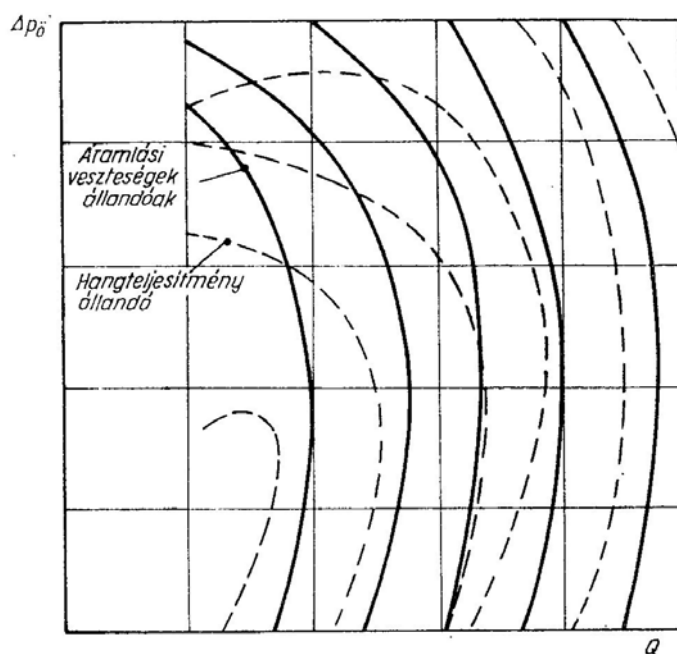


2. VENTILÁTOROK KIVÁLASZTÁSA

2.1. Szempontok

- Légtechnikai üzemi követelmények: Δp_{δ} , (Δp_{st}) , q_V - KATALÓGUS
- Ergonómiai követelmények: D (pl. csatornaátmérő), közvetlen/ékszíjhajtás stb. - KATALÓGUS
- Egyéb üzemeltetési követelmények: pl. a motor áramfelvétele illeszkedjen a villamos hálózat képességeihez - KATALÓGUS
- Ár – KATALÓGUS
- Zajkibocsátás – KATALÓGUS (???)
- Racionális energiafelhasználás, jó hatásfok – ???
- Egyéb



2.1. Ábra. Az áramlási zaj és a veszteségek összefüggése ventilátoroknál [2]

MILYEN GÉP LEGYEN? – dimenziótlan számok összerendelése

Vonatkoztatási sebesség (fiktív):

$$v_{von} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\delta}} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \Psi_{\delta} \frac{\rho}{2} u_t^2} \quad (2.1)$$

Vonatkoztatási felület (fiktív):

$$A_{von} = \frac{D_{von}^2 \pi}{4} = \frac{q_V}{v_{von}} = \frac{\Phi A_{jell} u_t}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\delta}}} = \frac{\Phi \frac{D^2 \pi}{4} u_t}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \Psi_{\delta} \frac{\rho}{2} u_t^2}} \quad (2.2)$$

Ebből

$$D_{von} = D \frac{\sqrt{\Phi}}{\sqrt[4]{\Psi_{\delta}}} \quad (2.3)$$

$$\frac{D}{D_{von}} = \frac{\sqrt[4]{\Psi_{\delta}}}{\sqrt{\Phi}} = \delta \quad \text{ÁTMÉRŐTÉNYEZŐ} \quad (2.4)$$

Más vonatkoztatás:

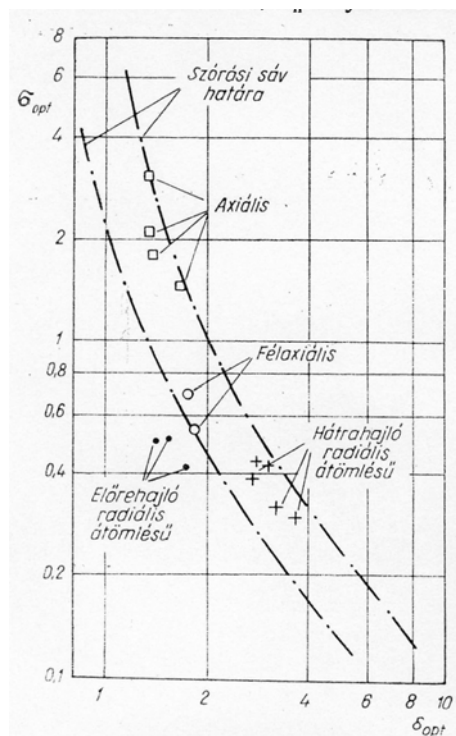
$$\omega_{von} = \frac{v_{von}}{D_{von}/2} = \frac{\sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\delta}}}{\frac{1}{2} D \frac{\sqrt{\Phi}}{\sqrt[4]{\Psi_{\delta}}}} = \omega \frac{\sqrt[4]{\Psi_{\delta}^3}}{\sqrt{\Phi}} \quad (2.5)$$

$$\frac{n}{n_{von}} = \frac{\omega}{\omega_{von}} = \frac{\sqrt{\Phi}}{\sqrt[4]{\Psi_{\delta}^3}} = \sigma \quad \text{FORDULATSZÁM-TÉNYEZŐ} \quad (2.6)$$

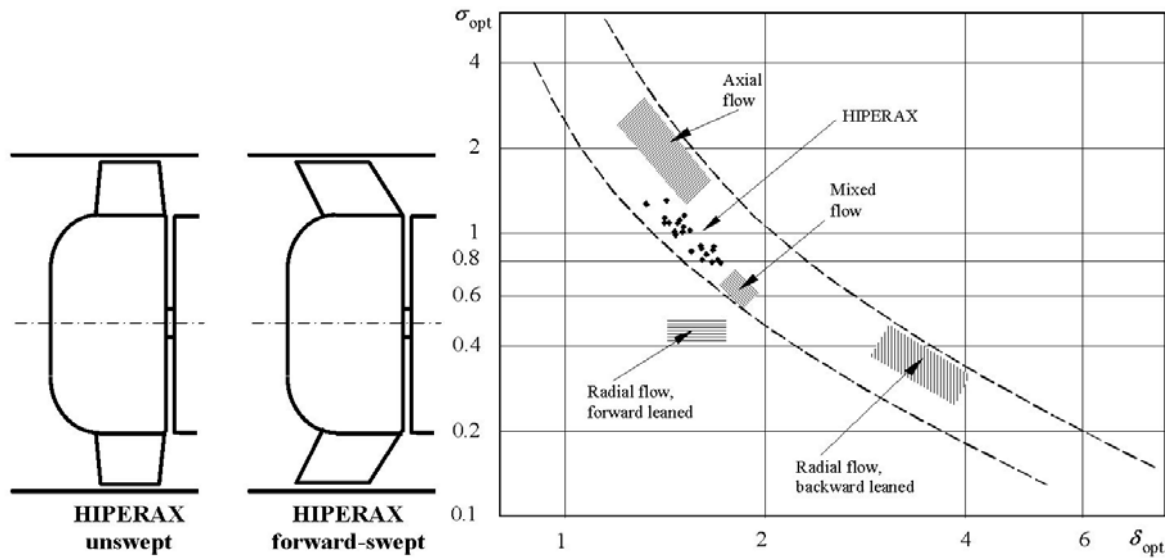
Jó hatások mellett Ψ_{δ} és Φ kombinációja – és így δ és σ kombinációja – nem lehet tetszőleges.

2.2. Cordier-diagram

JÓ HATÁSFOKÚ GÉPEK MÉRÉSI TAPASZTALATAI ALAPJÁN, A LEGJOBB HATÁSFOKÚ ÜZEMÁLLAPOTOK δ ÉS σ ÉRTÉKEIT ÁBRÁZOLVA: **CORDIER-DIAGRAM.**



2.2. Ábra. Cordier-diagram [2]



2.3. Ábra. Nagy fajlagos teljesítményű, speciális tervezésű axiálgépek pontjai a Cordier-diagramban[8]

70 % vagy annál jobb hatásfokra:

- **AXIÁLGÉP:** $\sigma \approx 5,2 \delta^{-3,28}$ $1 \leq \delta \leq 2$ (2.7)

$$\delta = \frac{\sqrt[4]{\Psi_0}}{\sqrt{\Phi}} \quad \sigma = \frac{\sqrt{\Phi}}{\sqrt[4]{\Psi_0^3}} \quad \sigma\delta = \frac{1}{\sqrt{\Psi_0}} \quad c$$

$$\delta = 1: \Psi_0 = 0.04 \quad \Phi = 0.2$$

$$\delta = 2: \Psi_0 = \mathbf{0.87} \quad \Phi = 0.23 \quad \text{már félaxiális ventilátor-tartomány}$$

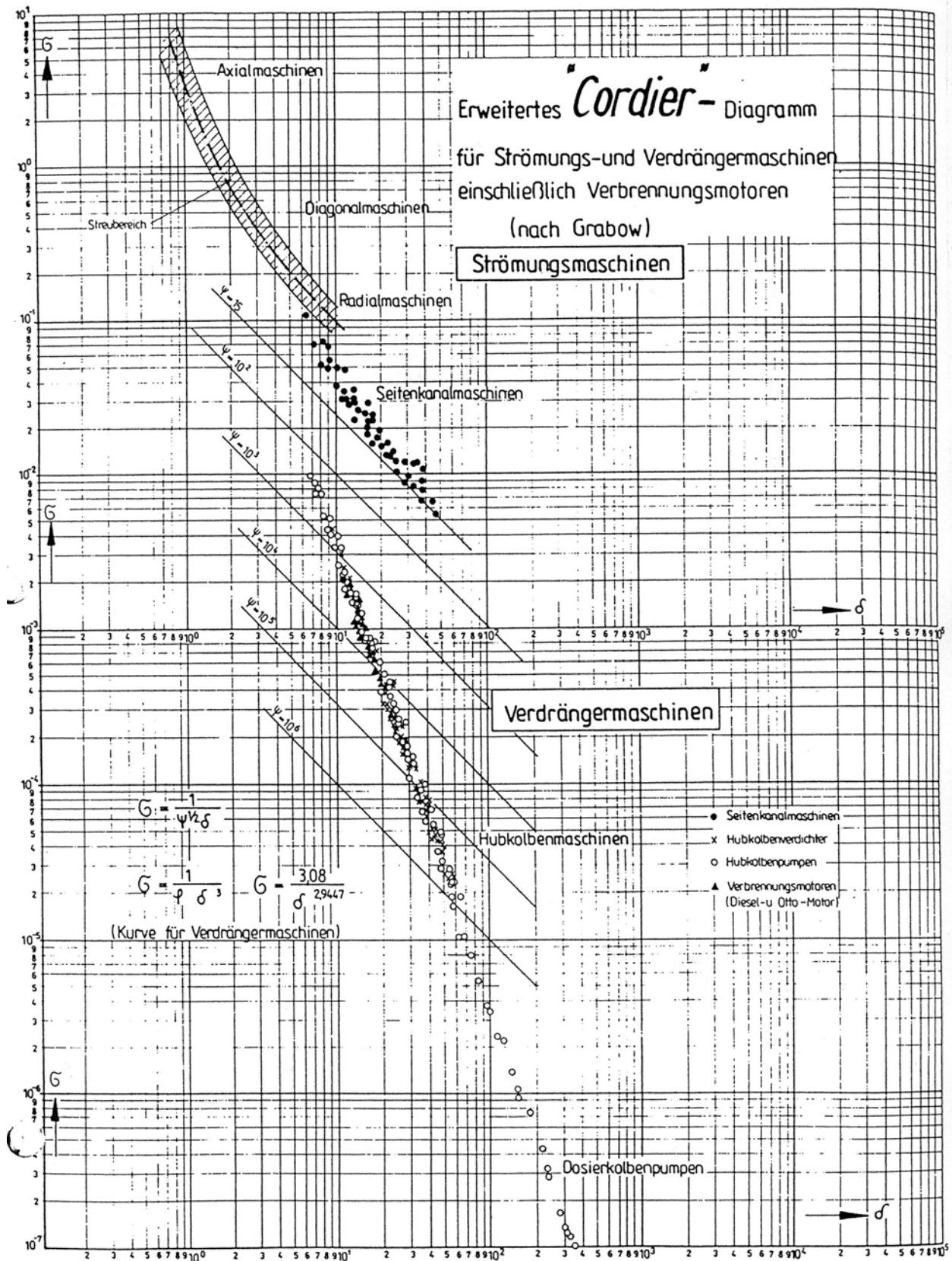
- **RADIÁLGÉP - hátrahajló lapátosítású:** $\sigma \approx \frac{1}{\delta}$ $2 \leq \delta \leq 4$ (2.8)

$$\sigma\delta = \frac{1}{\sqrt{\Psi_0}} = 1 \quad \Psi_0 \approx 1 \quad \Phi \approx \frac{1}{\delta^2} (0.25 \dots 0.063)$$

- **RADIÁLGÉP - előrehajló lapátosítású:** a jó hatásfokú zónán kívül; összefüggéssel nem jellemezhető tartomány. Kis hatásfok, nagy fajlagos teljesítmény.

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

$$\Psi_0 \approx 1.2 \dots 2.8 \quad \Phi \approx 0.5 \quad (2.9)$$



2.4. Ábra. Kiegészített Cordier-diagram Grabow nyomán

2.3. Gyakorló számítások

Dr. Marschall József Ventilátorok és fűvők c. előadásának (BMEGEÁT 4054) nyomán:

1. Erőművi gázturbina $\Sigma q_{v_n} = 100\,000\text{ m}^3/h$ normál-térfogatáramú füstgázából további technológiai hasznosításra $q_{v_n} = 50\,000\text{ m}^3/h$ normál-térfogatáramú füstgázt kell elvezetnünk. A nem hasznosított füstgáz az elvétel helye előtti nagy méretű hőhasznosító kazánból 20 m magas, átlagosan $\varnothing 2\text{ m}$ átmérőjű kéményen keresztül távozik. A füstgáz 100 m távolságra lévő, légköri nyomású technológiai térbe kerül egyenes csővezetéken keresztül. Összetétele 77% térfogat % nitrogén, 17% térfogat % oxigén, a maradékot vízgőz, szén-dioxid és egyéb gázok adják. A füstgáz átlagos hőmérséklete $T = 473\text{ K}$ (200 °C). A helyi adottságok (rendelkezésre álló hely) max. $\varnothing 1000\text{ mm}$ füstgázcső beépítését teszik lehetővé. A füstgáz a csővezetékbe iktatott szerelvényeken és előkészítő egységeken halad keresztül, amelyek összevont, csőben jellemző dinamikus nyomásra vonatkoztatott veszteségtényezője $\xi = 10$, beleértve a kilépési veszteséget is.

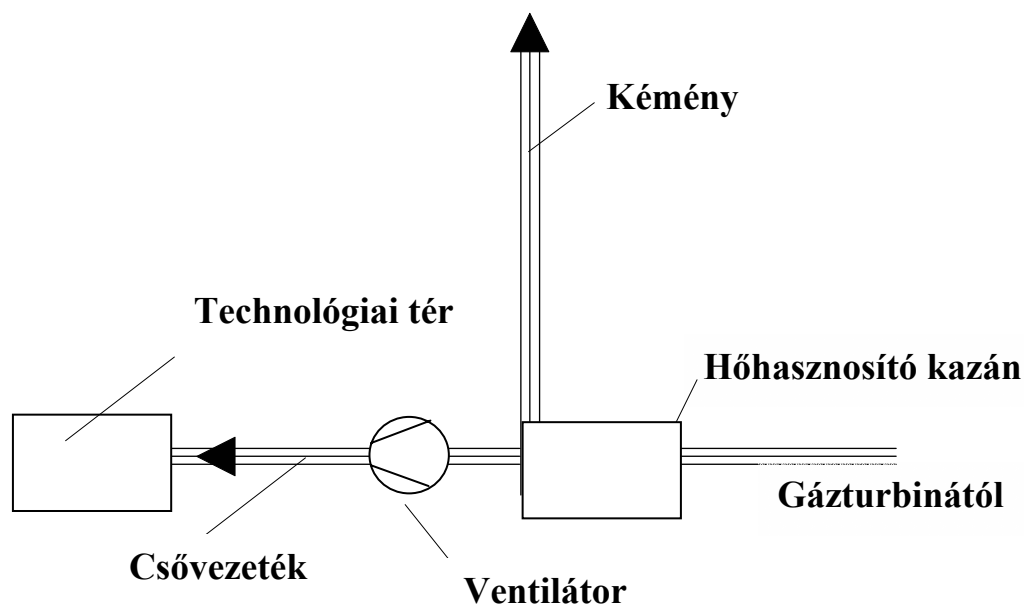
A füstgáz szállításához ventilátort kell választanunk, amelyet az ipartelep helyi adottságaihoz illeszkedően „csőből-csőbe” elrendezésben kell beépítenünk.

Végezzen közelítő számításokat a ventilátor megválasztására vonatkozóan, a ventilátorkatalógusokból való végső választás előkészítéseként!

1/ üzemi jellemzők,

2/ ventilátor típusa, jellemző mérete és fordulatszáma

3/ motor teljesítménye



2.5. Ábra.

MEGOLDÁS:

A/ A füstgáz összetétele közel megegyezik a levegőével, ezért jelen közelítésben a levegő specifikus gázállandójával számolunk: $R = 287\text{ J}/(\text{kgK})$.

B/ Normál-állapot [9]:

Normálhőmérséklet: $T_n = (0 \text{ °C} =) 273.15 \text{ K}$

Normálnyomás: $p_n = 1.0133 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Ebből a normál-sűrűség: $\rho_n = p_n / (RT_n) = 1.29 \text{ kg/m}^3$

Mivel a rendszerben a nyomás változása a hidraulikai veszteségeknek és az eltérő sűrűségeknek köszönhetően csak max. 1000 Pa nagyságrendben változik, a sűrűség számítása szempontjából a nyomást légkörinek (normál-nyomás) vehetjük.

C/ A füstgáz sűrűsége:

$$\rho = p_n / (RT) = 0.75 \text{ kg/m}^3$$

D/ A tényleges térfogatáramok:

$$\Sigma q_V = \Sigma q_{V_n} (\rho_n / \rho) = 172\,000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$q_V = q_{V_n} (\rho_n / \rho) = 86\,000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

D/ A kéményen távozó füstgáz térfogatárama: $\Sigma q_V - q_V = 86\,000 \text{ m}^3 / \text{h}$

A kéményben a füstgáz sebessége: a térfogatáram osztva a $\varnothing 2 \text{ m}$ keresztmetszettel: $v_K = 7.6 \text{ m/s}$

200 °C füstgáz (kb. levegő) dinamikai viszkozitása [3]: $1.81 \cdot 10^{-5} \text{ kg/(ms)}$

Ezt a ρ sűrűséggel osztva a füstgáz kinematikai viszkozitása: $\nu = 2.41 \cdot 10^{-5} \text{ m/s}$

A kéményben a Reynolds-szám: $Re_K = 631\,000$

A kéményfal érdessége [3] (betonra): $k_K = 2 \text{ mm}$

$$D_K / k_K = 1000$$

Csősúrlódási tényező a kéményre, Moody-diagramból [3]: $\lambda_K = 0.02$

Csősúrlódási veszteség a 20 m hosszúságú kéményben a fenti adatokból: 4 Pa

A kémény torok-keresztmetszeténél a föld szintjén feltételezett normál-nyomáshoz képest 235 Pa-lal csökkent nyomást feltételezünk, annak megfelelően, hogy az az 1.2 kg/m^3 sűrűségű környezeti levegőben 20 m-rel magasabban helyezkedik el. Felírva a veszteséges Bernoulli-egyenletet a nagy méretű hőhasznosító kazán (közel nyugvó közeg) és a kémény torok-keresztmetszete (p_n , v_K) között a füstgázon belül, figyelembe véve a szintkülönbséget is, kiszámítható a hőhasznosító kazánban a nyomás. Kiadódik, hogy a kazánban a normál-nyomáshoz képest 62 Pa depresszió uralkodik.

A ventilátor feladata, hogy ebből a depresszió alatti nyugvó gáztérből a normál-nyomású technológiai térbe (szintén nyugvó közeg) szállítson, legyőzve a statikus nyomáskülönbséget, a 100 m hosszúságú cső súrlódási veszteségét, a beiktatott szerelvények és előkészítő egységek veszteségét, és a kilépési veszteséget.

E/ A ventilátor által szállított térfogatáram: $q_V = q_{V_n} (\rho_n / \rho) = 86\,000 \text{ m}^3 / \text{h}$

A csőátmérőt a megengedett legnagyobbra választva, az $\varnothing 1000 \text{ mm}$ csőben a gáz sebessége: $v = 30.4 \text{ m/s}$

A csőre vonatkoztatott Reynolds-szám, a korábban számított kinematikai viszkozitással:

$$Re = 1\,261\,000$$

A csőfal érdessége [3] (acélcső): $k = 0.5 \text{ mm}$

$$D/k = 2000$$

Csősúrlódási tényező a csővezetékre, Moody-diagramból [3]: $\lambda = 0.016$

A csővezeték csősúrlódási vesztesége a fenti adatokból: 554 Pa

A csőben a dinamikus nyomás: 347 Pa

Az idomok, előkészítő egységek vesztesége és a kilépési veszteség együttesen, $\xi = 10$ figyelembe vételével: $347 \times 10 = 3470 \text{ Pa}$

Felírva a Bernoulli-egyenleteket a a ventilátor nyomócsonkja és a technológiai tér (nyugvó közeg) között, valamint a hőhasznosító kazánban lévő nyugvó gáztér és a ventilátor szívócsonkja között, majd az egyenleteket kivonva egymásból, belátható, hogy a ventilátor által létesített össznyomás-növekedés megegyezik a statikus nyomáskülönbség és a nyomásvesztések összegével:

$$\Delta p_{\bar{o}} = 62 + 554 + 3470 \text{ Pa} \approx 4100 \text{ Pa}$$

Tehát a ventilátorral szemben támasztott felhasználói igény:

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

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

MILYEN VENTILÁTOR?

$$(2.1)\text{-ből: } v_{von} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\bar{o}}} = 105 \text{ m/s}$$

$$(2.2)\text{-ből: } D_{von} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{q_V}{v_{von}}} = 0.54 \text{ m}$$

$$(2.5)\text{-ből: } n_{von} = \frac{v_{von}}{D_{von} \pi} = 62 \text{ 1/s} = 3720 \text{ 1/min}$$

Javaslat:

(2.7)-ből: AXIÁL GÉP: $\delta = 1.5$ (középérték), $\sigma = 1.38$ (képletből)

(2.8)-ből: RADIÁL GÉP – hátrahajló lapátosítású: $\delta = 3$ (középérték), $\sigma = 0.33$ (képletből)

(2.9)-ből: RADIÁL GÉP – előrehajló lapátosítású: $\delta = 1.8$, $\sigma = 0.4$ (képletből)

(2.4) és (2.6) felhasználásával:

	AXIÁLIS	RADIÁLIS (HH)	RADIÁLIS (EH)
n [1/min]	5130	1230	1490
D [m]	0.81	1.62	0.97
Φ	0.21	0.11	0.43
$\Psi_{\bar{o}}$	0.23	1	1.93

KIÉRTÉKELÉS (2.6. és 2.7. ábrák):

- Axiálventilátor: irreálisan nagy fordulatszám és kerületi sebesség (220 m/s!): ez esetben nem alkalmazható.
- Radiálventilátor – hátrahajló lapátózással: a jellemző méret túl nagy a csővezeték jellemző méretéhez (átmérő) képest – megfontolandó. (δ, σ más értékei...)
- Radiálventilátor – előrehajló lapátózással: a fordulatszám alapján aszinkron motorral történő közvetlen hajtás esélyes; a jellemző méret összemérhető a csővezeték jellemző méretével (átmérő) – megfontolandó. Az optimális választás lehet, a rosszabb hatásfok ellenére is. A kerületi sebesség 76 m/s, ami még megfelelő.

Megnevezés	Hátrahajló lapátózású járókerék	Előrehajló lapátózású járókerék	Radiális lapátózású járókerék
Mennyiségi szám Φ	0.05 – 0.2	0.3 – 0.7	0.1 – 0.2
Össznyomásszám Ψ_{δ}	0.7 – 1.0	2.1 – 2.9	1.0 – 1.8
Hidraulikai hatásfok η_{hmax}	0.8 – 0.85	0.65 – 0.7	0.7 – 0.75
Átmérőviszony D_2/D_1	1.3 – 1.8	1.1 – 1.3	1.5 – 1.8
Lapátszám N	6 - 12	25 - 48	8 - 16
Lapátszélesség b_1/b_2	1.0 – 1.5	1.0	1.0 – 1.7

2.6. Ábra. A radiális ventilátorok jellemző adatai

Megnevezés	Fali	Terelő nélküli	Utóterelő	Előterelő	Ellenforgó
Mennyiségi szám Φ	0.1 – 0.3	0.2 – 0.35	0.4 – 0.6	0.4 – 0.6	0.4 – 0.6
Össznyomásszám Ψ_{δ}	0.1 – 0.15	0.2 – 0.3	0.3 – 0.4	0.35 – 0.4	0.6 – 0.9
Hidraulikai hatásfok η_{hmax}	0.4	0.7	0.8 – 0.85	0.8	0.8
Átmérőviszony D_B/D_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

2.7. Ábra. Az axiális ventilátorok jellemző adatai

A katalógusokban [6] általában $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ sűrűsége vonatkoznak a megadott jelleggörbék, füstgázelszívó ventilátor esetén is! Mi a teendő a ventilátor választásakor?

A szállított térfogatáram a sűrűségtől független. Az össznyomás-növekedés a sűrűséggel egyenesen arányos. Tekintve, hogy az össznyomás-növekedési igény igen jó közelítéssel a dinamikus nyomással arányos (amely szintén egyenesen arányos a sűrűséggel), hidegen indításnál ($\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$) az össznyomás-növekedési igény $4100 \cdot (1.2/0.75) = 6600 \text{ Pa}$. A motor hidegen indításkor történő leégését elkerülhetjük, ha a ventilátort tehát a $\Delta p_{\delta} = 6600 \text{ Pa}$, $q_V = 86 \text{ 000 m}^3/h$ értékpárosra választjuk. A rendszer bemelegedésekor ($\rho = 0.75 \text{ kg/m}^3$) a gép már nem ebben a munkapontban fog dolgozni, de a kívánt üzemiállapotot pl. frekvenciaváltós fordulatszám-szabályozással pontosan be lehet állítani.

A hajtó motor névleges teljesítménye, $\eta_{\delta} = 0.7$ értéket feltételezve és a motorválasztás biztonsági tényezőjeként 1.2 értéket figyelembe véve:

$$P_{motor} = 1.2 \frac{\Delta p_{\delta} q_V}{\eta_{\delta}} = 1.2 \times 6600 \times 86\,000 / 3600 / 0.7 = 270\,300 \text{ W}$$

Háromfázisú táplálással felvett villamos teljesítmény, $\eta_{motor} = 0.92$ motor-hatásfokot, $U = 400 \text{ V}$ és $\cos \varphi = 0.89$ értékeket feltételezve:

$$P_{m\,vill} = \frac{P_{motor}}{\eta_{motor}} = \sqrt{3} U I \cos \varphi, \text{ amiből}$$

$$I = 480 \text{ A}$$

Gondoskodni kell arról, hogy a villamos rendszer tegye lehetővé ezt az áramfelvételt.

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_{δ}	[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
$P_{\text{összes}}$	[W]	bevezetett összes teljesítmény
p	[Pa]	statikus nyomás
p_{δ}	[Pa]	össznyomás
Δp_{δ}	[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)
Re	[-]	Reynolds-szám
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
δ	[-]	átmérőtényező
Ψ_{st}	[-]	statikus nyomástényező
Ψ_{δ}	[-]	össznyomás-tényező
Φ	[-]	mennyiségi szám
ν	[m ² /s]	kinematikai viszkozitás
λ	[-]	teljesítménytényező
ρ	[kg/m ³]	sűrűség

σ	[-]	fordulatszám-tényező
χ	[-]	izentropikus kitevő (= 1.40 levegőre)
η_V	[-]	volumetrikus hatásfok
η_h	[-]	hidraulikai hatásfok
η_m	[-]	mechanikai hatásfok
η_δ	[-]	összhatásfok
ω	[1/s]	szögsebesség

ALULJELÖLÉSEK:

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