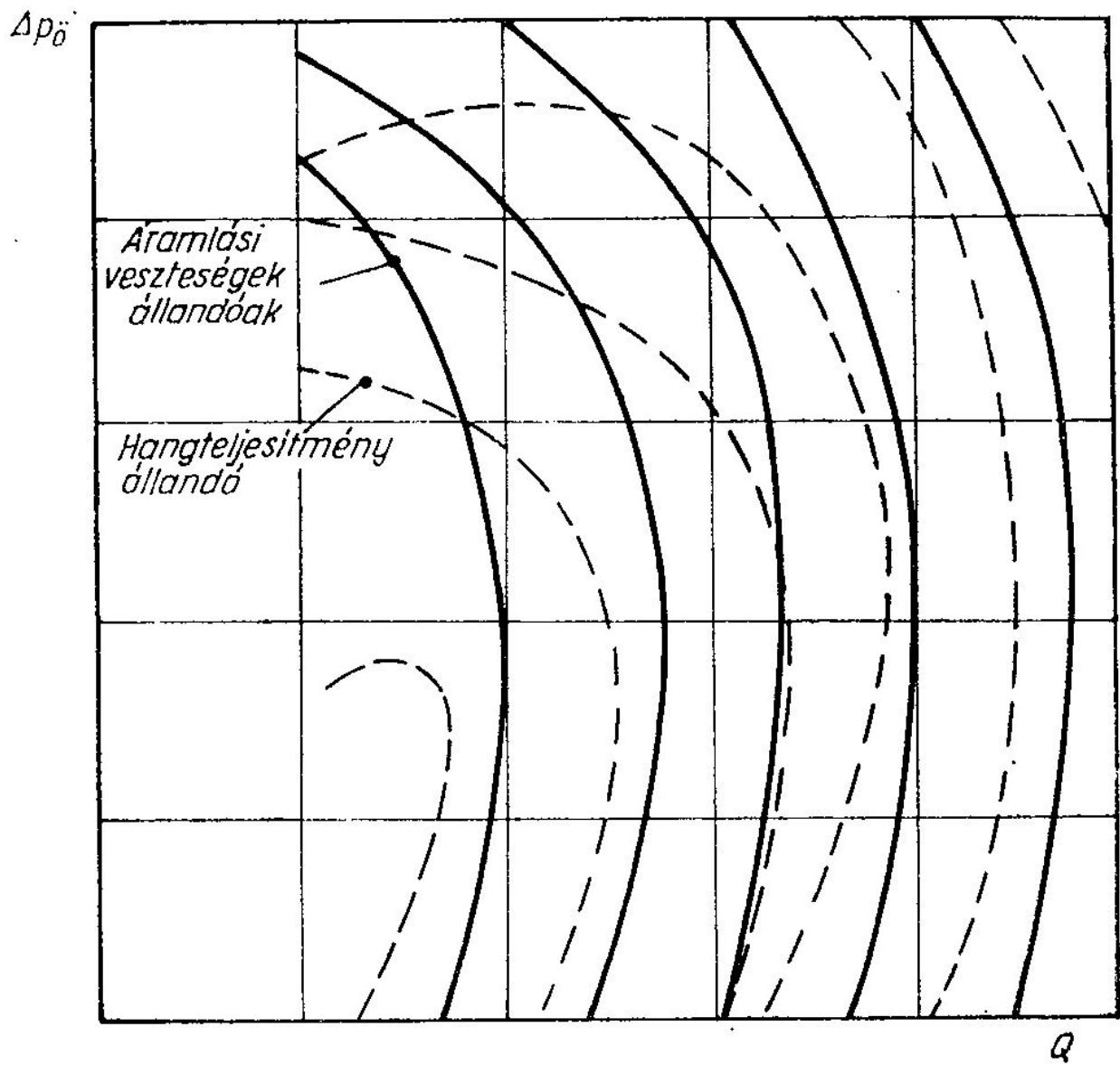


VENTILÁTOROK KIVÁLASZTÁSA

Szemponatok

- Légtechnikai üzemi követelmények: pl. $\Delta p_{\ddot{o}}$, (Δp_{st}) , $q_V \rightarrow$ katalógus
- Ergonómiai követelmények: pl. közvetlen vagy ékszíjhajtás \rightarrow katalógus
- Egyéb üzemeltetési követelmények: pl. áramfelvétel illeszkedjen a villamos hálózat képességeihez \rightarrow katalógus
- Ár \rightarrow katalógus
- Zajkibocsátás \rightarrow katalógus (?)
- Racionális energiafelhasználás, jó hatásfok \rightarrow katalógus (?)
- Egyéb (pl. tűzveszélyes helyen üzemeltetés)



Az áramlási zaj és a veszteségek összefüggése ventilátoroknál

Milyen gép legyen? – dimenziótlan számok összerendelése

Össznyomásszám: $\Psi_{\ddot{o}} = \frac{\Delta p_{\ddot{o}}}{\frac{\rho}{2} u_t^2}$

Mennyiségi szám: $\Phi = \frac{q_v}{A_{jell} u_t}$

$$v_{von} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\ddot{o}}} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \Psi_{\ddot{o}} \frac{\rho}{2} u_t^2}$$

vonatkoztatási sebesség

$$A_{von} = \frac{D_{von}^2 \pi}{4} = \frac{q_v}{v_{von}} = \frac{\Phi A_{jell} u_t}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\ddot{o}}}} = \frac{\Phi \frac{D^2 \pi}{4} u_t}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \Psi_{\ddot{o}} \frac{\rho}{2} u_t^2}}$$

vonatkoztatási felület

$$D_{von} = D \frac{\sqrt{\Phi}}{\sqrt[4]{\Psi_{\ddot{o}}}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{q_v}{v_{von}}}$$

vonatkoztatási átmérő

$$\frac{D}{D_{von}} = \frac{\sqrt[4]{\Psi_{\ddot{o}}}}{\sqrt{\Phi}} = \delta$$

átmérőtényező

$$\omega_{von} = \frac{v_{von}}{D_{von}/2} = \frac{\sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\ddot{o}}}}{\frac{1}{2} D \frac{\sqrt{\Phi}}{\sqrt[4]{\Psi_{\ddot{o}}^3}}} = \omega \frac{\sqrt[4]{\Psi_{\ddot{o}}^3}}{\sqrt{\Phi}}$$

$$n_{von} = \frac{v_{von}}{D_{von} \cdot \pi}$$

$$\frac{n}{n_{von}} = \frac{\omega}{\omega_{von}} = \frac{\sqrt{\Phi}}{\sqrt[4]{\Psi_{\ddot{o}}^3}} = \sigma$$

fordulatszám-tényező

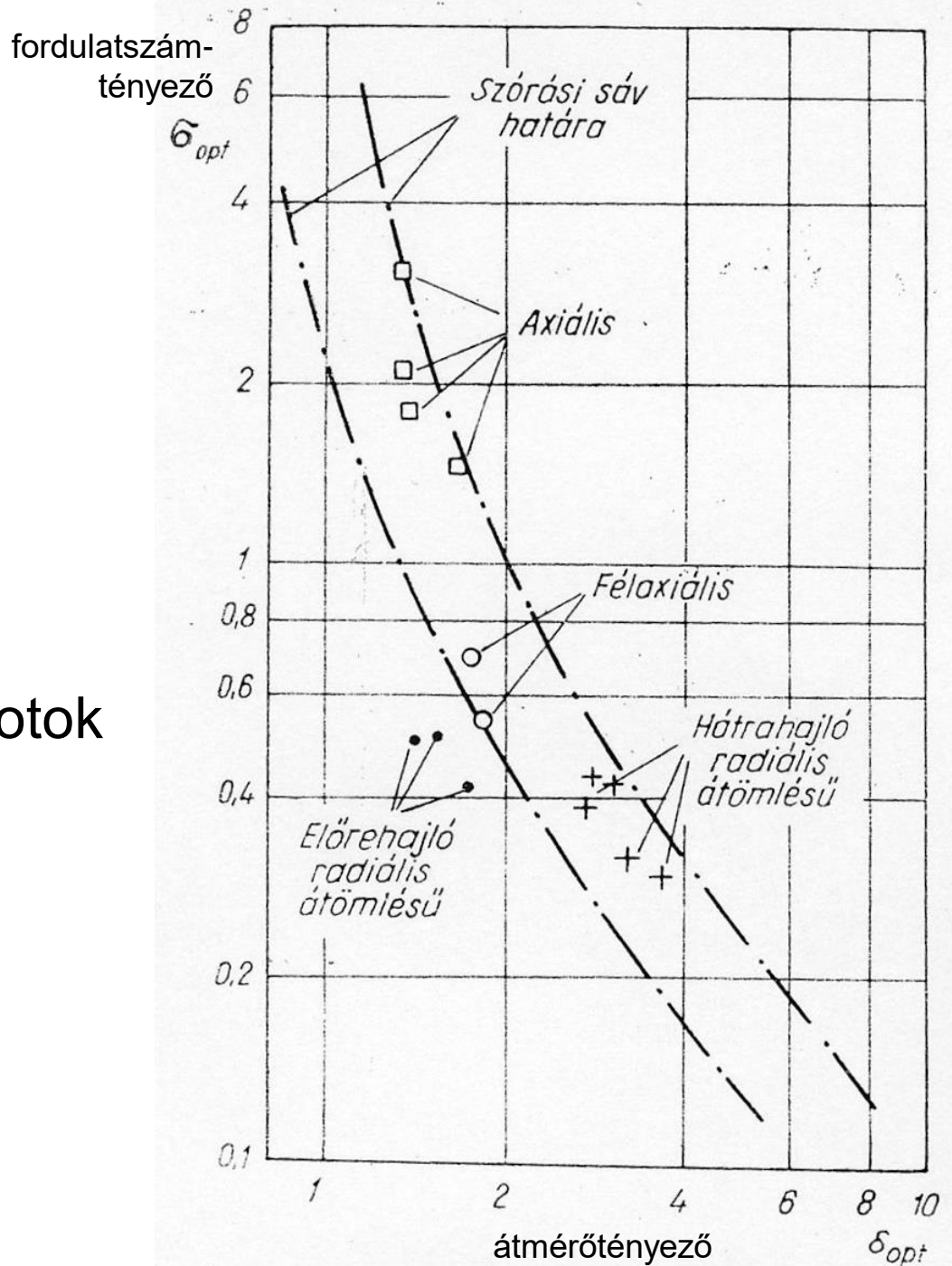
Jó hatások:

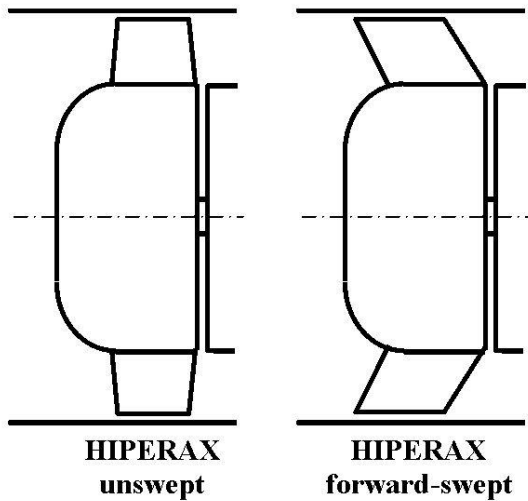
$\Psi_{\ddot{o}}$ és Φ kombinációja, valamint

δ és σ kombinációja: nem tetszőleges

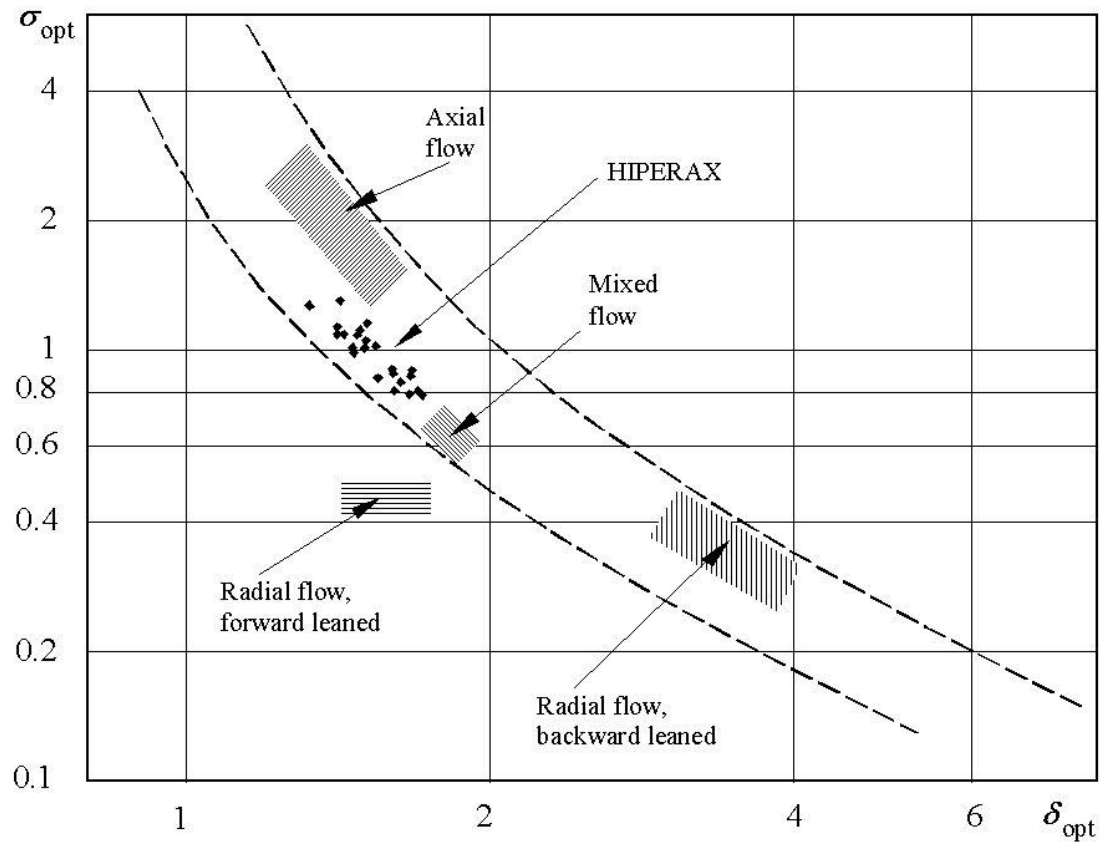
Cordier-diagram

Jó hatásfokú gépek mérési tapasztalatai alapján a legjobb hatásfokú üzemállapotok σ és δ értékeinek ábrázolása

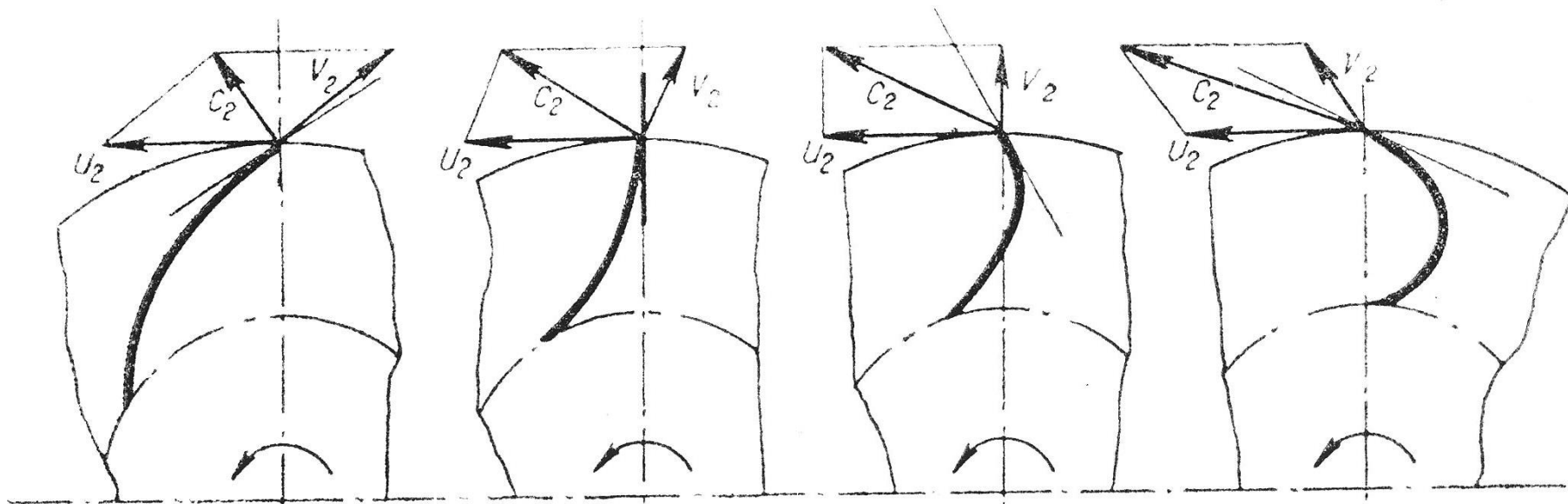




Nagy fajlagos teljesítményű, speciális tervezésű axiálgépek pontjai a Cordier-diagramban



Radiális ventilátor típusok a lapátozás szerint



Lapátvég: *Hátrahajló*

Kilépő rel. seb.: *Hátrahajló*

Radiális

Hátrahajló

Előrehajló

Radiális

Előrehajló

Előrehajló

Hátrahajló lapátozás: a lapát kilépő éle a forgásiránnyal ellentétes irányba hajlik.

Radiális lapátozás: a lapát kilépő éle sugárirányú.

Előrehajló lapátozás: a lapát kilépő éle a forgásirányba hajlik.

70 % vagy annál jobb hatásfokra:

Radiálgép – hátrahajló lapátozás:

$$\sigma \approx \frac{1}{\delta} \quad 2 \leq \delta \leq 4$$

$$\sigma\delta = \frac{1}{\sqrt{\Psi_{\delta}}} \quad \Psi_{\delta} \approx 1 \quad \Phi \approx \frac{1}{\delta^2} \quad (0.25 \dots 0.063)$$

Radiálgép - előrehajló lapátozás:

a jó hatásfokú zónán kívül; összefüggéssel nem jellemezhető tartomány. Kis hatásfok, nagy fajlagos teljesítmény.

$$\delta \approx 1.5 \dots 1.8 \quad \sigma \approx 0.4 \dots 0.5$$

$$\Psi_{\delta} \approx 1.2 \dots 2.8 \quad \Phi \approx 0.5$$

Axiálgép: $\sigma \approx 5,2 \delta^{-3,28} \quad 1 \leq \delta \leq 2$

$$\delta = \frac{\sqrt[4]{\Psi_{\ddot{o}}}}{\sqrt{\Phi}} \quad \sigma = \frac{\sqrt{\Phi}}{\sqrt[4]{\Psi_{\ddot{o}}^3}} \quad \sigma\delta = \frac{1}{\sqrt{\Psi_{\ddot{o}}}} \quad \frac{1}{\sqrt{\Psi_{\ddot{o}}}} \approx 5,2 \delta^{-2,28}$$

$$\delta = 1: \Psi_{\ddot{o}} = 0.04 \quad \Phi = 0.2$$

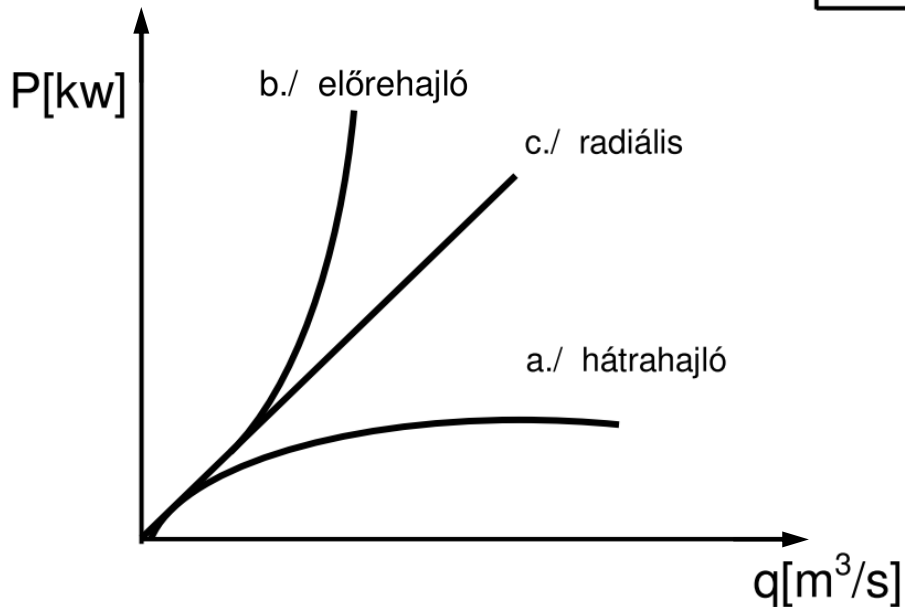
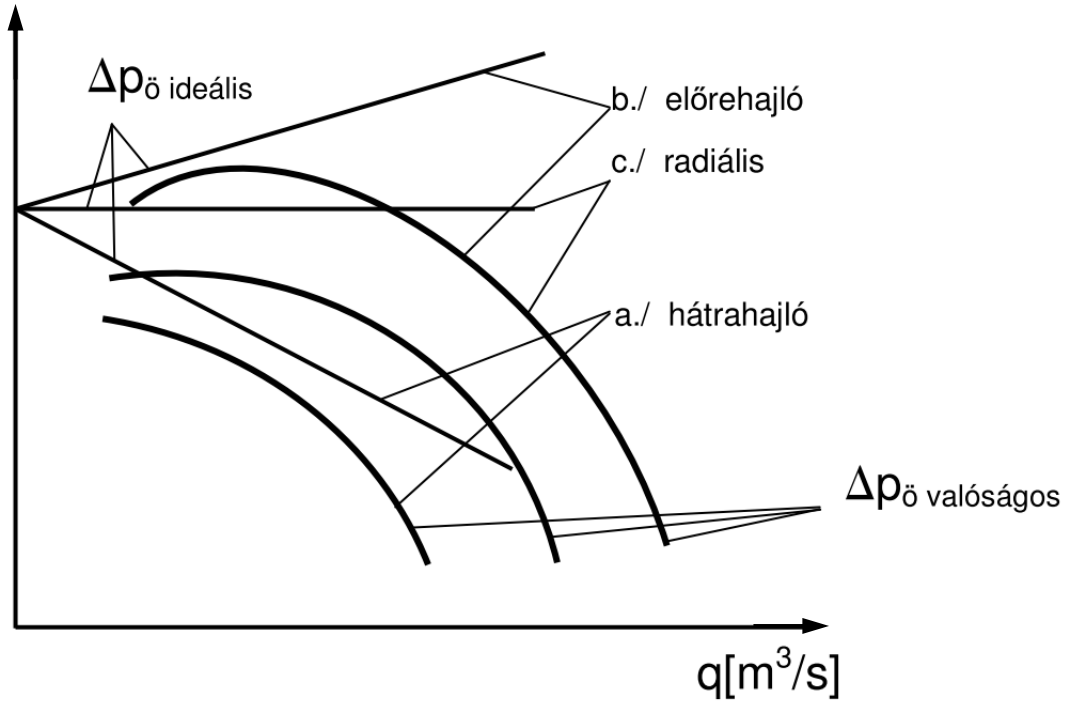
$$\delta = 2: \Psi_{\ddot{o}} = 0.87 \quad \Phi = 0.23 \text{ (már félaxiális ventilátorok tartománya)}$$

Radiális ventilátor típusok jelleggörbéi

Ideális jelleggörbe:
Sebességi háromszögek
elemzéséből szerkeszthető.

Valóságos jelleggörbe:
Méréssel.

$\Delta p_{\text{ö}}$ [Pa]



Ventilátorok szabályzása

A légtechnikai rendszerek légszállítását a ventilátor és a csőhálózat jelleggörbéje együttesen határozza meg.

A csőhálózat jelleggörbéje többnyire a térfogatáram függvényében négyzetes parabola.

A terhelőgörbe metszéspontja a ventilátor jelleggörbéjével a munkapont.

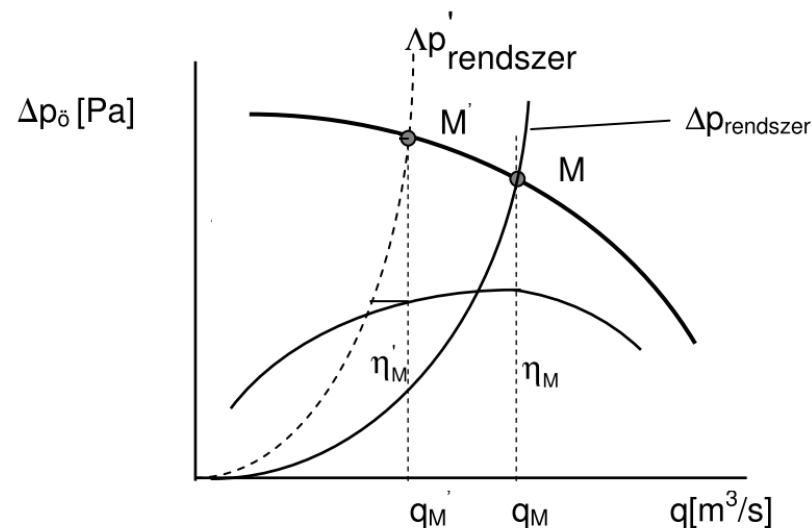
Akkor gazdaságos, ha a ventilátor névleges üzemi pontjára vagy annak közelébe esik. Akkor stabil, ha a munkapontban a csővezeték jelleggörbéje meredekebben emelkedik, mint a ventilátor jelleggörbéje.

Ha a névleges térfogatáramtól eltérő mennyiségre van szükség, akkor a csővezeték vagy a ventilátor jelleggörbéjét (esetleg mindkettőt) módosítani kell.

Fojtás: A beavatkozó elem zárásával a rendszer ellenállását növelve a munkapont (M) a jelleggörbén balra tolódik el (M').

A befektetett teljesítmény megoszlik a rendszer hasznos teljesítménye és a fojtás vesztesége között.

Roszbabb hatásfokú pont.

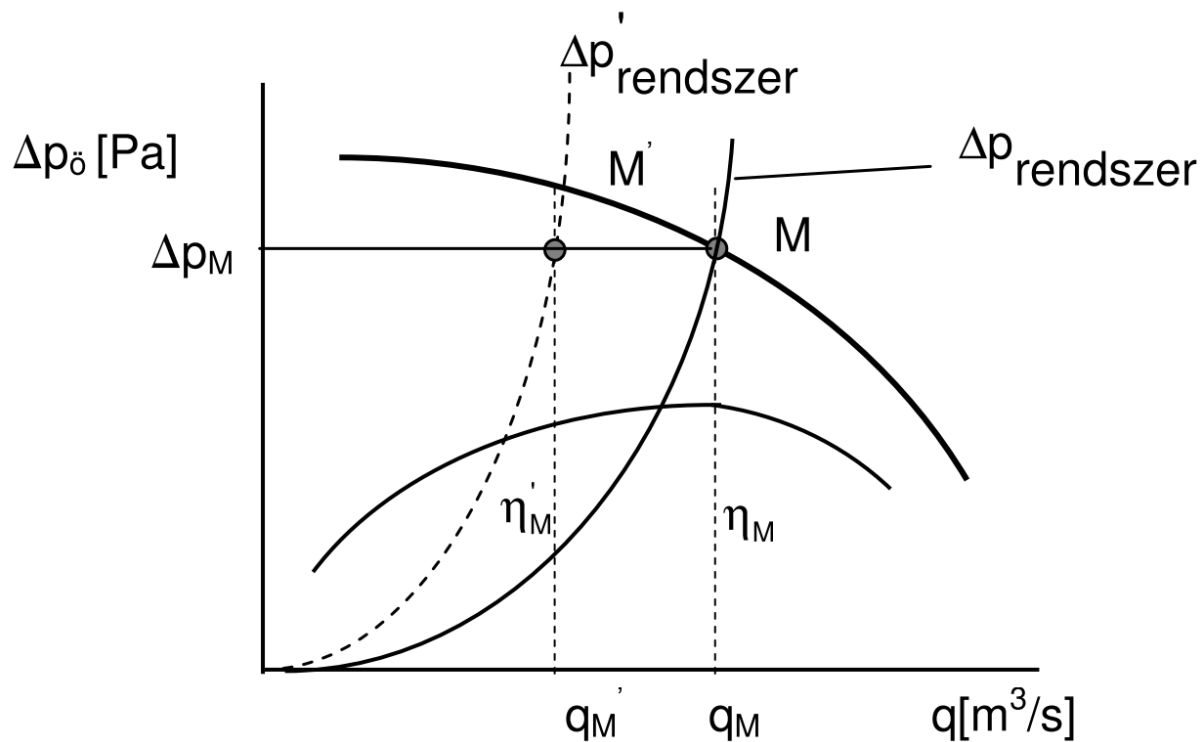


Ventilátorok szabályzása

Megkerülő vezeték (bypass): a ventilátor szívó- és nyomócsonkja egy külön vezetékkel összekötve.

A ventilátor teljesítményének egy része a rendszeren, másik része a megkerülő vezetéken tartja fenn az áramlást.

A fojtáshoz hasonlóan csak a térfogatáram pontos beállítására javasolt, a névleges értékhez képest max. 10-15%-os eltérés esetén.

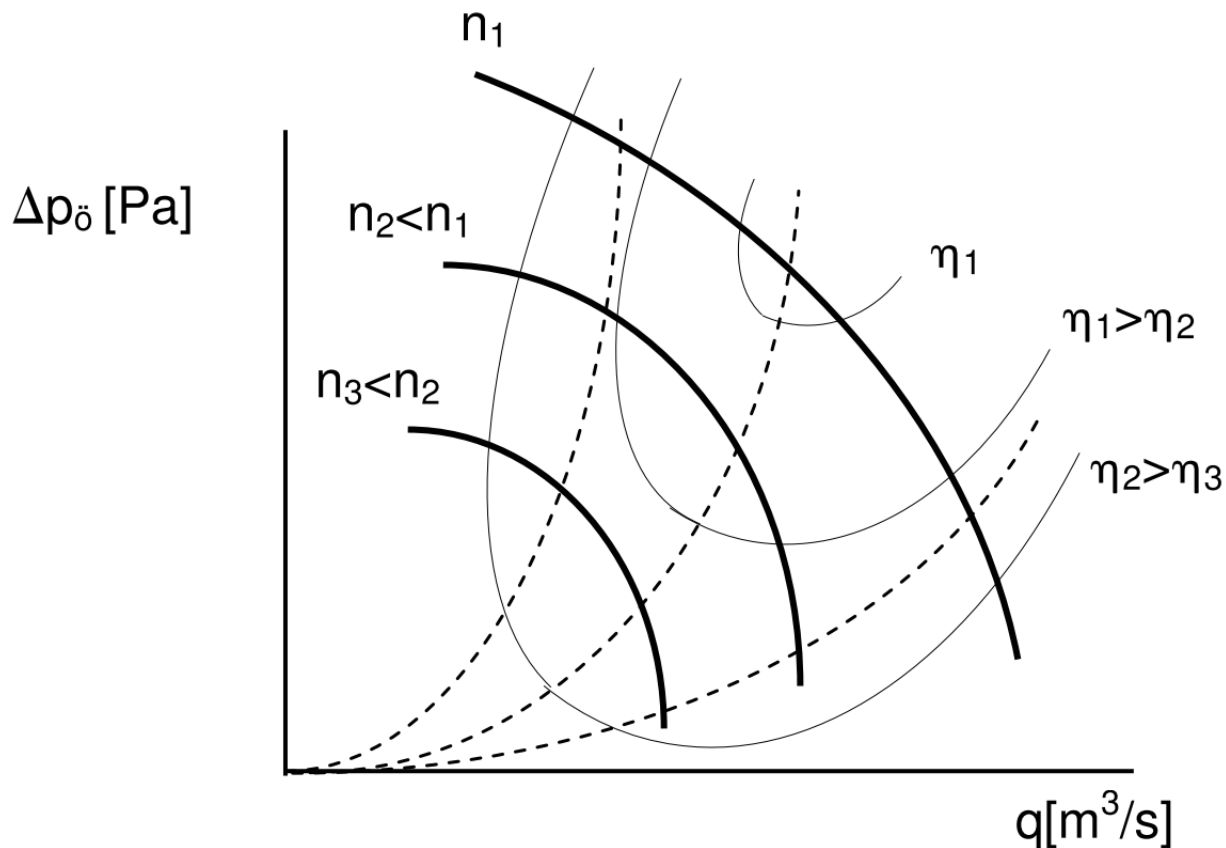


Ventilátorok szabályzása

Fordulatszám változtatás: a ventilátor jelleggörbe pontok a térfogatáram négyzetével arányos parabolán mozdnak el.

A ventilátor hatásfoka - a Reynolds-szám hatásától eltekintve - változatlan marad.

Ha a terhelő rendszer görbéje is négyzetes parabola (többnyire az), akkor a ventilátor változatlan hatásfoka mellett, azaz a leggazdaságosabb módon változtatható a térfogatáram.



Ventilátorok szabályzása

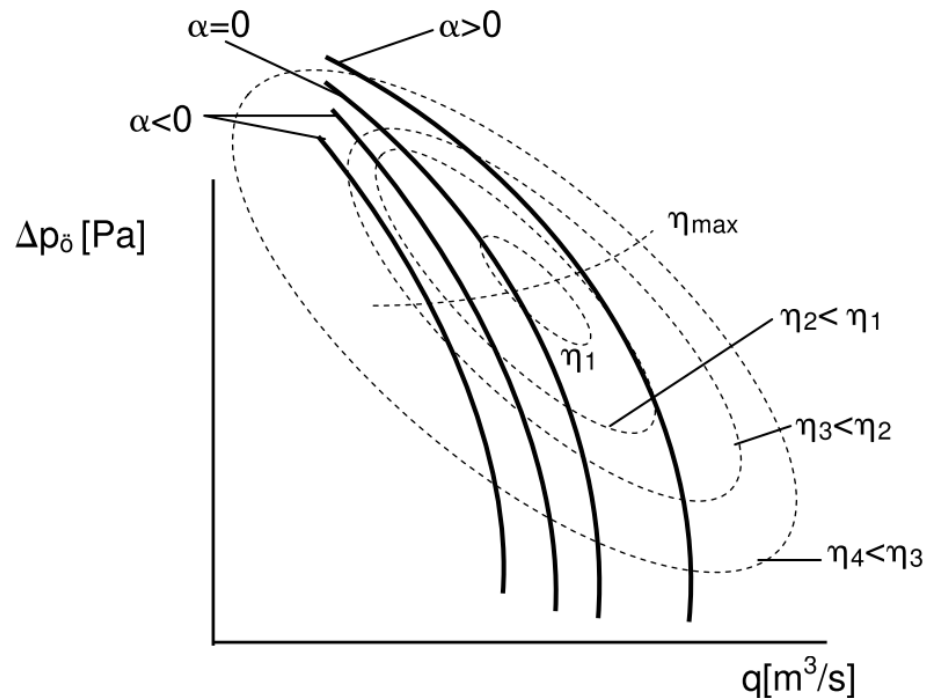
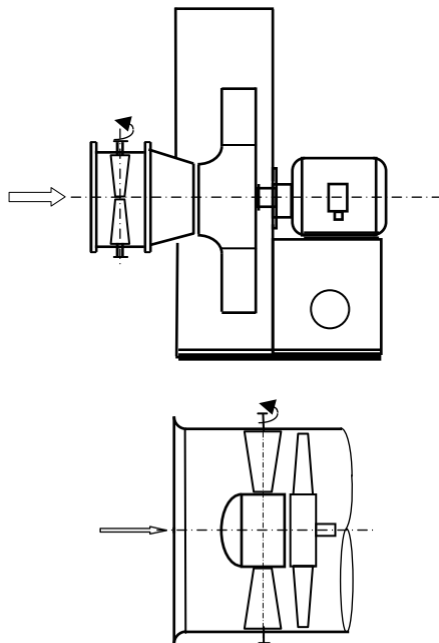
Perdületszabályzás: a járókerék előtt elhelyezett állítható lapátokkal a belépő abszolút sebesség iránya, nagysága változtatható meg úgy, hogy a belépési veszteségek csökkenjenek.

Viszonylag kedvező hatások.

Ha a kerületi sebesség irányába történik az eltérítés, a jelleggörbék balra lefelé tolódnak el, ellentétes esetben jobbra fölfelé.

Nagy eltérítés esetén az előperdületet adó rács fojtásként működik.

A módosult jelleggörbék csak mérésrel határozhatók meg.



Ventilátorok szabályzása

Lapátszög állítás: Elsősorban axiális ventilátoroknál.

A lapát beállítási szögét növelve jobbra, csökkentve balra mozdul a jelleggörbe.

Általában $\pm 10^\circ$ tartományban kedvező hatásfok mellett.

Lapátszám változtatás: A lapátszámmal közel arányos a nyomásnövekedés, a térfogatáram változatlan.

A jelleggörbék függőlegesen tolódnak el.

A jelleggörbék mindkét esetben csak méréssel határozhatók meg.

Ventilátorok soros és párhuzamos kapcsolása

Soros kapcsolásnál a nagyobb nyomásnövekedés elérése a cél.

Az eredő jelleggörbe az egyes gépek azonos térfogatáramához tartozó nyomásmetszékeinek összegzésével áll elő.

Az új jelleggörbe meredekebb lesz, így nagyobb nyomásváltozáshoz csak kisebb mértékű térfogatáram változás tartozik.

Párhuzamos kapcsolásnál a nagyobb térfogatáram elérése a cél.

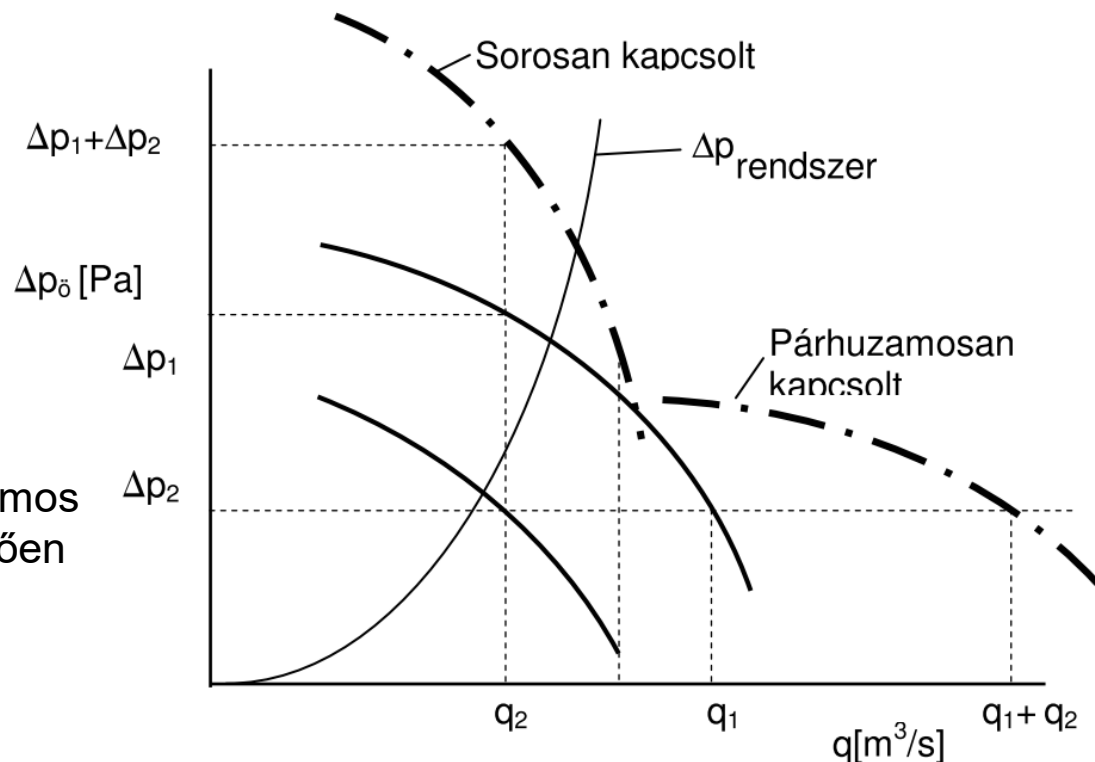
Az eredő jelleggörbe az egyes gépek azonos nyomásához tartozó térfogatáramainak összegzésével áll elő.

Az új jelleggörbe laposabb lesz, így kis nyomásváltozáshoz is nagyobb mértékű térfogatáram változás tartozik.

A párhuzamosan üzemelő ventilátorokat egyszerre kell indítani.

Célszerű azonos nagyságú gépeket párhuzamosan működtetni.

Különböző nagyságú gépek párhuzamos kapcsolásakor a jelleggörbétől függően a kisebb ventilátoron visszaáramlás is létrejöhet.

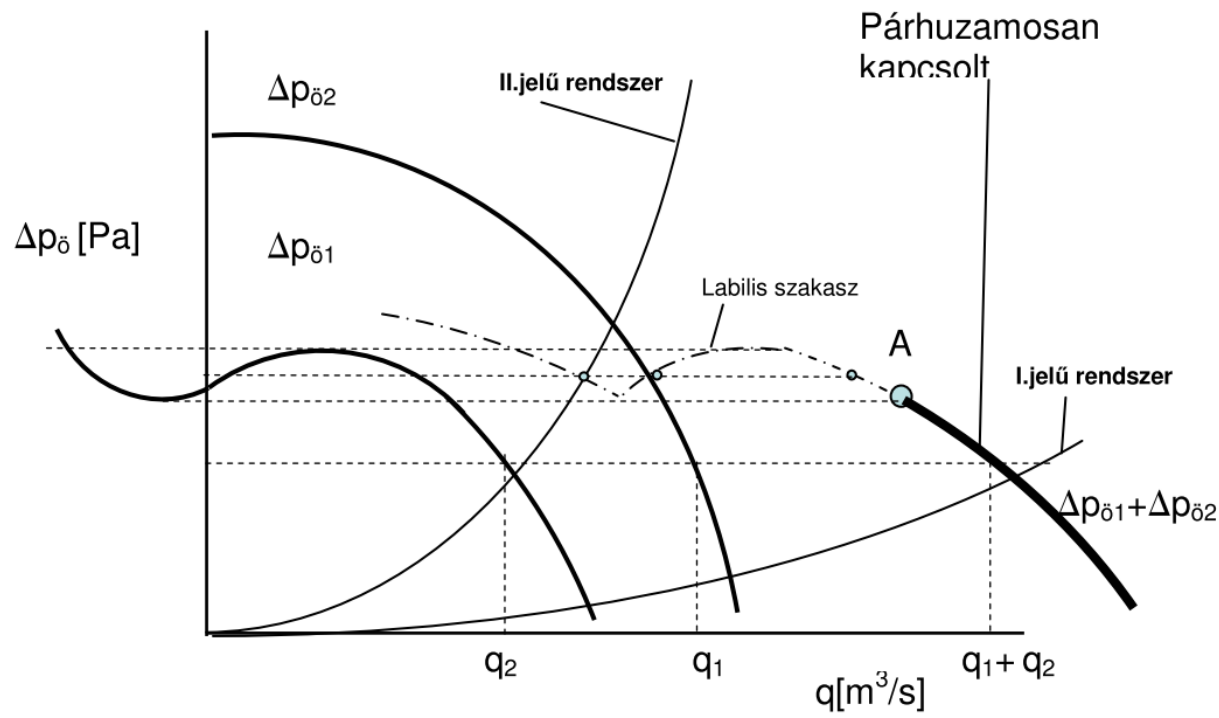


Ventilátorok soros és párhuzamos kapcsolása

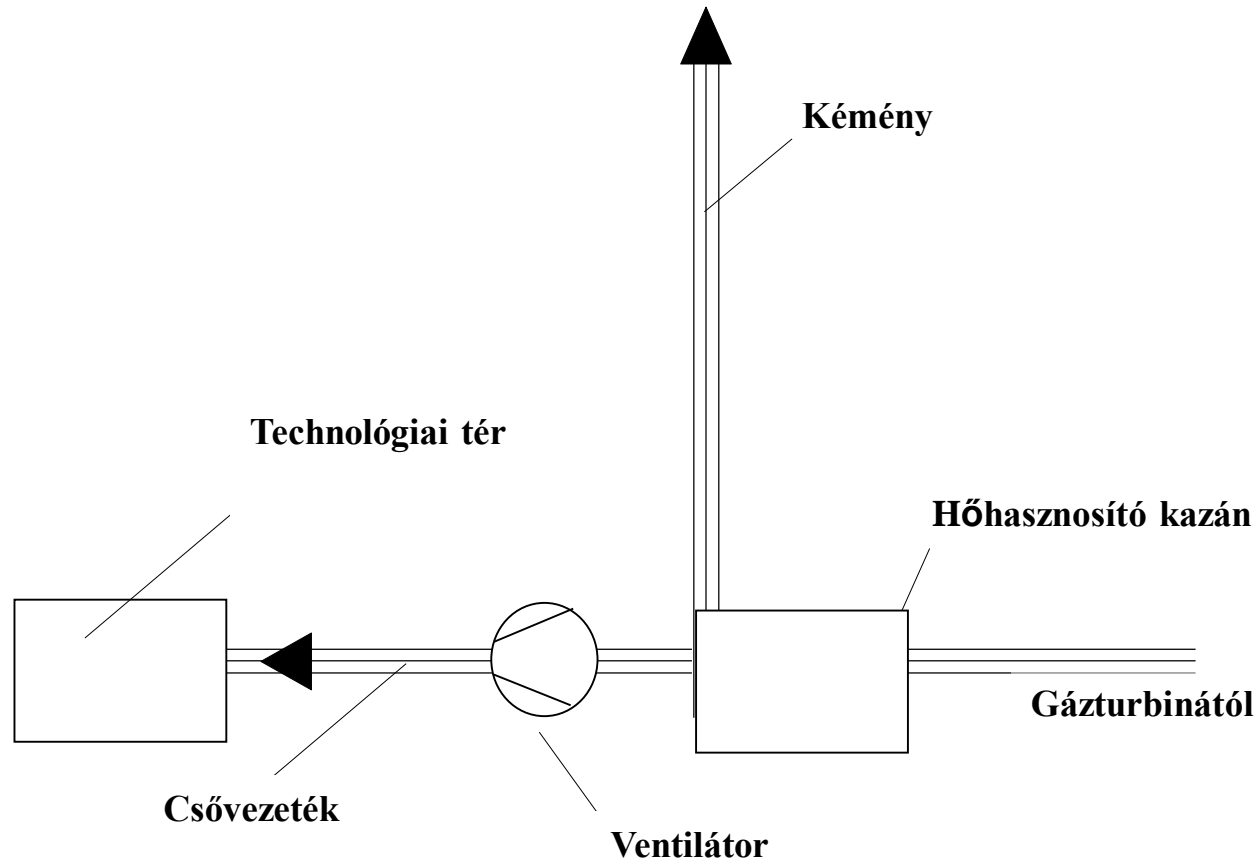
Párhuzamos kapcsolásnál ha az egyik gép jelleggörbéjének inflexiós pontja van, akkor az eredő jelleggörbe és a rendszer jelleggörbe együttes vizsgálatára van szükség a munkapont stabil helyzetének megítélésére.

A II. jelű rendszer karakterisztikája az A pont fölött metszi az együttes jelleggörbét: a kis ventilátoron visszaáramlás jön létre.

A párhuzamos kapcsolás ebben az esetben csak akkor növeli a térfogatáramot, ha a munkapont az A pont alatt van.



Gyakorló számítás



$\Sigma q_{Vn} = 100\,000 \text{ nm}^3 / \text{h} \Rightarrow$ további hasznosításra $q_{Vn} = 50\,000 \text{ nm}^3 / \text{h}$
A maradék $D_k = 2 \text{ m}$, $L_k = 20 \text{ m}$ kéményen távozik, fal érdessége
 $k_k = 2 \text{ mm}$ (beton)

Elszívott füstgáz: $D_f = 1000 \text{ mm}$, $L_f = 100 \text{ m}$ csövön lesz továbbvezetve,
fali érdessége $k_f = 0.5 \text{ mm}$ (acél)
A szerelvények összevont veszteségtényezője $\xi_{\text{ö}} = 10$

Füstgáz hőmérséklete: $T_f = 200 \text{ }^\circ\text{C}$, összetétele: 77 % nitrogén, 17 %
oxigén, + vízgőz, szén-dioxid, egyéb – igen hasonló a levegőhöz.
Ezért: $R = 287 \text{ J/kgK}$, $\mu = 1.81 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}$
Környezet: $p_0 = p_n$; $T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$

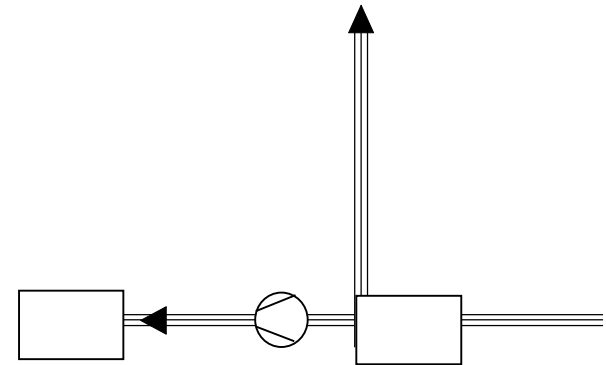
Technológiai tér nyomása: $p_t = p_0$

Ventilátor választás, csőből-csőbe típusú.

a/ üzemi jellemzők ?

b/ ventilátor típusa, jellemző mérete és fordulatszám ?

c/ motor teljesítménye ?

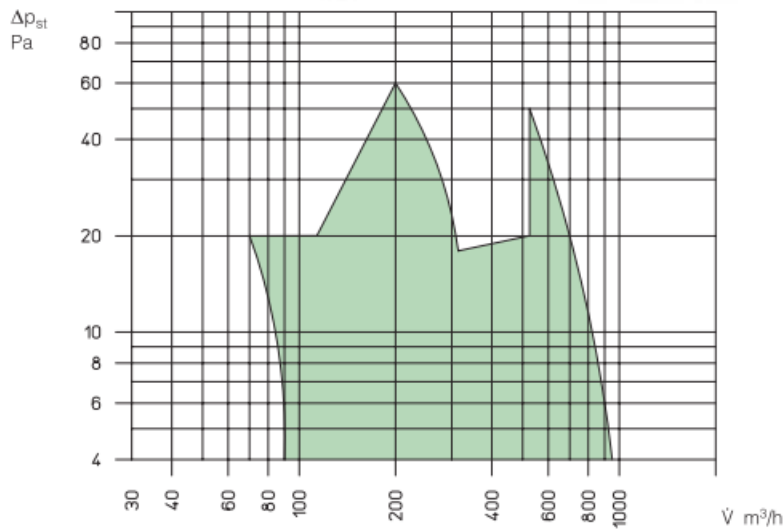
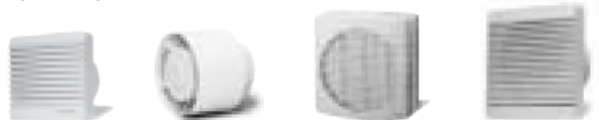


$$\Delta p_{\text{ö}} = 4100 \text{ Pa}$$

$$q_V = 86\,000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

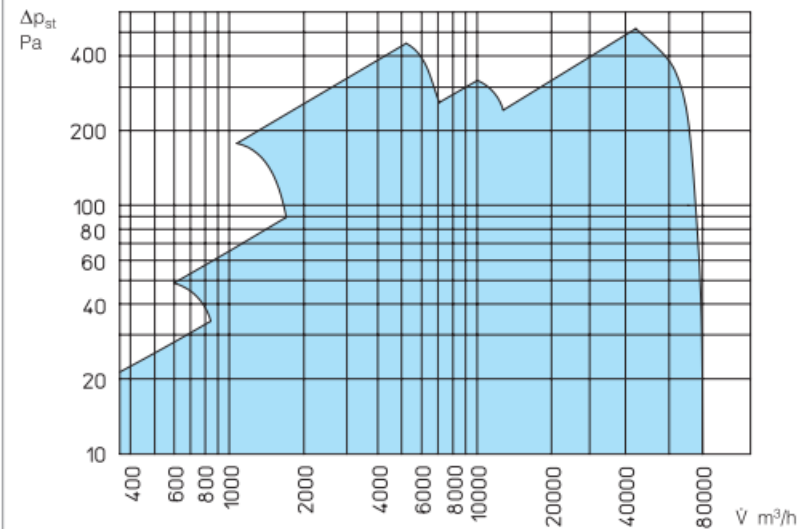
Axiál-ventilátorok kisebb teljesítményekkel

HR 90, HV, REW, GX családok



Ipari axiális ventilátorok (alacsony nyomásnövekedéssel)

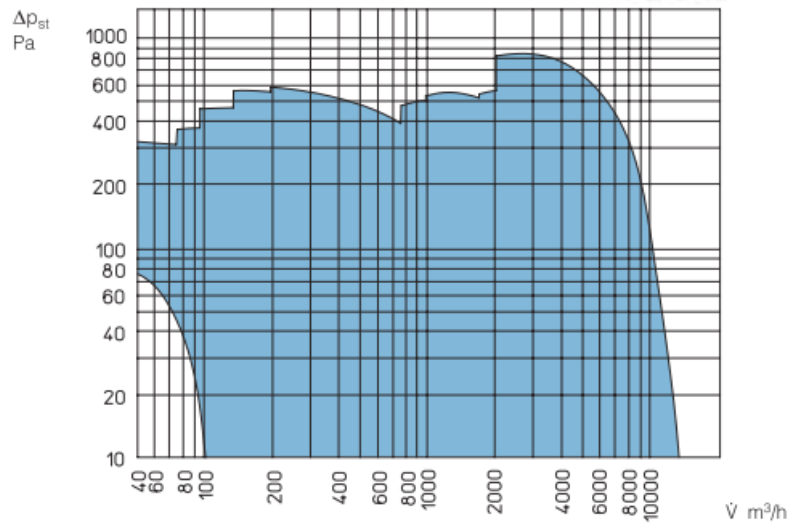
\varnothing 200 – 1000 mm, HQ, HW, HS, HRF, AVD családok



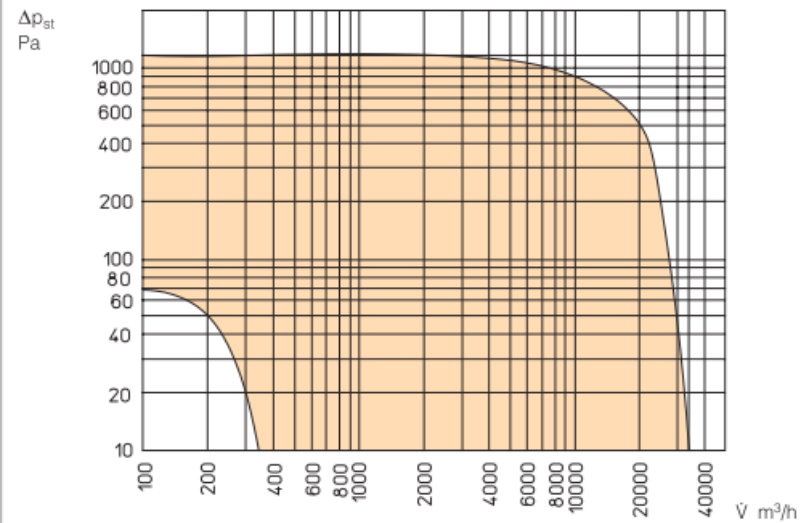
$$\Delta p_{\ddot{o}} = 4100 \text{ Pa}$$

$$q_V = 86\,000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Radiális cső- és csatornaventilátorok, ALB, DX, RR., SB, KD/KW, KS., MV.. SKL családok

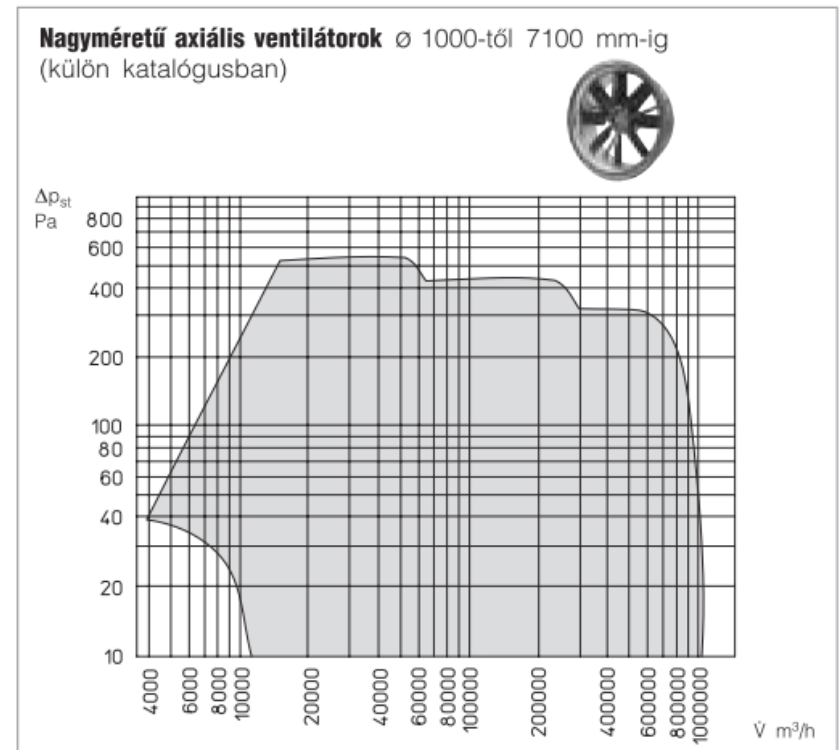
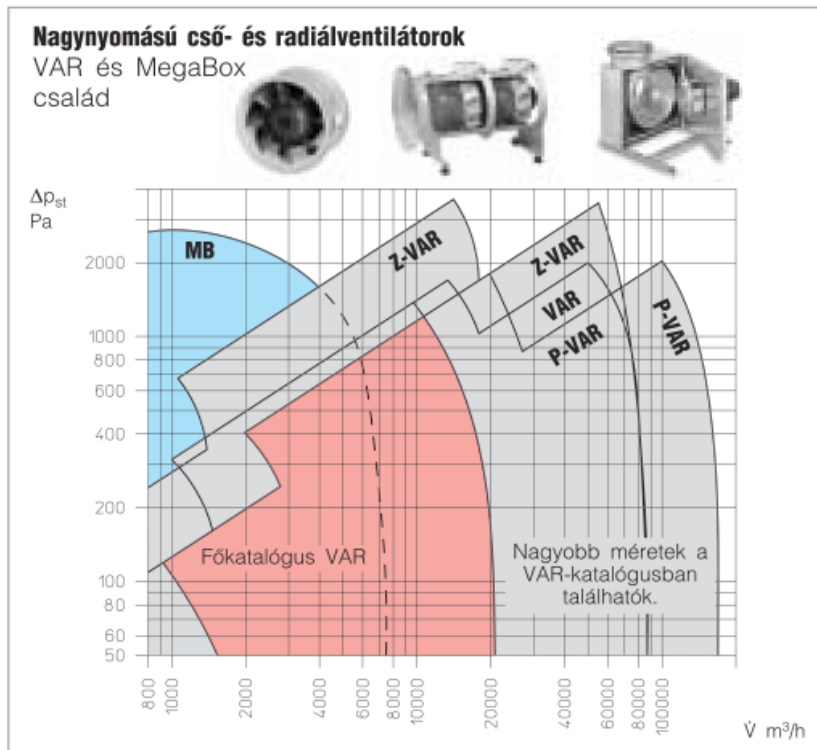


Radiális tetőventilátorok
VD, VDR, RD, DVEC családok



$$\Delta p_{\text{ö}} = 4100 \text{ Pa}$$

$$q_V = 86\,000 \text{ m}^3 / \text{h}$$



$$\Delta p_{\ddot{o}} = 4100 \text{ Pa}$$

$$q_v = 86\,000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$v_{von} = \sqrt{\frac{2}{\rho_f} \Delta p_{\ddot{o}}} = 105 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$D_{von} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{q_v}{v_{von}}} = 0.54 \text{ m}$$

$$n_{von} = \frac{v_{von}}{D_{von} \cdot \pi} = 62 \frac{1}{\text{s}} = 3720 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\delta = \frac{D}{D_{von}}$$

$$\sigma = \frac{n}{n_{von}}$$

$$\Phi = \frac{q_v}{A_{jell} u_t}$$

$$\Psi_{\ddot{o}} = \frac{\Delta p_{\ddot{o}}}{\frac{\rho}{2} u_t^2}$$

$$\Delta p_{\ddot{o}} = 4100 \text{ Pa}$$

$$q_V = 86\,000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

	AXIÁLIS	RADIÁLIS (HH)	RADIÁLIS (EH)
δ [-] (középérték)	1.5	3	1.8
σ [-] (számított)	1.38	0.33	0.4
n [1/min]	5130	1230	1490
u [m/s]	217.5	104.3	75.6
D [m]	0.81	1.62	0.97
Φ	0.21	0.11	0.43
$\Psi_{\ddot{o}}$	0.23	1	1.93

$$\Delta p_{\ddot{o}} = 4100 \text{ Pa}$$

$$q_V = 86\,000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

	AXIÁLIS	RADIÁLIS (HH)	RADIÁLIS (EH)
δ [-] (középérték)	1.5	3	1.8
σ [-] (számított)	1.38	0.33	0.4
n [1/min]	5130	1230	1490
u [m/s]	217.5	104.3	75.6
D [m]	0.81	1.62	0.97
Φ	0.21	0.11	0.43
$\Psi_{\ddot{o}}$	0.23	1	1.93

$$\Delta p_{\ddot{o}} = 4100 \text{ Pa}$$

$$q_V = 86\,000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

	AXIÁLIS	RADIÁLIS (HH)	RADIÁLIS (EH)
δ [-] (középérték)	1.5	3	1.8
σ [-] (számított)	1.38	0.33	0.4
n [1/min]	5130	1230	1490
u [m/s]	217.5	104.3	75.6
D [m]	0.81	1.62	0.97
Φ	0.21	0.11	0.43
$\Psi_{\ddot{o}}$	0.23	1	1.93

A katalógusokban általában $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ sűrűségre (normál állapot) vonatkoznak a megadott jelleggörbék (füstgázelszívó ventilátor esetén is).

Mi a teendő a ventilátor választásakor?

- A szállított térfogatáram a sűrűségtől független.
- Az össznyomás-növekedési igény jó közelítéssel a dinamikus nyomással arányos.
- A dinamikus nyomás egyenesen arányos a sűrűséggel.

Hidegindítás: $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$

Ekkor: össznyomás-növekedési igény $\Delta p_{\text{öh}} = 4100 \cdot (1.2/0.75) = 6600 \text{ Pa}$.

Ventilátorteljesítmény üzemi állapotban: $P_n = \Delta p_{\text{ö}} \cdot q_v = 98 \text{ kW}$

Ventilátorteljesítmény hidegindításkor: $P_h = \Delta p_{\text{öh}} \cdot q_v = 158 \text{ kW}$

$P_h / P_n = 1.6 \rightarrow$ **60%-al nagyobb teljesítményigény!**

A motor hidegindításkor történő leégése elkerülhető, ha a ventilátor a $\Delta p_{\text{ö}} = 6600 \text{ Pa}$, $q_v = 86000 \text{ m}^3/\text{h}$ értékre van választva. Üzemi állapotban ($\rho = 0.75 \text{ kg/m}^3$) már nem abban a munkapontban fog dolgozni, de a kívánt üzemállapot pl. frekvenciaváltós fordulatszám-szabályzással beállítható

RADIÁLIS:

Megnevezés	Radiális lapátozású járókerék	Hátrahajló lapátozású járókerék	Előrehajló lapátozású járókerék
Φ	0.1 – 0.2	0.05 – 0.2	0.3 – 0.7
$\Psi_{\ddot{O}}$	1.0 – 1.8	0.7 – 1.0	2.1 – 2.9
Hidraulikai hatásfok η_{hmax}	0.7 – 0.75	0.8 – 0.85	0.65 – 0.7
Átmérőviszony D_2/ D_1	1.5 – 1.8	1.3 – 1.8	1.1 – 1.3
Lapátszám N	8 - 16	6 - 12	25 - 48
Lapátszélesség b_1/ b_2	1.0 – 1.7	1.0 – 1.5	1.0

AXIÁLIS:

Megnevezés	Fali	Terelő nélküli	Utóterelős	Előterelős	Ellen-forgó
Φ	0.1 – 0.3	0.2 – 0.35	0.4 – 0.6	0.4 – 0.6	0.4 – 0.6
$\Psi_{\text{ö}}$	0.1 – 0.15	0.2 – 0.3	0.3 – 0.4	0.35 – 0.4	0.6 – 0.9
Hidr. hatásfok η_{hmax}	0.4	0.7	0.8 – 0.85	0.8	0.8
Átmérőviszony $D_{\text{B}}/ D_{\text{k}}$	0.3 – 0.4	0.4 – 0.5	0.5 – 0.7	0.5 – 0.7	0.5 – 0.7
Lapátszám N	2 - 6	2 - 12	6 - 16	6 - 16	6 - 16