

6. AXIÁLIS ÁTÖMLÉSŰ VENTILÁTOROK ÜZEME

6.1. Veszteségforrások

Az egyes jelenségek egymással kölcsönhatásban állnak. A mai korszerű forgógép-tervezésben CFD szimulációval és mérésekkel komplex módon, a realisztikus 3D áramlás sajátosságait összefüggéseiben figyelve együttesen kezelhetők a veszteségek. A veszteségkeltési mechanizmusok egyszerű és szemléletes megértése és a veszteségek közelítő becslése érdekében e helyütt mégis célszerű a [2] szakirodalomban található klasszikus, főként empiriára épülő kategorizálás. Ezt a kategorizálást a korabeli számítógépes és mérés technikai korlátok kényszerítették ki.

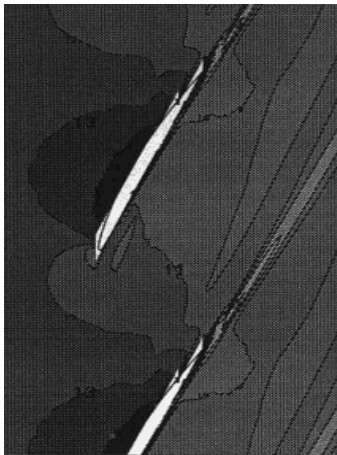
A veszteségkeltő mechanizmusok kategorizálása természetesen axiális kompresszorokra is érvényes, ezért részletesen ismertetjük őket.

6.1.1. Járókerék súrlódási vesztesége

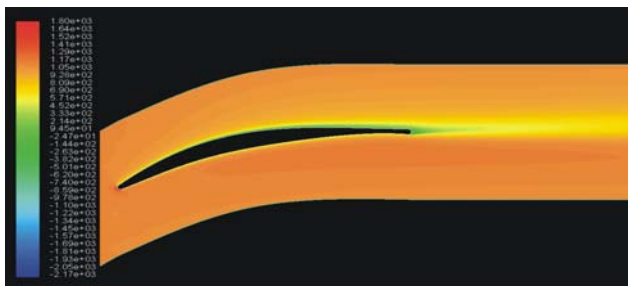
A járókerék forgatásához szükséges teljesítmény egy része a lapátokon támadó ellenállás ellenében végez munkát.

Az ellenállás jelentős része a szívott lapátoldal lassuló szakaszán (6.1. ábra) a határrétegben ébred. A szívott oldali határréteg vastagodása a nyom szélesedését és ezáltal az ellenállás fokozódását okozza.

A lapátmetszet-alak fejlesztésének fő feladata – elsősorban kompresszorok esetén - a lassuló szakaszon ébredő veszteségek minimalizálása (Controlled Diffusion Airfoil, CDA, 6.2. ábra).



6.1. ábra. Forgó axiális átömlésű lapátrács lapátja körül lézer Doppler anemométerrel mért sebességeloszlás [11]



6.2. ábra. CDA körüli számított össznyomás-eloszlás [12]

Egy lapát dr vastagságú elemén keletkező ellenállás

$$dF_e = \frac{\rho}{2} w_\infty^2 \ell dr c_e \quad (6.1)$$

Ezt a saját irányába eső relatív sebességgel szorozva, a legyőzéséhez szükséges elemi teljesítményt kapjuk:

$$dP_{jk}' = \frac{\rho}{2} w_\infty^3 \ell dr c_e \quad (6.2)$$

Az elemi teljesítmény sugár szerinti integrálja a lapátszámmal szorozva az egész járókerék súrlódási teljesítményét adja:

$$P_{jk}' = N \frac{\rho}{2} \int w_\infty^3 \ell c_e dr \quad (6.3)$$

Melyet az egész szállított térfogatárammal osztva, az átlagos nyomásvesztés:

$$\Delta p_{jk}' = \frac{N \frac{\rho}{2} \int_{r_b}^{r_k} w_\infty^3 \ell c_e dr}{(r_k^2 - r_b^2) \pi c_a} \quad (6.4)$$

A továbbiakban megmutatjuk, hogy a veszteség minimalizálására a siklószámot kell a lehető legnagyobb értékre választani. Szorozzuk és osszuk az integrandust a felhajtóerő-tényezővel és a lapátszámmal:

$$\Delta p_{jk}' = \frac{N \frac{\rho}{2} \int_{r_b}^{r_k} w_\infty^3 \frac{2r\pi}{N} \left(\frac{\ell}{t} c_f \right) \left(\frac{c_e}{c_f} \right) dr}{(r_k^2 - r_b^2) \pi c_a} = \frac{\rho \int_{r_b}^{r_k} w_\infty^3 \left(\frac{\ell}{t} c_f \right) \left(\frac{c_e}{c_f} \right) r dr}{(r_k^2 - r_b^2) c_a} \quad (6.5)$$

Mivel

$$\frac{\ell}{t} c_f \approx \frac{2 \Delta c_u}{w_\infty} = \frac{2 \Delta p_{\text{öid}}}{\rho u w_\infty} \quad (6.6a)$$

$$\text{És} \quad w_\infty \approx u = r\omega \quad (6.6b)$$

$$\Delta p_{jk}' = \frac{\rho \int_{r_b}^{r_k} w_\infty^3 \frac{2 \Delta p_{\text{öid}}}{\rho u w_\infty} \left(\frac{c_e}{c_f} \right) r dr}{(r_k^2 - r_b^2) c_a} \approx \frac{2 \Delta p_{\text{öid}} \omega \int_{r_b}^{r_k} \left(\frac{c_e}{c_f} \right) r^2 dr}{(r_k^2 - r_b^2) c_a} \quad (6.7)$$

Az integrál szerint a siklószám reciprokának a sugár négyzetével szorzott értékeit kell összeadni, tehát az összeget a külső sugár közelében kapott értékek döntően befolyásolják. A legkisebb veszteséget eszerint valóban a siklószám maximuma adja, de azt az agy közelében kisebb siklószám-értékek csak mérsékelten növelik.

A közepes sugáron érvényes értékeket állandónak véve, a nyomásvesztés kifejezését a következőképpen egyszerűsíthetjük:

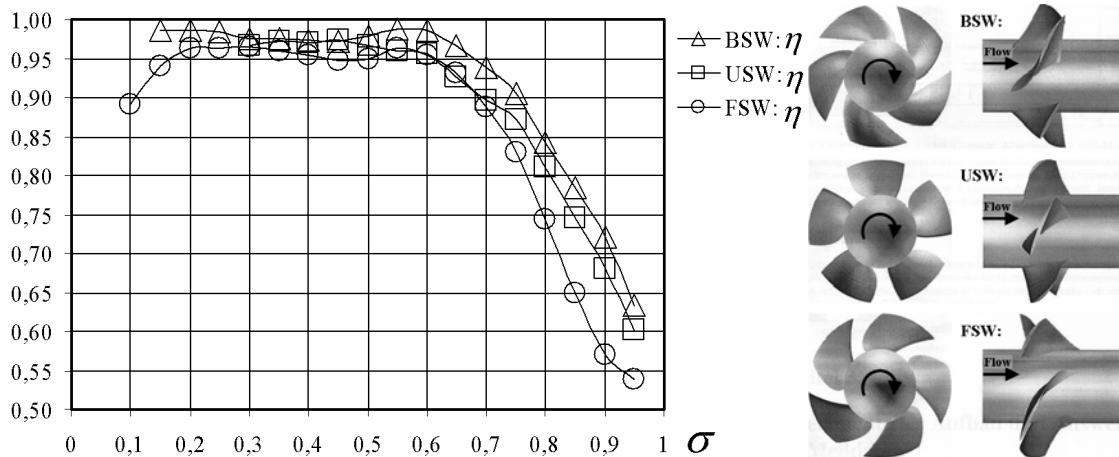
$$\begin{aligned} \Delta p_{jk}' &= \frac{N \frac{\rho}{2} \int_{r_b}^{r_k} w_{\infty}^3 \ell c_e dr}{(r_k^2 - r_b^2) \pi c_a} \approx \frac{N \frac{\rho}{2} w_{\infty}^3 \ell_m c_{em} (r_k - r_a)}{(r_k^2 - r_b^2) \pi c_a} = \frac{N \frac{\rho}{2} w_{\infty}^3 \ell_m c_{em}}{(r_k + r_a) \pi c_a} = \\ &= \frac{N \frac{\rho}{2} w_{\infty}^3 \ell_m c_{em}}{2 r_m \pi c_a} = \frac{\rho}{2} \frac{w_{\infty}^3}{c_a} \frac{\ell_m}{t_m} c_{em} \end{aligned} \quad (6.8)$$

A nyomásvesztésnek Δp_{oid} -hez viszonyított értéke:

$$\frac{\Delta p_{jk}'}{\Delta p_{\text{oid}}} = \frac{1}{\rho u_m \Delta c_{um}} \frac{\rho}{2} \frac{w_{\infty}^3}{c_a} \frac{\ell_m}{t_m} c_{em} = \frac{w_{\infty}}{u_m} \frac{1}{\sin(\beta_{\infty m} + \delta)} \frac{c_{em}}{c_{fm}} \quad (6.9)$$

A kifejezésnek ilyen átalakítása azért célszerű, mert a további veszteségeket is közelítőleg a középsugáron számítjuk.

A járókerék súrlódási vesztesége (profilvesztés) általában mindössze néhány százalékkal járul hozzá a hidraulikai hatásfok csökkenéséhez. A 6.3. ábra profilos lapátosozásokon végzett mérési adatokból számított lokális hatásfok-értékei a középsugár közelében (a gyűrűfalaktól távol) 95 % feletti.



6.3. ábra. Mérési adatokból számított lokális hatásfok-értékek sugár menti eloszlása [11]

6.1.2. Szekunder veszteség

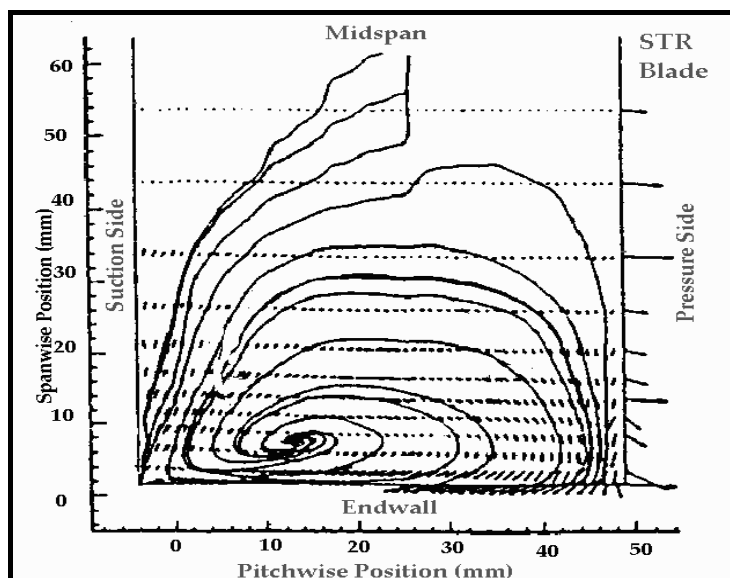
A lapátok és a gyűrűfalak ún. lapátcsatornákat zárnak közre, amelyekben az áramvonalak görbültek. Ezért a súrlódás közbejöttével ún. szekunder áramlás indul meg, a csőívekben kialakuló 3D áramláshoz hasonlóan (6.4. ábra). Az ennek folytán keletkező veszteséget természetesen nehéz a többi veszteségtől szétválasztani. A klasszikus szemlélet [2] szerint ezek hatását egy szekunder veszteségi tényezővel vehetjük figyelembe, amelynek értékei:

$$\text{Profilos lapátoszásnál} \quad c_{esz} = 0.018 c_f^2 \quad (6.10a)$$

$$\text{Ívelt lemezlappátoszásnál} \quad c_{esz} = 0.025 c_f^2 \quad (6.10b)$$

Ezeket a veszteségtényezőket csak a közepes sugáron számítjuk és így a $\frac{\Delta p_{jk}'}{\Delta p_{\text{oid}}}$ egyszerűsített

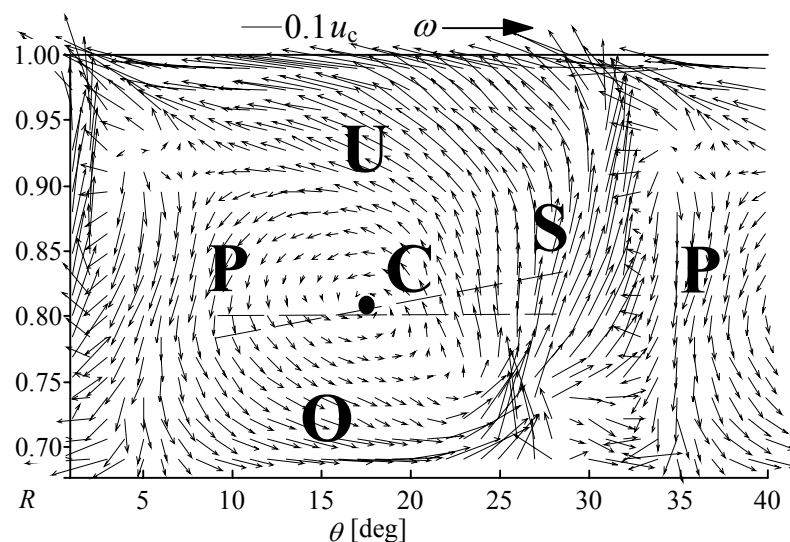
(6.9) képletében c_{em} -hez adjuk hozzá.



6.4. ábra. Kompresszor-lapátrácsban a gyűrűfal közelében kimért szekunder örvény (csatornaörvény) [13]

A klasszikus szemlélet általában „szekunder áramlásnak” nevezett minden olyan 3D jelenséget, amely az áramkép eltérését okozta a tervezés szerinti „elméleti” áramképtől, pl. a hengeresnek feltételezett áramfelületektől. Ilyen jelenség pl. a sugár mentén változó össznyomás-növekedésre tervezett lapátozás esetén a kilépő élről leúszó örvények hatására létrejövő nagyméretű örvény, amely a teljes lapátszortánát kitölti (6.5. ábra).

A mai legkorszerűbb, ún. genetikus algoritmusokon alapuló optimalizációs rendszerek a teljes axiális lapátrácsban kialakuló áramlást 3D áramlásnak fogják fel, „szekunder áramlások” elkülönítése nélkül.



6.5. ábra. Járókerék-lapátszortána mögötti szekunder áramkép. Lézer Doppler anemométeres mérés eredménye [14]

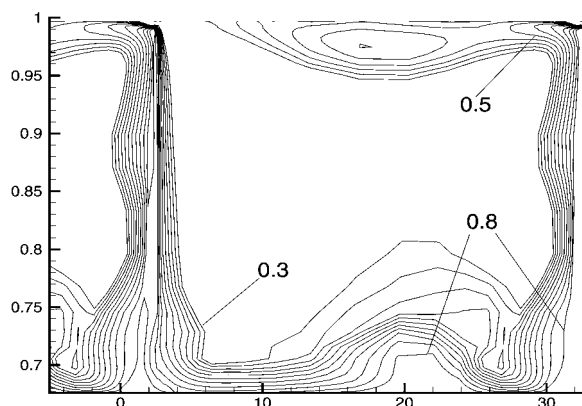
A 6.5. ábra „szekunder” áramképének megfelelő, a lapátszortána mögött súrlódási hővé disszipálódó kinetikus energia néhány százalék nagyságrendű hatásfok-csökkenést eredményez.

6.1.3. Gyűrűellenállás

Nyomásvesztéset okoz az agy, valamint a külső burkolat palástján keletkező légsúrlódás is (6.6. ábra). Ezt a korábbi tapasztalatok szerint [2] állandó tényezővel célszerű közelíteni:

$$\text{Profilos lapátozásnál} \quad \frac{\Delta p_{gy}}{\Delta p_{oid}} = 0.02 \quad (6.11a)$$

$$\text{Ívelt lemezlapátozásnál} \quad \frac{\Delta p_{gy}}{\Delta p_{oid}} = 0.03 \quad (6.11b)$$



6.6. ábra. Járókerék-lapátsatorna mögötti számított össznyomásvesztés-tényező eloszlás [15]

6.1.4. Résvesztés

A résvesztésen axiális ventilátoroknál nem a szállított légtérfogat csökkenését értjük. Kétségtelen ugyan, hogy az axiális sebesség a lapátvégek és a ház palástja között csökken, de a szállított térfogat ennek megfelelő csökkenését klasszikus szemléletmódban meghatározni nem tudjuk. A légrés azonban nyomásvesztéset is okoz, vagyis a gép hidraulikai hatásfokát csökkenti. A légrésben kialakuló légrés-áramlás, amely esetenként részörvénybe csavarodik fel (6.7. ábra), általában a legjelentősebb veszteségforrás, emellett jelentős zajkeltő hatással is rendelkezik.

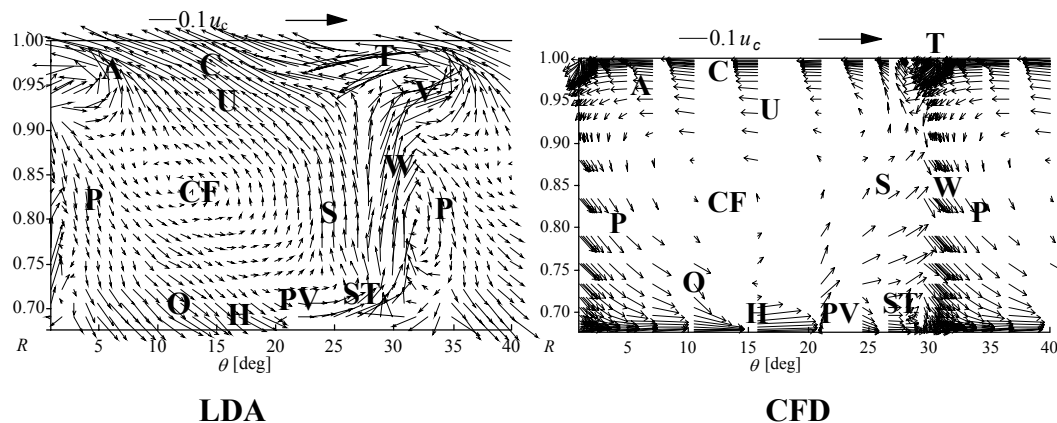
A klasszikus szemléletmódot megalapozó mérések [2] szerint kb. 1 % lapátmagasságnyi légrés veszteségét a szekunder és gyűrűvesztés már tartalmazza, tehát a további résvesztés:

$$\frac{\Delta p_{rés}}{\Delta p_{oid}} = 2.5 \left(\frac{s}{h} - 0.01 \right) \quad (6.12)$$

ahol s a rés mérete, h a lapát magassága.

A járókerékkel kapcsolatos valamennyi veszteséget összeadva, pl. szárnymetszetű lapátnál

$$\frac{\Delta p'}{\Delta p_{oid}} = \frac{w_{\infty m}}{u_m} \frac{1}{\sin(\beta_{\infty m} + \delta)} \frac{c_{em} + c_{esz}}{c_{fm}} + 0.02 + 2.5 \left(\frac{s}{h} - 0.01 \right) \quad (6.13)$$



6.7. ábra. Járókerék lapátcsatornája mögötti szekunder áramlás vektordiagramja. LDA és CFD eredmények összehasonlítása [16]

6.1.5. Elő- és utóterelő rács vesztesége

Az álló terelőrácsok a járókerékhez hasonlóan veszteséget okoznak. Ezeknél a relatív sebesség lényegesen kisebb, mint a járókeréknél, így veszteségük is lényegesen kisebb. A terelőrácsoknál a sűrűlási és szekunder veszteség kerül szóba. Mindkettőt a középmetsetben érvényes adatokkal közelítjük. A javasolt ellenállástényezők:

$$c_e = 0.016 \quad (6.14a)$$

$$c_{esz} = 0.018 c_f^2 \quad (6.14b)$$

Ez általában kb. az össznyomás-különbség 3 %-át adja.

6.1.6. Forgási veszteség

Csak terelőlapát nélküli ventilátoroknál keletkezik, illetve terelőlapátos ventilátornál akkor, ha az nem a tervezett munkaponton dolgozik.

A forgási veszteség a másodpercenként kilépő levegőtömeg forgásból származó mozgási energiátöbbletével egyenlő, mely az érintő irányú sebesség-összetevő négyzetével az axiális sebesség mozgási energiájától függetlenül számolható.

A forgási veszteség általában az ideális össznyomás-növekedésnek kb. 10 %-a körüli. Figyelembe véve, hogy a terelőlapátózásnak is van vesztesége, érthető, hogy kisebb teljesítményű ventilátoroknál a terelőlapátózás elkészítése nem gazdaságos.

Forgási veszteség elkerülése szempontjából ideális megoldás két egymás mögött elhelyezett, ellentétesen forgó járókerék (**ún. ellenforgó ventilátor**), mert így a második járókerék az első után maradó forgást terelőlapátózás nélkül megszünteti, és nagy össznyomás-növekedést előállító kétfokozatú gép áll így rendelkezésre. Ez az aránylag drága megoldás azonban csak ott indokolt, ahol a nyomásnövekedés egy fokozattal nem állítható elő, vagy ahol az ellentétes forgást egyéb szempontok, pl. reverzálhatóság teszik indokolttá.

6.1.7. Diffúzorvesztesség

Az axiális ventilátorból kilépő levegő továbbhaladása szempontjából két elrendezést különböztetünk meg:

a/ a levegő csőben áramlik tovább,

b/ a levegő szabadba, illetve a kilépő keresztmetszethez képest nagy keresztmetszetű térbe jut.

Az első esetben a kilépő sebességet, sőt a gyűrűkeresztmetszetben érvényes sebességet is a csőben leggazdaságosabbnak látszó átlagsebességnek megfelelően kell választani. A gyűrű és a szabad csőkeresztmetszet között ekkor lassuló, diffúzoros áramlás van, amelynek veszteségeit általában figyelembe kell venni.

E veszteség csökkentése céljából szokásos a járókerék-agy mögött kúpos vagy ahhoz hasonló áramvonalas burkolat alkalmazása. Az így kialakuló bővülő keresztmetszetet agydiffúzornak nevezik. (lásd 5. előadás 5.10. ábra). Diffúzor nélkül vagy agydiffúzor alkalmazásával PESSZIMISTA SZEMLÉLETBEN a diffúzorvesztességet Borda-Carnot veszteségként számítjuk [3]. Ez a veszteség csak aránylag nagy agy esetén számottevő.

A második esetben az axiális sebességet minél kisebb értékre kell csökkenteni, lehetőleg kevés nyomásvesztéssel, külső diffúzor alkalmazásával. Az agy mögötti leválás elkerülésére ilyenkor célszerű a külső diffúzor végéig tartó hengeres vagy kúpos agyburkolat készítése.

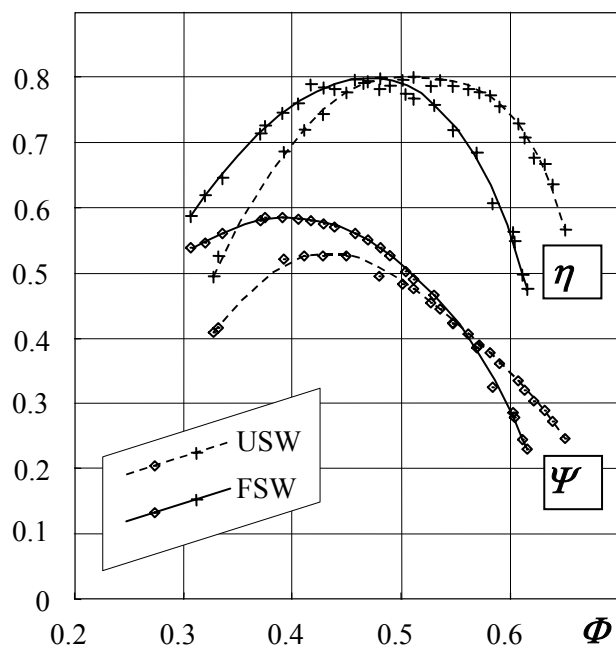
Ennél az elrendezésnél csupán a diffúzorvesztességet kell számításba vennünk [2].

Ha a diffúzor végén kilépő mozgási energia elvész, akkor a diffúzorvesztesség és a kilépő mozgási energia összegét kell a lehető legkisebbre csökkenteni. Ebben az esetben egy rosszabb hatásfokú, de kisebb kilépő sebességet adó diffúzor kedvezőbb lehet.

6.2. Axiálventilátorok jelleggörbéje

A sebességi háromszögek alapján beláthatóan az ideális jelleggörbe lineárisan esik. (5. előadás 5.11. ábra). Ehhez feltételezzük: munkapont-változtatás esetén is a kilépő él határozza meg a kilépő relatív sebesség irányát (gondolatmenet hasonló, mint a hátrahajló lapátozású radiálgépnél).

A valóságos jelleggörbe ettől jelentősen eltér (**6.8. ábra**). Jellemző a labilis (pozitív meredekségű) ág, valamint a hiszterézis, tehát fojtás és nyitás közben nem ugyanazt a jelleggörbét járja be kis térfogatáramokon a munkapont. A katalógusban csak a stabil (negatív meredekségű) ágat ajánlják fel. Kis térfogatáramon nem célszerű üzemeltetni, a fokozott zaj és a pumpálás miatt.



6.8. ábra. Fokozott fajlagos teljesítményű axiálventilátorok mért jelleg- és hatásfokgörbéi: egyenes (unswept, USW) és előrenyilazott (forward-swept, FSW) lapátosok [17]

6.3. Gyakorló feladat

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

Légtechnikai rendszer előtervezését végezzük, az alábbi légszállítási feladathoz:

$$\Delta p_{\sigma} = 400 \text{ Pa}$$

$$q_{v_n} = 32\,400 \text{ m}^3 / \text{h} = 9 \text{ m}^3 / \text{s}$$

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

Ezen adatok alapján katalógusokból számos lehetőség kínálkozik a ventilátor kiválasztására.

Azonban mi olyan ventilátort akarunk választani, amely

- a feladatot energiatakarékosan (a lehető legjobb hatásfokkal) valósítja meg,
- ezzel összhangban zajkibocsátása is mérsékelt a lehetőségekhez mérten, és
- kellő tartalékkal rendelkezik az esetleges fokozott fojtás miatti leválás ellen.

Ez azt jelenti, hogy olyan ventilátort szeretnénk választani, amelynek a fenti munkapont (közelítőleg) a tervezési pontja. Erre vonatkozóan végzünk előzetes számítást.

Közvetlen hajtású gépet célunk választani (mérsékelt költség, helyigény stb.).

1/ Kiindulás:

első közelítés Cordier-diagram alapján, lásd 2. előadás 2.2. és 2.3. fejezetek:

$$v_{von} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\sigma}} = 25.8 \text{ m/s}$$

$$D_{von} = \sqrt{\frac{4 q_V}{\pi v_{von}}} = 0.666 \text{ m}$$

$$n_{von} = \frac{v_{von}}{D_{von} \pi} = 12.3 \text{ 1/s} = 739 \text{ 1/min}$$

Javaslat:

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

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

RADIÁL GÉP – előrehajló lapátosítású: $\delta = 1.8$, $\sigma = 0.4$

$$\sigma \delta = \frac{1}{\sqrt{\Psi_\delta}} \quad \delta = \frac{\sqrt[4]{\Psi_\delta}}{\sqrt{\Phi}}$$

$$\frac{D}{D_{von}} = \frac{\sqrt[4]{\Psi_\delta}}{\sqrt{\Phi}} = \delta \quad \frac{n}{n_{von}} = \frac{\omega}{\omega_{von}} = \frac{\sqrt{\Phi}}{\sqrt[4]{\Psi_\delta^3}} = \sigma$$

	AXIÁLIS	RADIÁLIS (HH)	RADIÁLIS (EH)
Φ	0.21	0.11	0.43
Ψ_δ	0.23	1	1.93
n [1/min]	1020	244	296
D [m]	0.999	1.998	1.199

Jól látszik, hogy a feladatot **axiálventilátorral** célszerű megoldani: a radiálgépek fordulatszámja túl alacsony ahhoz, hogy pl. aszinkron motorral költségkímélő közvetlen hajtást lehessen megvalósítani, továbbá a HH radiális gép jellemző mérete célszerűtlenül nagy.

2. Finomítás:

A táblázat axiálventilátor-adatait összevetve a 2.7. ábra táblázatával látszik, hogy a feladat **terelő nélküli ventilátorral** megoldható. Ennek örülünk, a mérsékelt helyigény és költségek miatt.

KORÁBBRÓL:

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

Az adatok finomítása érdekében vegyük a Φ és Ψ_δ tartományok körülbelüli középértékét:

$$\Phi = 0.3$$

$$\Psi_\delta = 0.25$$

Továbbá

$$\eta_{\text{hmax}} = 0.7$$

agyviszony: $\nu = d/D = 0.5$ felvesszük.

A kerületi sebesség:

$$u_k = \sqrt{\frac{\Delta p_{\dot{\sigma}}}{\frac{\rho}{2} \Psi_{\dot{\sigma}}}} = 51.6 \text{ m/s} \quad \text{zaj szempontjából is OK.}$$

A gyűrűkeresztmetszet:

$$A_{\text{gy}} = \frac{q_V}{u_k \Phi} = 0.581 \text{ m}^2$$

A járókerék átmérője:

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{A_{\text{gy}}}{1 - \nu^2}} = 0.993 \text{ m}$$

Ilyen külső átmérőjű ventilátort nem fogunk találni kereskedelmi forgalomban (nem illeszkedik a Rénard-sorhoz),

azonban $D = 1 \text{ m}$ méretűt igen.

A fordulatszám:

$$n = \frac{u_k}{D\pi} = 16.5 \text{ 1/s} = 992 \text{ 1/min}$$

Ilyen fordulatszámú aszinkron motort nem alkalmaznak kereskedelmi forgalomban,

azonban $n = 955 \text{ 1/min}$ fordulatszámút ebben a teljesítmény-tartományban igen.

Ezekkel a módosított adatokkal kiszámolva a módosított mennyiségi és össznyomásszám-értékeket ($u_k' = 50 \text{ m/s}$) az üzemi kívánalmak megtartásával, azokra

$$\Phi' = 0.306$$

$$\Psi_{\dot{\sigma}}' = 0.267$$

adódik, amely még belefér a terelő nélküli ventilátorok tartományaiba.

3. A lapát közelítő jellemzői középsugáron $r_m = 0.375 \text{ m}$:

$$\Delta p_{\text{oid}} = \frac{\Delta p_{\dot{\sigma}}}{\eta_h} = 571 \text{ Pa} = \rho r_m 2\pi m \Delta c_u \Rightarrow \Delta c_u = 12.7 \text{ m/s}$$

$$c_a = \frac{q_V}{A_{\text{gy}}'} = 15.2 \text{ m/s}$$

$$w_{\infty}^2 = c_a^2 + \left(u - \frac{\Delta c_u}{2}\right)^2 = 231.04 + (37.5 - 6.35)^2 \Rightarrow 34.7 \text{ m/s}$$

$$\beta_{\infty} = \arctg \frac{c_a}{u - \frac{\Delta c_u}{2}} = 15.2 / (37.5 - 6.35) \Rightarrow \beta_{\infty} = 26^{\circ}$$

$$\frac{\ell}{t} c_f = \frac{2 \Delta c_u}{w_\infty} = 2 \times 12.7 / 34.7 = 0.73$$

Közelítésként egy ismert profil adataiból indulunk ki. Pl. a RAF 6E szárnymetszetnek a legnagyobb siklószáma kb. 80, és ennél a felhajtóerő-tényező $c_f = 1$, a megfúvási szög $\alpha = 6^\circ$.

Ennél $\frac{\ell}{t} \approx 0.7$, ami még megengedi az egyedülálló lapát-közelítést.

Tekintve a számítás közelítő jellegét, kb. $\gamma = \beta_\infty + \alpha \approx 30^\circ$ lapátbeállítási szögre számíthatunk.

Tehát irányelvként olyan

- Közvetlen hajtású
- Terelő nélküli
- $D \approx 1 \text{ m}$
- $n \approx 955 \text{ 1/min}$
- $\gamma \approx 30^\circ$

ventilátorra számíthatunk, amelynek középsugarán

- $\frac{\ell}{t} \approx 0.7$

A fenti számítás segít betájolni, milyen gépek között keressünk a katalógusokban. Természetesen a katalógusban található gépek adatai a fentiektől többé-kevésbé különbözni fognak.

PÉLDA:

Ha sikerül olyan ventilátort találni, amelynek az átmérője valóban 1 m, a csőkeresztmetszetre számított axiálsebesség a megadott térfogatáramból: 11.5 m/s, az ennek megfelelő dinamikus nyomás kb. 80 Pa.

Így a megkövetelt statikus nyomásnövekedés = $400 - 80 = 320 \text{ Pa}$.

Oda kell arra figyelni, a katalógus össznyomás- vagy statikus nyomás-növekedést közöl.