 - L_3$$

$$\boxed{L_ö = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{v_1}{v_2}}$$

Adiabatikus kompresszió munkaigénye:

- Az 1-2 diagram szakasszal jellemzett állapotváltozás elvileg adiabatikus is lehet. Az adiabatikus állapotváltozás kritériuma, hogy az állapotváltozás során a gáz és a környezet között hőcsere nem lehet.
- A gázzal közölt hő megváltoztatja a gáz belső energiáját és külső munkavégzést is eredményez.

$$dQ = c_v \cdot dT + A p dv = c_v dT + A R T \frac{dv}{v}$$

dQ: a gázzal közölt hőmennyiség
A: munka-hő egyenérték
R: gázállandó

- Adiabatikus állapotváltozásnál: $dQ = 0$

$$A \cdot R = c_p - c_v = c_v \cdot (\varkappa - 1)$$

$$\frac{c_p}{c_v} = \varkappa$$

- Tehát:

$$c_v dT + c_v(\varkappa - 1) T \frac{dv}{v} = 0$$

$$c_v\left(dT + (\varkappa-1)T\frac{dv}{v}\right) = 0$$

$$dT + (\varkappa-1)T\frac{dv}{v} = 0$$

$$\frac{dT}{T} + (\varkappa-1)\frac{dv}{v} = 0$$

$$\int\frac{dT}{T} + (\varkappa-1)\int\frac{dv}{v} = 0$$

$$\ln T + (\varkappa-1)\ln v = C$$

$$Tv^{\varkappa-1} = \text{áll}$$

- A kapott egyenlet összefüggést ad a térfogat és a hőmérséklet között adiabatikus állapotváltozás esetén.
- Hasonló összefüggést kereshetünk a nyomás és a hőmérséklet között. A második kalorikus állapotegyenlet adiabatikus állapotváltozásra felírva:

$$c_p dT - A\cdot R T\cdot\frac{dp}{p} = 0$$

$$A\cdot R = c_p - c_v = c_p\left(1-\frac{1}{\varkappa}\right) = c_p\left(\frac{\varkappa-1}{\varkappa}\right)$$

$$c_p dT - c_p\left(\frac{\varkappa-1}{\varkappa}\right)T\frac{dp}{p} = 0$$

$$c_p\left(dT - \left(\frac{\varkappa-1}{\varkappa}\right)T\frac{dp}{p}\right) = 0$$

$$dT - \left(\frac{\varkappa-1}{\varkappa}\right)T\frac{dp}{p} = 0$$

$$\frac{dT}{T} - \left(\frac{\varkappa-1}{\varkappa}\right)\frac{dp}{p} = 0$$

$$\int\frac{dT}{T} - \left(\frac{\varkappa-1}{\varkappa}\right)\int\frac{dp}{p} = 0$$

$$\ln T - \left(\frac{\varkappa-1}{\varkappa}\right)\ln p = C$$

$$T\cdot p^{\frac{1-\varkappa}{\varkappa}} = \text{áll.}$$

- A nyomás és a térfogat közti összefüggés felírásához a harmadik kalorikus állapotegyenletet írjuk fel.

$$dQ = \frac{c_v}{R}(\kappa p dv + v dp)$$

$$\frac{c_v}{R}(\kappa p dv + v dp) = 0$$

$$\kappa p dv + v dp = 0$$

$$\kappa \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0$$

$$\kappa \int \frac{dv}{v} + \int \frac{dp}{p} = 0$$

$$\kappa \cdot \ln v + \ln p = C$$

$$p \cdot v^{\kappa} = áll.$$

- A kapott egyenletekkel felírható az adiabatikus kompresszió munkája. A termodinamika első főtétele szerint:

$$dQ = c_v dT + A \cdot p \cdot dv$$

$$dQ = 0$$

- Az adiabatikus kompresszióhoz bevezetett munka a gáz hőmérsékletet növeli. Konkrét hőmérséklet-változás esetén a munka a következő egyenlettel írható fel:

$$c_v (T_2 - T_1) = -A \cdot L_2$$

$$\frac{c_v \cdot T_1}{A} - \frac{c_v \cdot T_2}{A} = L_2$$

$$\frac{c_v}{A}(T_1 - T_2) = L_2$$

$$c_p - c_v = A \cdot R$$

$$c_p = \kappa \cdot c_v$$

$$\kappa \cdot c_v - c_v = A \cdot R$$

$$c_v = \frac{A \cdot R}{\kappa - 1}$$

$$L_2 = \frac{R}{\kappa-1}(T_1 - T_2)$$

$$L_2 = \frac{1}{\kappa-1}(RT_1 - RT_2)$$

$$R \cdot T_1 = p_1 \cdot v_1$$
$$R \cdot T_2 = p_2 \cdot v_2$$

$$L_2 = \frac{1}{\kappa-1}(p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2)$$

- Ha eltekintünk a munkabefektetés értelmét jelző negatív előjeltől, a képlet a következő formában írható fel:

$$\boxed{L_2 = \frac{1}{\kappa-1}(p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1)}$$

- A teljes löket munkaigénye:

$$L_ö = L_1 + L_2 - L_3$$

$$L_ö = -p_1 \cdot v_1 + \frac{1}{\kappa-1}(p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1) - p_2 \cdot v_2$$

$$L_ö = \left(\frac{1}{\kappa-1} + 1\right)(p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

$$\boxed{L_ö = \frac{\kappa}{\kappa-1}(p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1)}$$

Politropikus állapotváltozás munkaigénye:

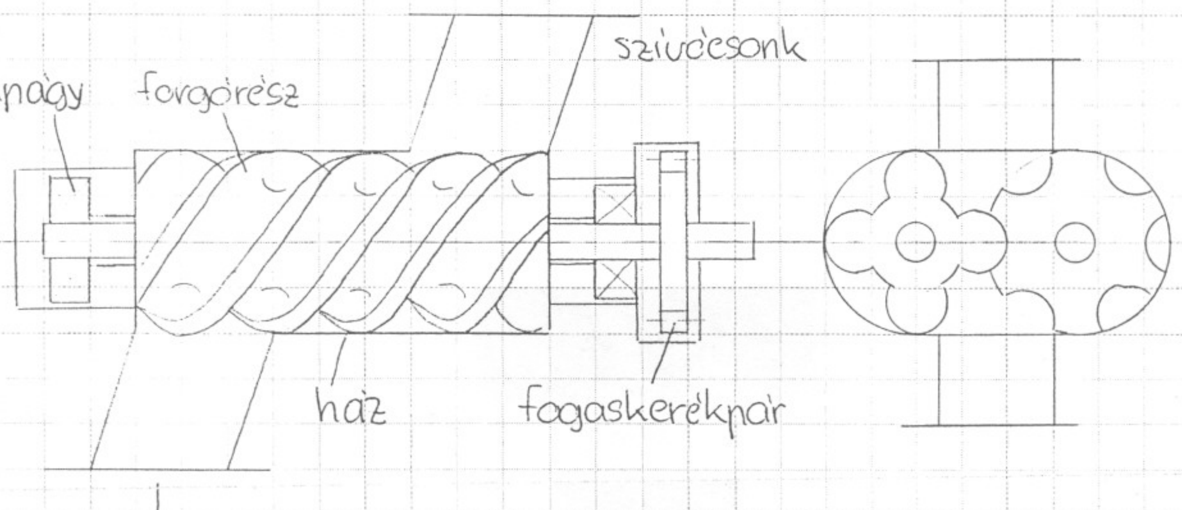
- Az izotermikus és az adiabatikus állapotváltozás a gyakorlatban megvalósíthatatlan, mert izotermikus állapotváltozásnál a hengerfalnak végtelen jó hővezetőnek kéne tenni, míg adiabatikus állapotváltozásnál abszolút jó hőszigetelőnek.
- A gyakorlatban működő kompresszorokban lejátszódó állapotváltozás politropikus.
- A kompresszor egy ütemének munkaigénye

$$\boxed{L_{pol} = \frac{n}{n-1}(p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1)}$$

jó hűtés esetén $n \to 1$
rossz hűtés esetén $n \to \kappa$

- előzetes számításokhoz $n \approx 1,2$

Csavarkompresszorok:



- A forgórészek több bekezdésű menetes orsók (3÷6)
- A gép nyomóképessége:

$p_{ü} = 5-8\,bar$

- Szállítástartomány:

$\dot{V} = 200 - 20000\ m^3/h$

- Fordulatszám:

$n = 5000 - 10000\ 1/min$

- A gép szállítóteljesítménye:

$$\boxed{\dot{V} = A \cdot l \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_{vol}} \quad m^3/s$$

A: a ház és a forgórészek közötti üreg tengelyre merőleges metszetének területe $[m^2]$
l: menetemelkedés $[m]$
n: fordulatszám $[1/min]$

Nyomásmérés:

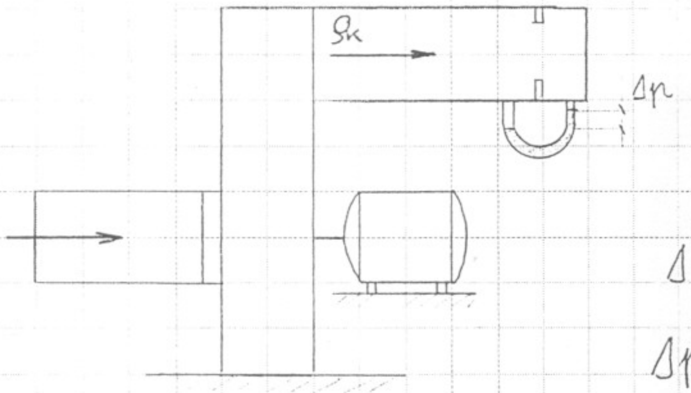
Közvetlen nyomásmérők:
- mérőharang
- dugattyús nyomásmérő
- U-csöves nyomásmérő
- Ferdecsöves nyomásmérő
- Görbecsöves nyomásmérő
- Betz-féle mikromanométer

Közvetett nyomásmérők:
- síkmembrános nyomásmérők
- csőmembrános nyomásmérők
- csőrugós nyomásmérők
- billenőgyűrűs nyomásmérő
- nyomásmérés nyúlásmérő bélyegekkel
- induktív nyomásmérő
- kapacitív nyomásmérő
- piezoresistív nyomásmérő
- Lambrecht szonda

Térfogatáram mérés:
- térfogatáram mérés köbözéssel
- térfogatáram mérés mérőkamrákkal
- billenőkamrás gázmérő
- oválkerekes mérő
- forgódugattyús mérő
- gyűrűs mérő
- csúszólapátos mérő
- sebességmérés Prandtl-cső segítségével
- kanalas anemométer
- szárnykerekes anemométer
- hődrótos anemométer
- mérőperemek
- megcsapolások
- szárnykerekes vízmérők
- Woltmann-mérők
- rotaméterek
- áramlási ellenállás mérésen alapuló eszközök
- indukciós mérők
- ultrahangos mérők
- örvény elvű térfogatáram mérők
- billenőtestes térfogatáram mérő
- termikus energia mérésen alapuló mérő
- coriolis erő elvén működő mérők

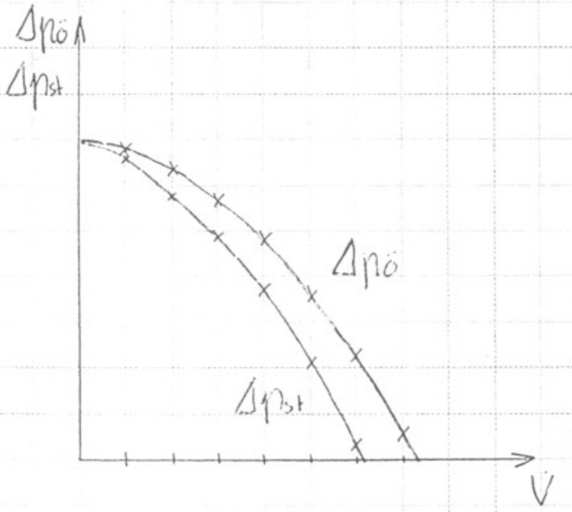
- különböző nyomóoldali zsaluállásoknál mérjük a szállított térfogatáramot és a nyomó és szívóvezetékben levő össznyomást.
- A egyes térfogatáramokhoz diagramban berajzoljuk a hozzá tartozó össznyomáskülönbséget és így kapjuk a ventillátor jelleggörbéjét.
- A térfogatárammérés történhet mérőperemmel.

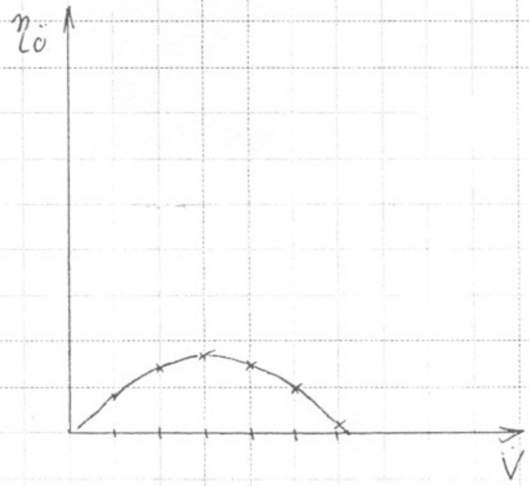
$$\dot{V} = \alpha \cdot \varepsilon \cdot A_{mp} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_k}}$$



$$\Delta p_{öv} = p_{öny} - p_{ösz}$$

$$\Delta p_{stv} = p_{stny} - p_{ösz} = \Delta p_{öv} - p_{dinny}$$





$$\eta_ö = \frac{P_H}{P_{vill}} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_ö}{P_{vill}} = \eta_v \, \eta_m \, \eta_H \, \eta_{motor}$$