

1. BEVEZETÉS

1.1. Osztályozás, a tématerület korlátozása

Munkaközeg:

- **Gáz**
- (Cseppfolyós közeg)
- (Többfázisú közeg)

Teljesítmény bevitel / kivitel:

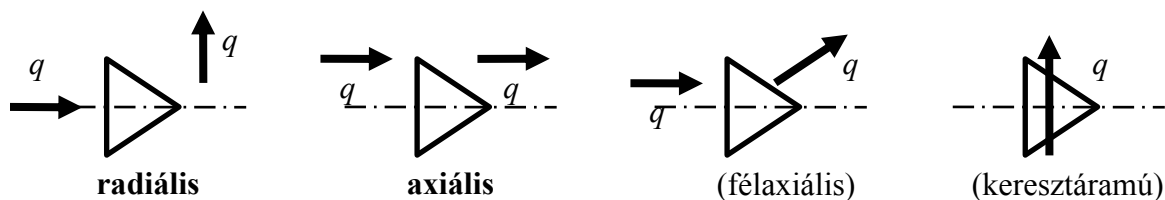
- **Munkagépek.** Teljesítmény-bevitel árán kisebb nyomású térből – szivótér – nagyobb nyomású térbe – nyomótér – szállítanak közeget.
- (Erőgépek)

Működési elv:

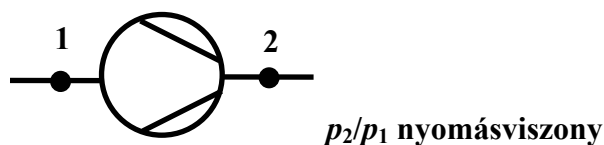
- **Euler-elv (áramlástechnikai elv): FORGÓGÉPEK.** Lapátokkal ellátott forgórész házban. A szivó- és nyomótér között szabad átjárhatóság.
- (Térfogat-kiszorítási, volumetrikus elv: a szivó- és nyomótér között munkatér. Elmozduló és álló falakkal határolt, nem átjárható. Dugattyús gépek.)

1.2. Áramlástechnikai forgó munkagépek osztályozása

1.2.1. *Átáramlás iránya a forgástengelyhez képest:*



1.2.2. *Nyomásnövekedés, nyomásviszony:*



A/ $p_2/p_1 < 1.1$ (1.2) ventilátorok

$\rho \approx$ állandó, $\Delta T \approx 0$ tervezési, konstrukciós, alkalmazási szempontok

IGAZOLÁS: izentropikus közelítés:

$$p_2/p_1 = (\rho_2/\rho_1)^\chi \quad (1.1)$$

Ebből $p_2/p_1 = 1.1$ helyettesítéssel levegőre $\rho_2/\rho_1 = 1.07$ adódik, amely még a fenti szempontok szerint általában elhanyagolható.

A sűrűség viszonylagos állandósága kritériumot teremt a gépet jellemző sebességekre, pl. a gép lapátozásának kerületi sebességére, illetve a csatlakozó rendszerben kialakuló sebességekre is. Tekintsünk egy képzeletbeli áramvonalat pl. a szívócsonk S pontja és a gép járókerekének orrkúpja között, amelyen T torlópontot feltételezünk.

Az iménti 7 % eltérésnél még szigorúbb kritériummal élve:

$$|\rho_T - \rho_S| \leq 0.05 \rho_S \quad (1.2)$$

Energiaegyenlet az S és T pontok között:

$$T_S + \frac{v_S^2}{2c_p} = T_S \left(1 + \frac{\chi R Ma_S^2}{2c_p} \right) = T_T \quad (1.3)$$

Fent felhasználtuk, hogy

$$Ma_S = \frac{v_S}{a_S} = \frac{v_S}{\sqrt{\kappa R T_S}} \quad (1.4)$$

Izentropikus állapotváltozás:

$$\frac{\rho_T}{\rho_S} = \left(\frac{T_T}{T_S} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad (1.5)$$

$|\rho_T - \rho_S| = 0.05 \rho_S$ feltételezéssel és a levegő-jellemzők behelyettesítésével az (1.3) és (1.5) egyenletek kombinációja a következő kritériumot adja [1]:

$$Ma_S < 0.31 \quad (1.6)$$

Ez a feltétel közel szobahőmérsékletű közeget feltételezve nem engedi meg 100 m/s-nál nagyobb áramlási sebességek kialakulását a gépben és a csatlakozó rendszerben. A gépet szemléletesen jellemzi a lapátcsúcs kerületi sebessége.

A fentiek összefoglalása: **VENTILÁTOROKRA ÁLTALÁBAN**

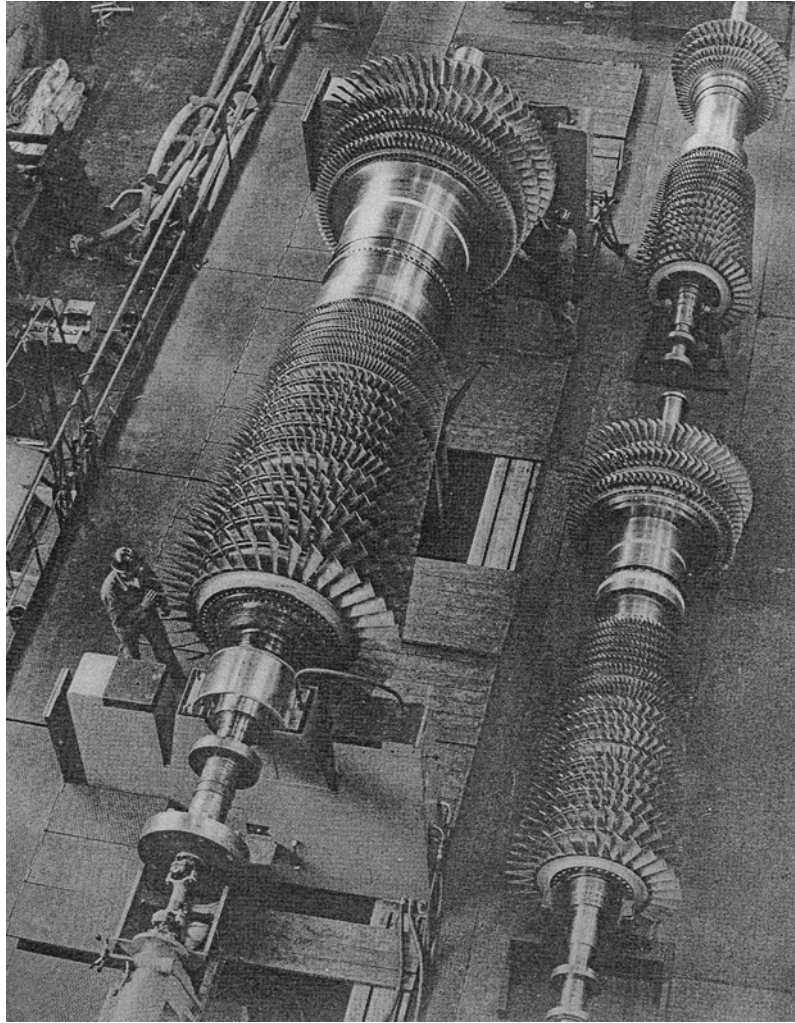
- **Közel atmoszférikus nyomást feltételezve a szívóoldalon $\Delta p < 0.1 \text{ bar}$ [2]**
- **A lapátcsúcs kerületi sebessége $< 100 \text{ m/s}$, amely összhangban áll a géppel kapcsolatos szilárdsági és zajkibocsátási kívánalmakkal is.**

B/ $1.1 < p_2/p_1 < 3$ fúvók

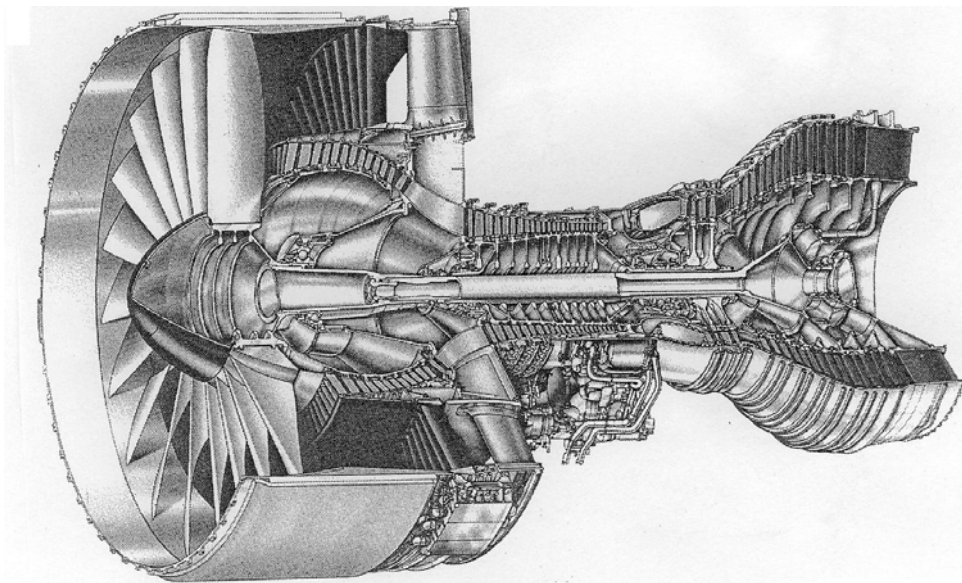
$\rho \neq$ állandó, $\Delta T > 0$, de még elegendő a természetes hűlés.

C/ $3 < p_2/p_1$ kompresszorok

$\rho \neq$ állandó, $\Delta T \gg 0$, mesterséges hűtés szükséges. (Anyagszerkezet-tani és technológiai szempontok)

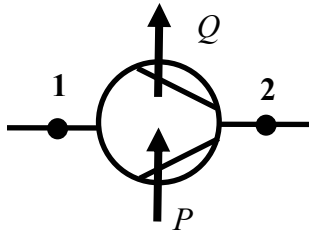


1.1. Ábra. Ipari gázturbina [4]



1.2. Ábra. Repülőgép-hajtómű [4]

1.3. Ventilátorok munkafolyamata



Ideális (veszteségmentes) esetre:

$$\frac{P}{q_m} - \frac{Q}{q_m} = \left[\frac{v^2}{2} + gh + U + \frac{p}{\rho} \right]_1 = i_{\sigma 2} - i_{\sigma 1} \quad (1.7)$$

Ventilátorokra $Q = 0$, $\Delta U = 0$, és gh csak akkor játszik szerepet, ha a külső és a szállított közeg sűrűsége eltér (pl. forró füstgáz vagy hideg levegő szállítása).

Így ventilátorokra általában

$$P = q_m \left[\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right]_1 = q_V \left[\rho \frac{v^2}{2} + p \right]_1 = q_V \Delta p_{\text{oid}} \quad (1.8)$$

Ahol az Euler-turbinaegyenlet [3] szerint

$$\Delta p_{\text{oid}} = \rho(v_2 u_2 - v_1 u_1) \quad (1.9)$$

Az ideális körülményektől való eltérések:

A/ A résveszteségek miatt a járókeréken áthaladó q_{VJ} térfogatáram nagyobb, mint a hasznosuló q_V (egy része a járókeréken belül kering), viszont a többlet mozgatásához is teljesítményt kell bevezetni. Ezt a hatást az η_V volumetrikus hatásfokkal vesszük figyelembe.

$$P = q_{VJ} \Delta p_{\text{oid}}, \quad q_{VJ} > q_V, \quad \eta_V = q_V / q_{VJ} \quad (1.10)$$

B/ Az össznyomás-növekedés kisebb az ideálisnál a közegsúrlódási veszteségek miatt. Ezt a hatást az η_h hidraulikai hatásfokkal vesszük figyelembe:

$$\eta_h = \Delta p_{\text{ö}} / \Delta p_{\text{oid}} \quad (1.11)$$

A fentiekkel

$$P = q_{VJ} \Delta p_{\text{oid}} = \frac{q_V}{\eta_V} \frac{\Delta p_{\text{ö}}}{\eta_h} = \frac{P_h}{\eta_V \eta_h} \quad (1.12)$$

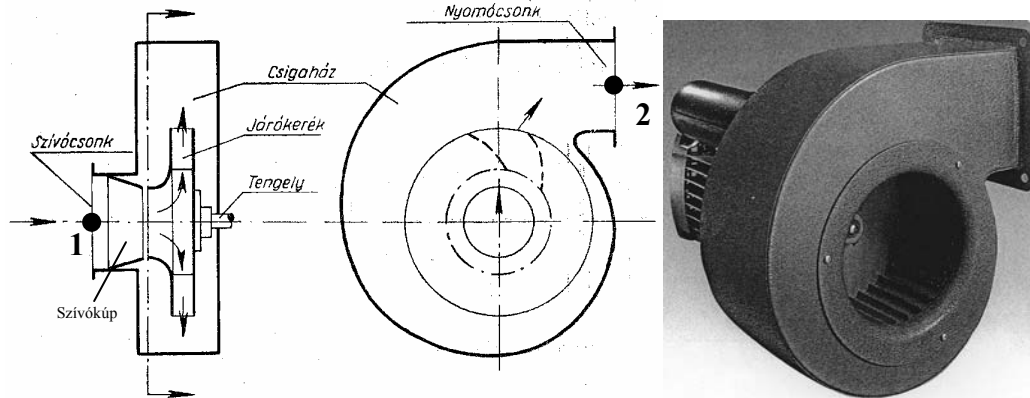
C/ A bevezetett összes teljesítmény a mechanikai veszteségeket, pl. a szíjhajtás, csapágyazás veszteségeit is fedezi. Ezt a hatást az η_m mechanikai hatásfokkal vesszük figyelembe:

$$\eta_m = P / P_{\text{összes}} \quad (1.13)$$

$$\text{Így } P_{\text{összes}} = \frac{P_h}{\eta_V \eta_h \eta_m} = \frac{P_h}{\eta_{\text{ö}}} \quad (1.14)$$

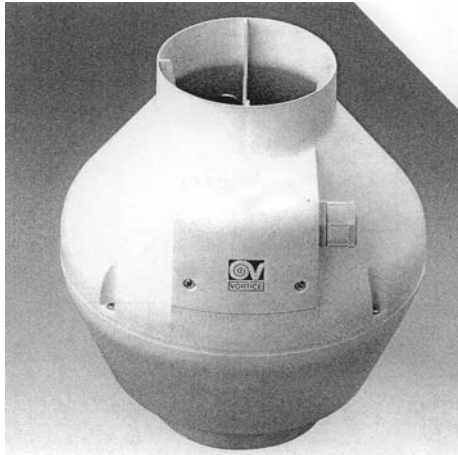
Ventilátorokra általában igaz, hogy $\eta_m \approx 1$, $\eta_v \approx 1$ (nincs nagy nyomáskülönbség; ez szivattyúkra már nem igaz), és így $\eta_o \approx \eta_h$.

1.4. Radiális ventilátorok alapvető konstrukciója

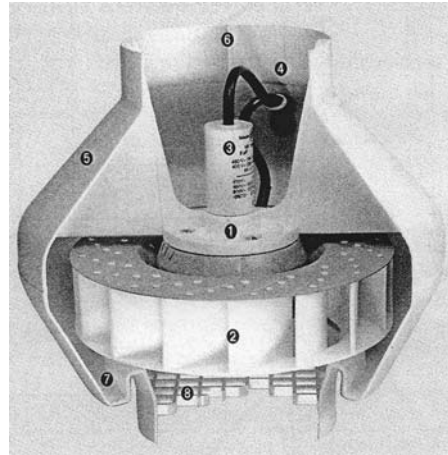


1.3. Ábra. Radiális ventilátor elvi vázlatja [2]

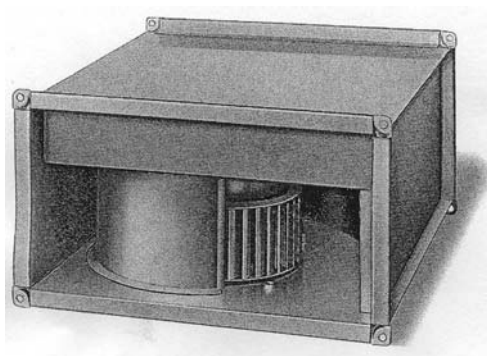
1.4. Ábra. Radiális ventilátor [5]



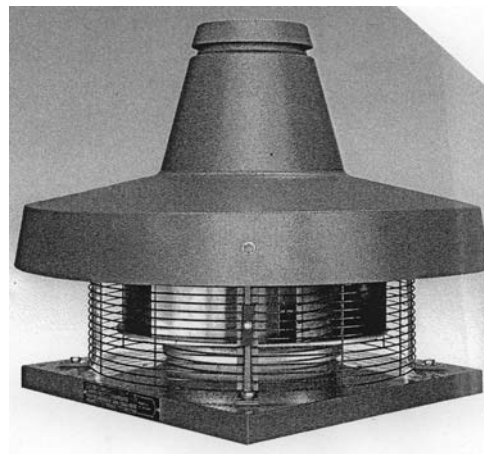
1.5. Ábra. Radiális csőventilátor [5]



1.6. Ábra. Radiális csőventilátor metszete [5]



1.7. Ábra. Radiális ventilátor [5]



1.8. Ábra. Tetőtéri egység [5]

$$\Delta p_{\delta} = \left(\rho \frac{v_2^2}{2} + p_2 \right) - \left(\rho \frac{v_1^2}{2} + p_1 \right) \quad (1.15)$$

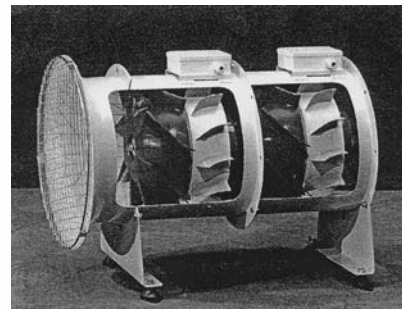
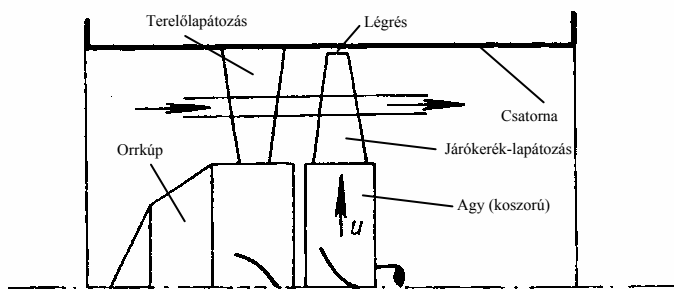
$$\text{Ahol } v_1 = q_V / A_1, v_2 = q_V / A_2 \quad (1.16)$$

Statikus nyomásnövekedés:

$$\Delta p_{st} = p_2 - \left(\rho \frac{v_1^2}{2} + p_1 \right) = \Delta p_{\delta} - \rho \frac{v_2^2}{2} \quad (1.17)$$

Jellegzetes geometriai adat: a járókerék-lapátózás D_1 belső és D_2 külső átmérője.

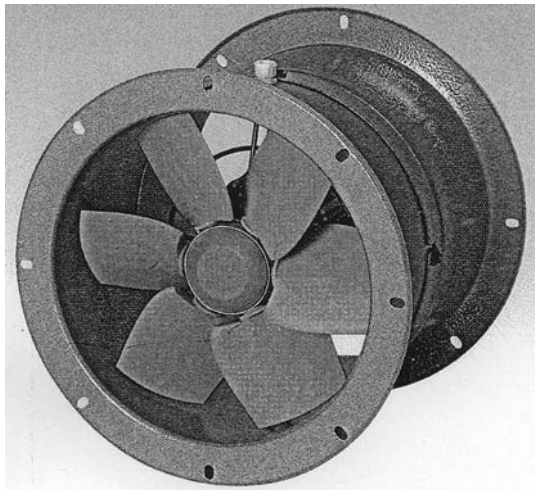
1.5. Axiális ventilátorok alapvető konstrukciója



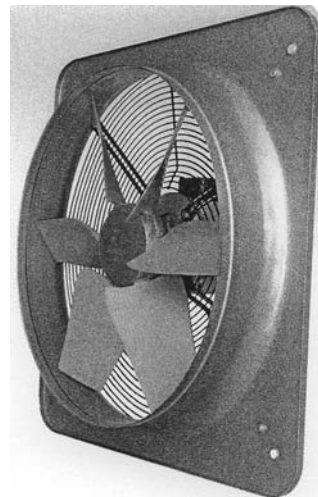
1.9. Ábra. Axiális ventilátor elvi vázlatja [2]

1.10. Ábra. Axiális csőventilátor [6]

Jellegzetes geometriai adat: a járókerék-lapátózás D_1 belső (agy-) és D_2 külső átmérője.



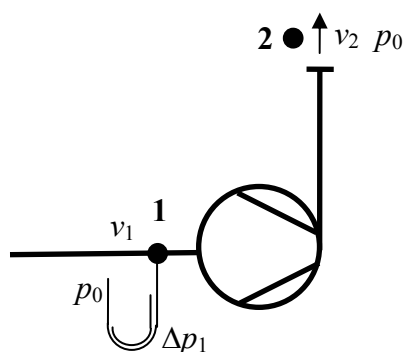
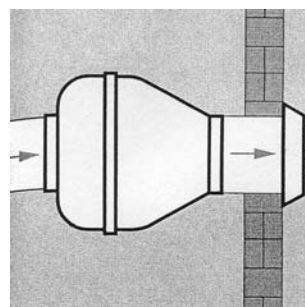
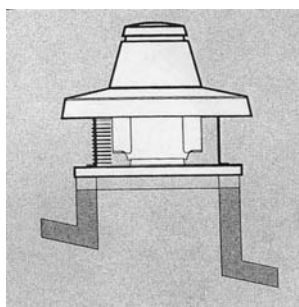
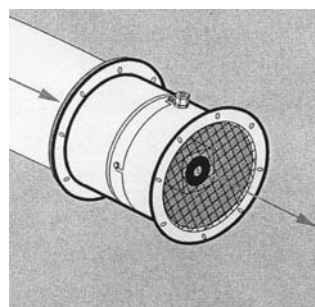
1.11. Ábra. Axiális csőventilátor [5]



1.12. Ábra. Fali axiálventilátor [5]

RADIÁLIS ÉS AXIÁLIS FORGÓGÉPEK KÖZTI ALAPVETŐ KÜLÖNBSÉGEK:

- Az (1.9) Euler-turbinaegyenletből feltűnik, hogy a konstrukcióból adódóan az axiálgépnél $r_1 \approx r_2$, $u_1 \approx u_2$. Ezért az axiálgépek általában kisebb össznyomásmnövekedést hoznak létre, mint a radiálgépek.
- Rögzített légtechnikai teljesítmény esetén ez azt is jelenti, hogy az axiálgépek általában nagyobb térfogatáramot létesítenek, mint a radiálgépek.
- Az axiálgépben a közel irányeltérítése mérsékelt a radiálgépéhez képest, miáltal az axiálgépek áramlási veszteségei általában mérsékelték és hidraulikai hatásfokuk jobb, mint a radiálgépé.
- Axiálgépben az átáramlás iránya idomul a csatlakozó légvezeték-rendszerhez. Ezért nemcsak a gépen belül, de a csatlakozó légtechnikai rendszerben is mérsékelték az iránytörésből adódó veszteségek. (Pl. ezzel szemben radiális csőventilátor: meg kell oldani a közeg veszteségekkel járó visszatérítését a csőtengely irányába.)

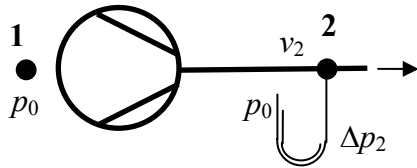
1.6. Ventilátor-elrendezések: technológia- és geometriafüggő!**1.6.1. Csőből szabadba (elszívó, pl. élelmiszeripari pára- és szagelszívás)****1.13. ábra. Csőből-szabadba elrendezések [5]**

$$\Delta p_{\sigma} = \left(\rho \frac{v_2^2}{2} + p_0 \right) - \left[\rho \frac{v_1^2}{2} + (p_0 - \Delta p_1) \right] = \Delta p_1 + \rho \frac{v_2^2}{2} - \rho \frac{v_1^2}{2} \quad (1.18)$$

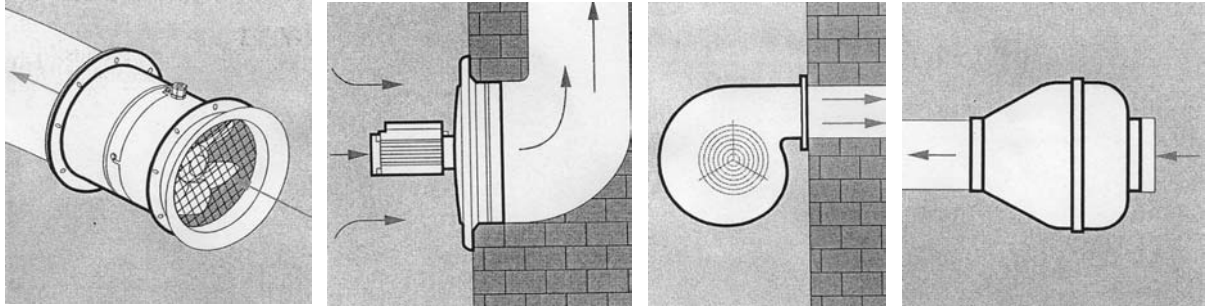
($=\Delta p_1$ axiálventilátorokra, mert a csatornakeresztmetszet állandósága miatt $v_2 = v_1$)

$$\Delta p_{st} = \Delta p_{\sigma} - \rho \frac{v_2^2}{2} = \Delta p_1 - \rho \frac{v_1^2}{2} \quad (1.19)$$

1.6.2. Szabadból csőbe (befűvő, pl. kazán-aláfűvő; túlnyomást biztosító: tisztatér-tech.)



1.14. ábra. Szabadból-csőbe elrendezések [5]

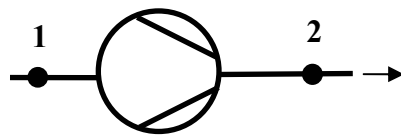


A belépő oldali veszteségek elhanyagolásával:

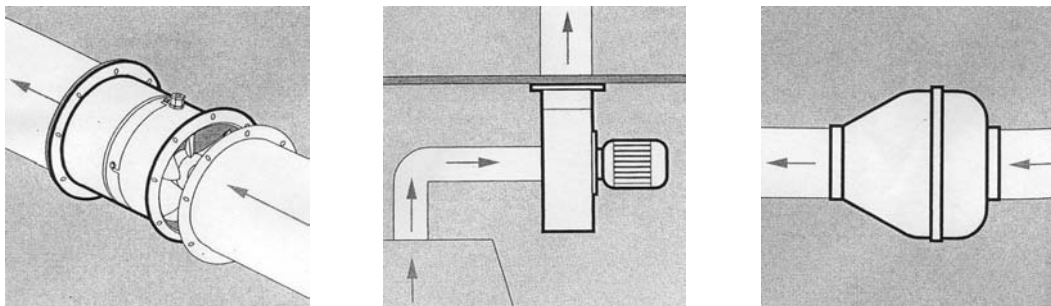
$$\Delta p_{\delta} = \left[\rho \frac{v_2^2}{2} + (p_0 + \Delta p_2) \right] - p_0 = \Delta p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2} \quad (1.20)$$

$$\Delta p_{st} = \Delta p_2 \quad (1.21)$$

1.6.3. Csőből csőbe (csőventilátor: előtte és utána is kiszolgáló elemek: pl. előtte kalorifer, utána motoros zsalu)



1.15. ábra. Csőből-csőbe elrendezések [5]



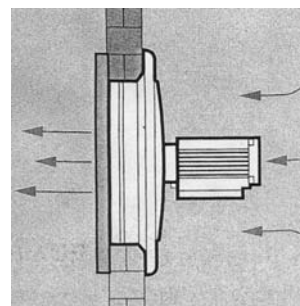
$$\Delta p_{\delta} = \left(\rho \frac{v_2^2}{2} + p_2 \right) - \left(\rho \frac{v_1^2}{2} + p_1 \right) \quad (1.22)$$

$$\Delta p_{st} = p_2 - \left(\rho \frac{v_1^2}{2} + p_1 \right) \quad (1.23)$$

1.6.4. Szabadból szabadba (pl. alagútszellőzés)



1.16. ábra. Szabadból-szabadba elrendezések [5]

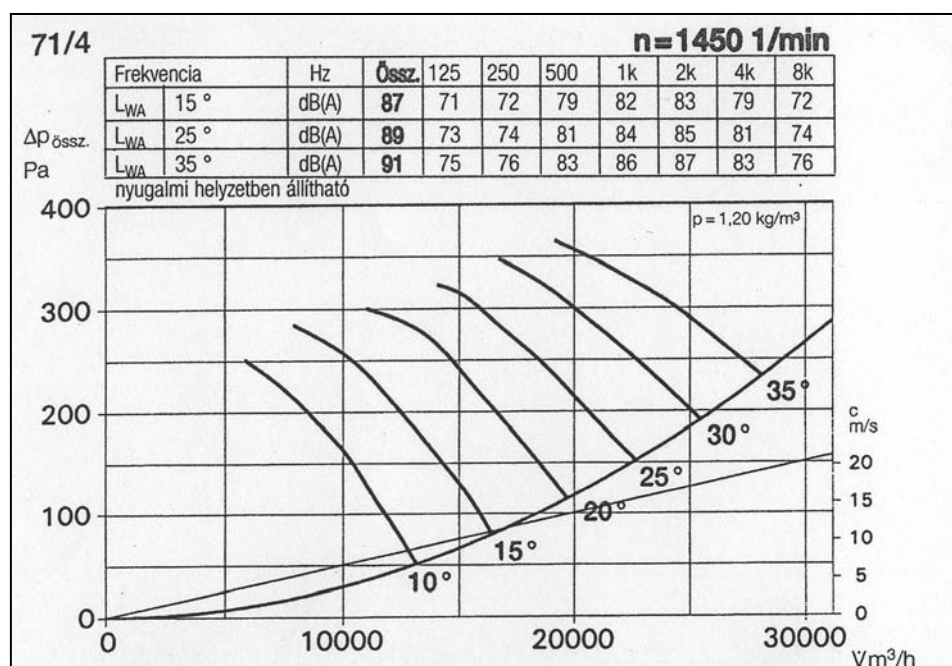


$$\Delta p_{\delta} = \left(\rho \frac{v_2^2}{2} + p_0 \right) - p_0 = \rho \frac{v_2^2}{2} \quad (1.24)$$

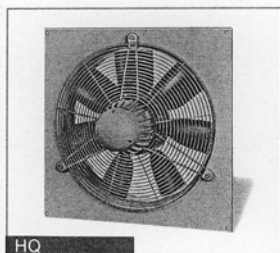
$$\Delta p_{st} = \Delta p_{\delta} - \rho \frac{v_2^2}{2} = 0 \quad (1.25)$$

Módosulata: ha a 2 oldalon nem egyezik meg a statikus nyomás, pl. belső térben depressziót okozva szabadba fúj, vagy belső térben túlnyomást okozva szabadból szív. Ekkor a fenti egyenletek módosulnak annak megfelelően, hogy a szívott- vagy a nyomott oldali kifejezésekbe kerül-e p_0 -tól eltérő statikus nyomásérték.

1.7. Jelleggörbe: példa



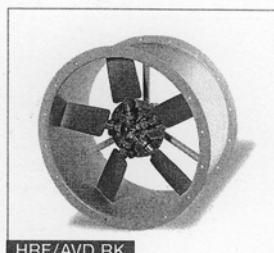
1.17. Ábra. HELIOS HQ 71/4 axiálventilátor jelleggörbéje [6]

Axiálventilátorok, \varnothing 710 mm

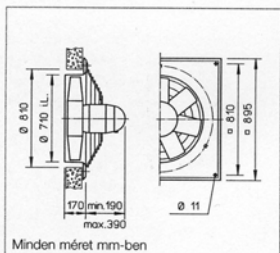
HQ



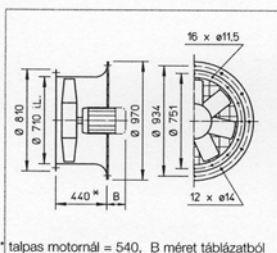
AVD DK



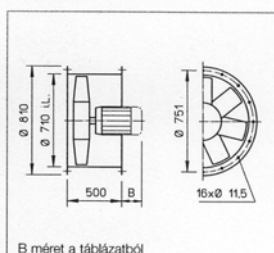
HRF/AVD RK



Minden méret mm-ben



* talpas motornál = 540, B méret táblázatból



B méret a táblázatból

■ Közös jellemzők

□ Ház

Anyaga horganyzott acéllemez. Az egybeépített motortartó szerkezet talpas-, peremes-, vagy paláston történő rögzítéshez készült.

□ Járókerék

Nagy nyomásnövekedésre méretezett 7 lapátos, műanyag (Ex-es típus acélból) profilozott lapátos, dinamikus kiegyensúlyozva. Üzemelési tartomány -30°C és $+40^{\circ}\text{C}$ között.

□ Beállítási szög

A kívánt jelleggörbepont optimális beállítása érdekében a lapátok szöge nyugalomban állítható. E beállítás a rendelésnek megfelelően a gyárban történik. A táblázatból megtudható a szögértékhez tartozó motorteljesítmény

fokozat. A megadott szögnél nagyobb érték beállítása a motor túlterheléséhez vezet.

□ Motor

A zárt kivitelű, IP54. védettségű, gondozásmentes és rádiózavarmentes. A motorok tekercselése trópusálló, nedvességtűrő inpregnálású. Az AVD és HRF típusok talpas- vagy peremes motorral is szállíthatók.

□ Motorvédelem

Az egyfázisú és a háromfázisú kivitelek közül a 6 pólusú (0,55 kW) és 8 pólusú (0,37 kW) típusok kivezetett termokon-taktos hővédelemmel vannak ellátva. A többi típusnál hagyományos motorvédő kapcsoló alkalmazandó

□ Védőrács

A HQ és AVD DK típusoknál a rács kiképzése az EN 294. szerint történik. Anyaga tűzhorganyzású acél.

□ Elektromos csatlakozás

Az IP 54 védettségű csatlakozódoboz a motorra van szerelve. A HRF gépeknél a bekötés a ház külső oldalára szerelt csatlakozó doboznál történhet. (A robbanásbiztos kivitelek ettől eltérőek is lehetnek.)

□ Teljesítmény szabályozás

Ahol a táblázat frafős fordulatszám-szabályozó ad meg, ott feszültség-szabályozás lehetséges. Frekvencia-váltókkal a robbanásbiztos motorok kivételével valamennyi típus szabályozható, ennek szándékát viszont már a megrendeléskor közölni kell.

□ Szállítási irány

Fordító kapcsolók segítségével valamennyi típus szállítási iránya megfordítható. Fordított üzemben azonban a teljesítmény kb. 30%-kal csökken.

□ Szerelés

Bármilyen irányú tengelyállás megengedett. Az esetlegesen keletkező kondenzátum motorból való távozását lehetővé kell tenni a kondenzvízfuratok megnyitásával.

□ Méretek

A pólusváltós és a robbanásbiztos típusok méretei a táblázat adataitól eltérnek. Mivel a motorok építési hossza különböző lehet, a B mérethez figyelni kell.

□ Zajadatok

A jelleggörbék felett a hangteljesítmény összértékének szintje és oktávásvos felbontása található.

Hivatkozás

Műszaki leírás	oldal
Kiválasztási táblázat	62
Méretezési alapok	63
	12...

Különleges kivitelek

Eltérő feszültség, frekvencia védettség, szállított közeg hőmérséklet, szállítási irány, gyenge savak elleni védelem külön megrendelésre. A 17. oldaltól a műszaki hivatkozást feltétlenül vegyük figyelembe.

1.18. Ábra. Segédlet az 1.17. ábrához [6]

1.8. Dimenziótlan számcsoportok, összehasonlítás

- Felhasználói igények: $\Delta p_{\bar{o}}$, (Δp_{st}) , q_v , $P_{\text{összes}}$ (motorválasztás)
- A gép sajátosságai: D (járókerék küldő átmérője), n
- A közeg sajátosságai: ρ , ν

Különböző gépek összehasonlíthatósága érdekében: $(u_t = D \pi n)$

$$\Psi_{\bar{o}} = \frac{\Delta p_{\bar{o}}}{\frac{\rho}{2} u_t^2} \quad (1.26)$$

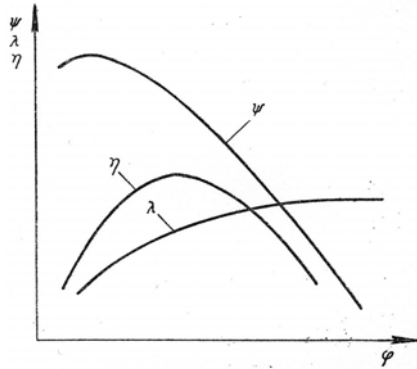
$$\Psi_{st} = \frac{\Delta p_{st}}{\frac{\rho}{2} u_t^2} \quad (1.27)$$

$$\Phi = \frac{q_v}{A_{jell} u_t} \quad (1.28)$$

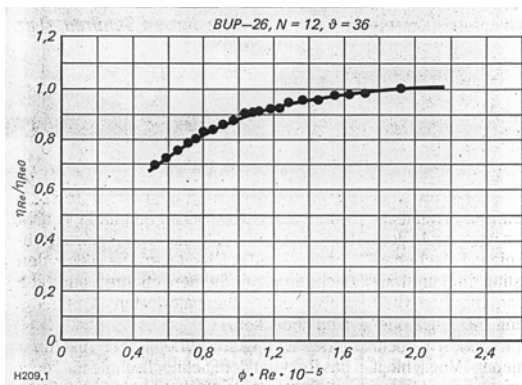
Ahol $A_{jell} = D^2 \pi / 4$ (de pl. axiálgépek kutatás-fejlesztése: gyűrűkeresztmetszet)

Teljesítménytényező:
$$\lambda = \frac{P_{\text{összes}}}{\frac{\rho}{2} u_t^2 A_{\text{jell}} u_t} = \frac{\frac{\Delta p_{\delta} q_V}{\eta_{\delta}}}{\frac{\rho}{2} u_t^2 A_{\text{jell}} u_t} = \frac{\Psi_{\delta} \Phi}{\eta_{\delta}} \quad (1.29)$$

Reynolds-szám:
$$Re = \frac{u_t \ell}{\nu} \quad (\text{egy lehetséges definíció}) \quad (1.30)$$

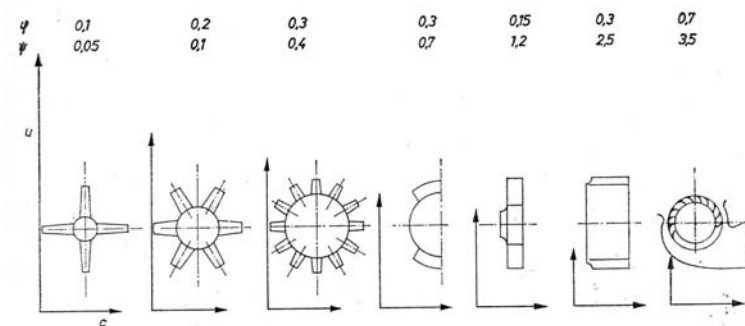


1.19. Ábra. Dimenziótlan jellemző görbék [2]



1.20. Ábra. Axiálventilátor hidraulikai hatásfokának Reynolds-szám függése [7]

Pl. axiálgépeknél célszerű az (1.30) Reynolds-számot a 300.000 ún. kritikus Reynolds-szám (... 100.000) fölötti értéken tartani.



1.21. Ábra. Különböző ventilátortípusok összehasonlítása [2]

JELÖLÉSJEGYZÉK

a	[m/s]	hangsebesség
c_p	[J/(kgK)]	izobár fajhő (= 1005 J/(kgK) levegőre)
D	[m]	átmérő
g	[N/kg]	gravitációs erőter térerőssége
h	[m]	szint, magasság
i_0	[J/kg]	összentalpia
ℓ	[m]	lapáthúrhossz
Ma	[-]	Mach-szám
n	[1/s]	fordulatszám
q_m	[kg/s]	tömegáram
P	[W]	bevezetett tengelyteljesítmény
P_h	[W]	hasznos áramlástechnikai teljesítmény
$P_{összes}$	[W]	bevezetett összes teljesítmény
p	[Pa]	statikus nyomás
p_0	[Pa]	össznyomás
Δp_0	[Pa]	össznyomás-növekedés
Δp_{st}	[Pa]	statikus nyomásnövekedés
Q	[W]	hűtéssel elvont hőteljesítmény
q_v	[m ³ /s]	térfogatáram
R	[J/(kgK)]	specifikus gázállandó (= 287 J/(kgK) levegőre)
r	[m]	sugár
T	[K]	hőmérséklet
U	[J/kg]	fajlagos belső energia
u	[m/s]	kerületi sebesség
u_t	[m/s]	járókerék kerületi sebessége =
v	[m/s]	abszolút sebesség
Δ		a nyomó- és szívóoldal jellemzőinek különbsége
ν	[m ² /s]	kinematikai viszkozitás
ρ	[kg/m ³]	sűrűség
χ	[-]	izentropikus kitevő (= 1.40 levegőre)
η_v	[-]	volumetrikus hatásfok
η_h	[-]	hidraulikai hatásfok
η_m	[-]	mechanikai hatásfok
η_0	[-]	összhatásfok

ALULJELÖLÉSEK:

0	légkörre jellemző
1	szívóoldal; járókerékre belépő közeg
2	nyomóoldal; járókerékből kilépő közeg
id	ideális (veszteségmentes)