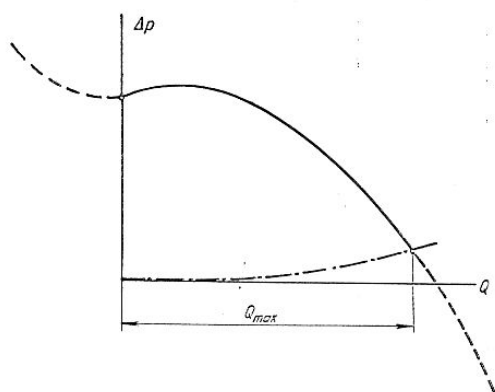


9. VENTILÁTOROK ÜZEMELTETÉSE 2.

9.1. Ventilátorok soros és párhuzamos kapcsolása [2]

Számos esetben indokolt, hogy centrális elrendezés alkalmazása (vagyis egy nagy teljesítményű központi ventilátor által táplált légelosztó rendszer) helyett több ventilátort alkalmazunk (pl. az egyes részrendszerek energetikailag kedvező működése, üzembiztonság érdekében tartalékképzés, egyes berendezések be- és kikapcsolásának lehetősége).

Annak megítélésére, hogy adott ventilátor hogyan működik együtt más ventilátorokkal, a gép „teljes” jelleggörbéjét (tehát nemcsak a pozitív nyomásnövekedési és szállítási értékekkel jellemzett üzemállapot-tartományt) kell ismernünk (9.1. ábra). A negatív nyomásnövekedési tartományban a gép „turbinaként” működik. Ez a helyzet áll elő, ha a ventilátoron egy vele sorosan kapcsolt, nagyobb teljesítményű ventilátor átszívja a levegőt. A negatív térfogatáramú tartomány akkor érvényesül, ha a ventilátoron visszafúvás alakul ki: egy nagyobb teljesítményű ventilátor a rendeltetésszerű szállítási iránnyal ellentétes irányú áramlást kényszerít át a ventilátoron. A jelleggörbe ezen „rendellenes” ágait laboratóriumi körülmények között, segédventilátorral lehet kimérni.



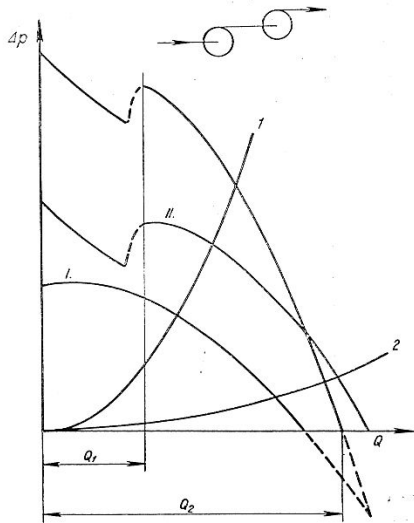
9.1. ábra. „Teljes” ventilátor-jelleggörbe [2]

Ventilátorok sorbakapcsolása (9.2. ábra) esetén a teljes közegmennyiség mindkét ventilátoron átmegy, a szállítások tehát a munkapontban megegyeznek. A ventilátorok eredő jelleggörbéjét az I. és II. „teljes” jelleggörbék adott térfogatáramhoz tartozó nyomásnövekedési értékeinek összeadásával nyerjük. Rendeltetésszerű üzem csak akkor biztosítható, ha a terhelési görbe az eredő jelleggörbét csak egy pontban metszi, és ez a pont a ventilátorok normális üzemének megfelelő tartományban van. Az 1 jelű terhelési görbén adódó munkapont ennek eleget tesz. (Ekkor indokolt a soros kapcsolás, ugyanis egymagában egyik gép sem lenne képes ekkora nyomásnövelésre.) Ha pl. a rendszer ellenállása csökkenne és a 2 jelű terhelési görbe állna elő, a II. jelű ventilátor átfújna az I. jelűn. Ez az állapot energetikailag természetesen kedvezőtlen. Ha a rendszer fojtása fokozódna olyan mértékben, hogy elérné az eredő jelleggörbe visszahajló ágát, a II. ventilátor instabil üzemállapotba kerülne és a térfogatáram ugrásszerűen lecsökkenne a munkapont stabilizálódásáig. Ezek után a II. ventilátor leválószerűen működne, ami a pulzáló (pumpáló) üzem és a fokozott zaj miatt nem kívánatos.

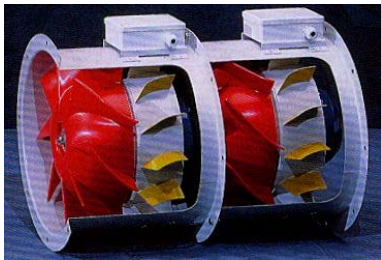
Fentiek elkerülésére javasolt azonos típusú ventilátorok sorbakapcsolása. Ha e ventilátorok labilis jelleggörbe-ággal rendelkeznek, célszerű az erre eső üzemállapotok elkerülése (lásd előző fejezet). A „sorkapcsolás” speciális esetét adják a többfokozatú (akár ellenforgó)

ventilátorok ill. kompresszorok, amelyekben járókerék- és terelőlapátok több fokozatban, egymás után helyezkednek el.

Pl. A HELIOS moduláris jelleggel egymás után kapcsolható RADAX VAR ventilátorokat ajánl katalógusában (9.3. ábra).

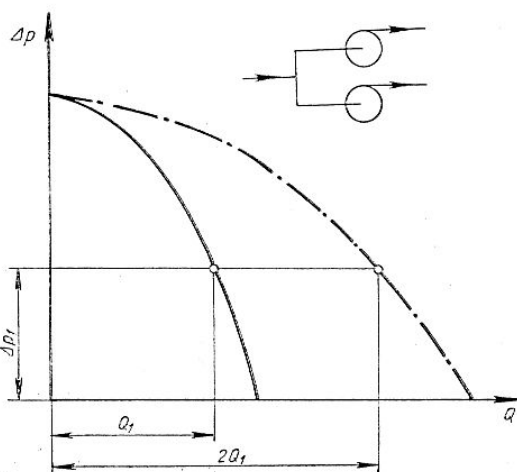


9.2. ábra. Ventilátorok sorbakapcsolása [2]



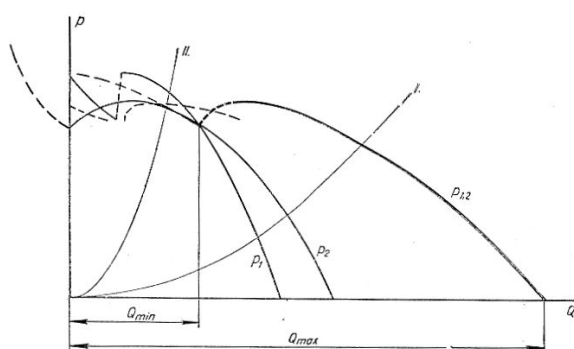
9.3. ábra. HELIOS TwinVent Z-VAR [6]

Két ventilátort párhuzamosan kapcsolva azoknak azonos nyomáskülönbséget kell megvalósítaniuk. Az eredő jelleggörbét az adott nyomásnövekedéshez tartozó térfogatáramok összegzésével kapjuk. Azonos típusú, visszahajló ágtól mentes jelleggörbéjű gépek esetén nem adódik rendellenes üzemállapot (9.4. ábra).



9.4. ábra. Azonos típusú ventilátorok párhuzamos kapcsolása [2]

Különböző teljesítményű vagy visszahajló ággal rendelkező jelleggörbéjű gépek párhuzamos kapcsolásakor problémák adódhatnak. Pl. a **9.5. ábra** ilyen gépek p_1 és p_2 jelleggörbéinek eredő p_{12} jelleggörbéjét illusztrálja. Az I terhelési görbe normális üzemállapotot ad, az eredő jelleggörbe vastag folytonos vonallal rajzolt ágára esik a munkapont. (Ekkor indokolt a párhuzamos kapcsolás, ugyanis egymagában egyik gép sem lenne képes ekkora szállításra.) Ha a fojtást fokozzuk, eljut a munkapont a vastag szaggatott vonallal ábrázolt jelleggörbé-ágra. A p_2 görbéjű ventilátor jelleggörbéje itt már visszahajlik, ami önmagában még nem jelent labilis üzemet, hiszen a p_2 ventilátorhoz tartozó terhelő görbe meredeksége nagyobb (akkor adódna labilis munkapont, ha ez nem így lenne). Q_{\min} térfogatáramra fojtva a rendszert, a p_2 ventilátor éppen üresen jár. További fojtás (II. görbe) azt eredményezi, hogy a p_1 ventilátor a p_2 ventilátoron visszafúj. Visszafúvás alakul ki akkor is, ha a ventilátorokat nem egyszerre indítják. Ekkor a még álló ventilátoron azonnal visszafúvás alakul ki, és a megindítás után is fennmarad (az áramlás már levált a lapátózásról). További fojtás a p_1 ventilátort is labilis üzemállapotba juttatja stb.



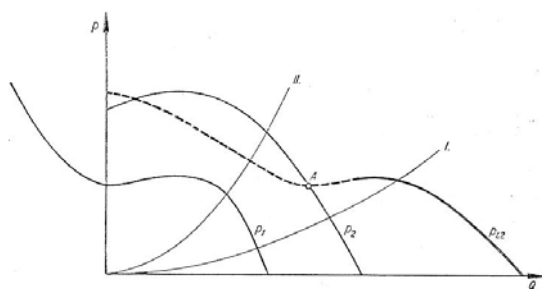
9.5. ábra. Különböző típusú ventilátorok párhuzamos kapcsolása [2]

Ha a párhuzamosan kapcsolt ventilátorok közül az egyik jóval kisebb teljesítményű, közös üzemnél a visszafúvás és ezzel a teljesítménycsökkenés hamarabb következik be (**9.6. ábra**). Az I. terhelőgörbe normális üzemállapotot eredményez. Ekkor indokolt a párhuzamos kapcsolás, ugyanis egymagában egyik gép sem lenne képes ekkora szállításra. A II. görbének megfelelő fojtás esetén a p_2 ventilátor a p_1 -esen visszafúj.

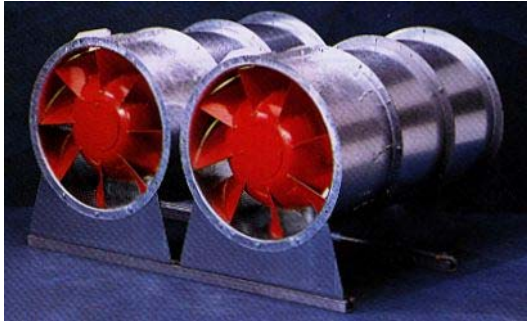
Fentiek azt mutatják, hogy ha a párhuzamos kapcsolás elkerülhetetlen, célszerű azonos gépeket párhuzamosan kapcsolni és azokat egyszerre indítani. Ennek speciális formája az ún. kettős beömlésű radiális ventilátor, melynél közös tengelyen geometriailag megegyező, egymással szembe fordított két járókerék helyezkedik el.

A HELIOS azonos RADAX VAR ventilátorokat ajánl párhuzamosan kapcsolva katalógusában (**9.7. ábra**).

Visszahajló jelleggörbe-ág esetén célszerű a labilis üzemállapot elkerülése (lásd előző fejezet).



9.6. ábra. Visszafúvás párhuzamos kapcsolt gépeknél [2]



9.7. ábra. HELIOS TwinVent P-VAR [6]

9.2. A munkapont szándékolt változtatása [2]

A „ventilátorok szabályzása” kifejezést, a „szabályzás” szakkifejezés irányítástechnikai tartalma miatt e helyütt nem alkalmazom, a félreértések elkerülése végett. A korszerű áramlástechnikai rendszerek sok esetben valóban szabályzottak (a folyamatirányítás visszacsatolást kap az előállított üzemállapotról, és ennek megfelelően beavatkozik). Számos esetben azonban vezérlésről van szó (folyamatirányítás visszacsatolás nélkül). A következő módszereket mind a vezérlésben, mind a szabályzásban alkalmazhatjuk.

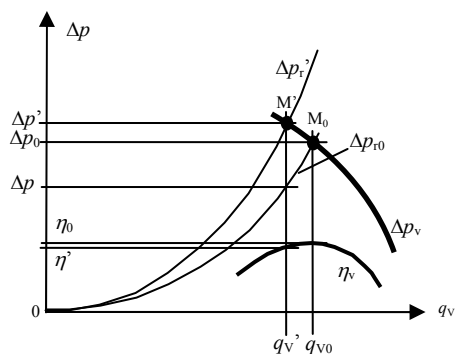
Beavatkozási lehetőséget kell biztosítani a tervezés és üzemeltetés közötti eltérés helyesbítésére, valamint a szállítás technológiai igényeknek megfelelő változtatására. Emellett számos esetben a felhasználó előírja a helyszükségletet, zajszintet, fordulatszámot, a beavatkozás költségeit, és esetleg a minimális hatásfokot. Ezért a munkapont változtatására számos megoldást fejlesztettek ki.

Csak azokkal a beavatkozási módokkal foglalkozom, amelyek kereskedelmi forgalomban kapható berendezések (ventilátor és csatlakozó rendszer) révén általában megvalósíthatóak. Ezek: fojtás, fordulatszám-változtatás, bypass-üzem, az előperdület változtatása, lapátszögállítás. Nem tárgyalom a következő belső beavatkozásokat: lapátszám-változtatás, lapátszélesség-változtatás, a járókerék átmérőjének megváltoztatása. Ezekkel kapcsolatban az [1][2] irodalmakra hivatkozom.

9.2.1. Fojtás

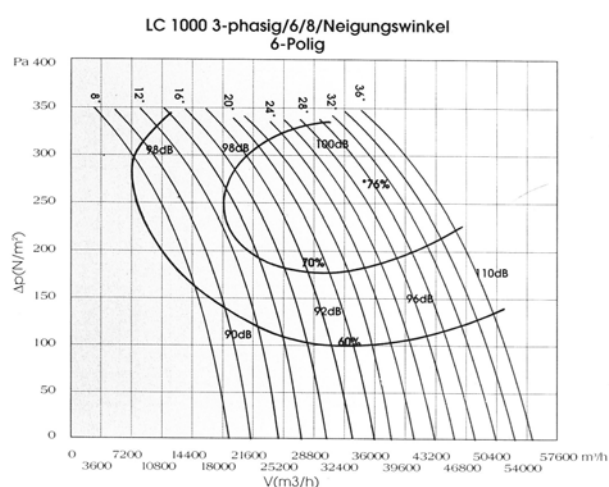
Alárendelt rendszerekben, illetve kis gépteljesítmények esetén jellemző. A rendszer terhelési görbáját változtatható fojtás (csappantyú, mozgatható zsaluzat stb.) segítségével változtatjuk (manuálisan, illetve folyamatirányítás révén automatikusan) (9.8. ábra). Így áll elő a kívánt q_V' térfogatáram (M' munkapont).

Legyen q_{V0} és Δp_0 a ventilátor legjobb η_0 hatásfokú pontjához tartozó munkapont (M) összetartozó értékpárosa. Ezt bizonyos katalógusokban [18] a közölt hatásfok-értékek alapján azonosíthatjuk be. Ha a hatásfokot a katalógus nem közli [5][6], a legjobb hatásfokú pont elhelyezkedésének becslésére a másutt [18] publikált hatásfok-értéket vegyünk alapul. Pl. a 9.9. ábra szerint BENZING axiálgép esetén (más méretekre is) a legjobb hatásfokú pont kis állásszögek esetén kb. a megajánlott térfogatáram-tartomány felénél, nagy állásszögek esetén kb. a megajánlott tartomány alsó határához közelebbi harmadolópontban helyezkedik el. Ezt az elvet alkalmazzuk más gyártó gépeire is.



9.8. ábra. Fojtás hatása

BENZING®
VENTILATOREN



9.9. ábra. BENZING LC 1000 gép jelleggörbéi és hatásfok-értékei [18]

A beavatkozás energetikai hatásának megítélésére gazdaságossági mérőszámot vezetünk be [30]. A módosított üzemállapotban

$$\eta_g = \frac{P_{\text{hasznos}}}{P_{\text{befektetett}}} \quad (9.1)$$

Az eredeti (addicionális fojtás nélküli) rendszerben q_V' térfogatáramhoz csak Δp nyomásvesztés tartozna, tehát az üzemvitel szempontjából hasznos teljesítménynek

$$P_{\text{hasznos}} = q_V' \Delta p \quad (9.2)$$

tekintendő. A befektetett (a gép tengelyén bevitt) teljesítmény pedig

$$P_{\text{befektetett}} = \frac{q_V' \Delta p'}{\eta} \quad (9.3)$$

Tehát a fojtás energetikailag kedvezőtlen beavatkozási mód, a teljesítmény jelentős része a fojtóelemen súrlódási hővé disszipálódik („szándékolt nyomásvesztés”):

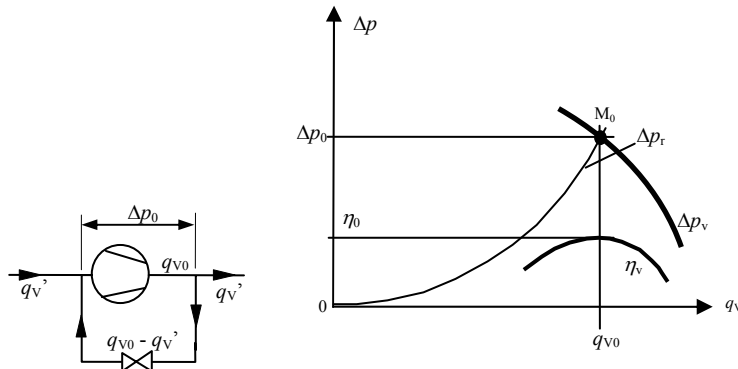
$$\eta_{g \text{ fojtás}} = \eta \frac{\Delta p}{\Delta p'}, \quad \eta < \eta_0, \quad \Delta p \ll \Delta p' \quad (9.4)$$

, de viszonylag egyszerűen és olcsón kivitelezhető.

9.2.2. Megkerülő vezeték (bypass)

A gép szívó- és nyomónyílását közvetlenül összekötő, változtatható fojtással ellátott megkerülő vezeték, amelyen keresztül a q_{V0} és a kívánt q_V' térfogatáramok különbségét a szívóoldalra visszavezetjük („szándékolt volumetrikus veszteség”). Szükség szerint kombinálható egyéb beavatkozó elemekkel is (lásd 8.19. ábra), és a bypass fojtás valamint a további beavatkozó elemek állítása manuálisan vagy automatika segítségével történik.

Például gázolajgépek levegőellátásában alkalmazzák, mert az égőtérben állandó nyomást biztosít [30].



9.10. ábra. Bypass és hatása

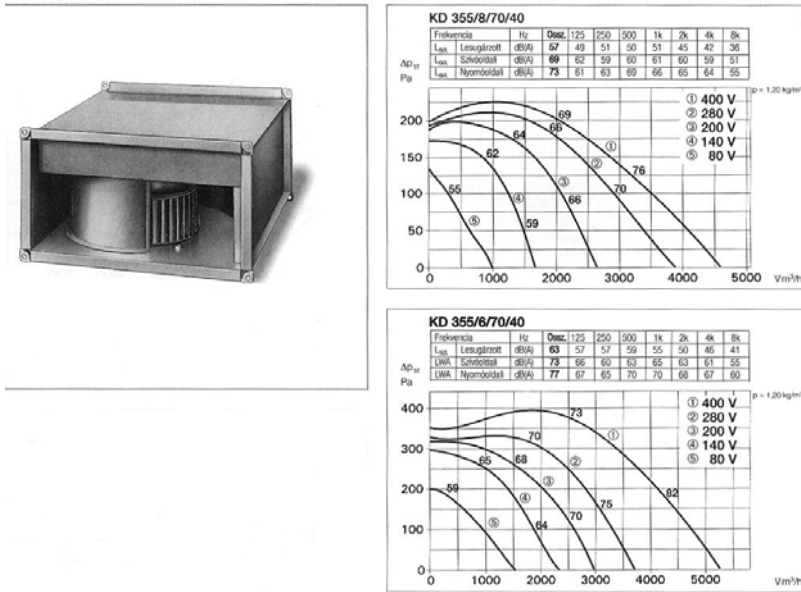
$$\eta_{g \text{ bypass}} = \frac{q_V' \Delta p_0}{q_{V0} \Delta p_0 / \eta_0} \quad (9.5)$$

$$\eta_{g \text{ bypass}} = \eta_0 \frac{q_V'}{q_{V0}}, \quad \eta_0 = \eta_{\max}, \quad q_V' < q_{V0} \quad (9.6)$$

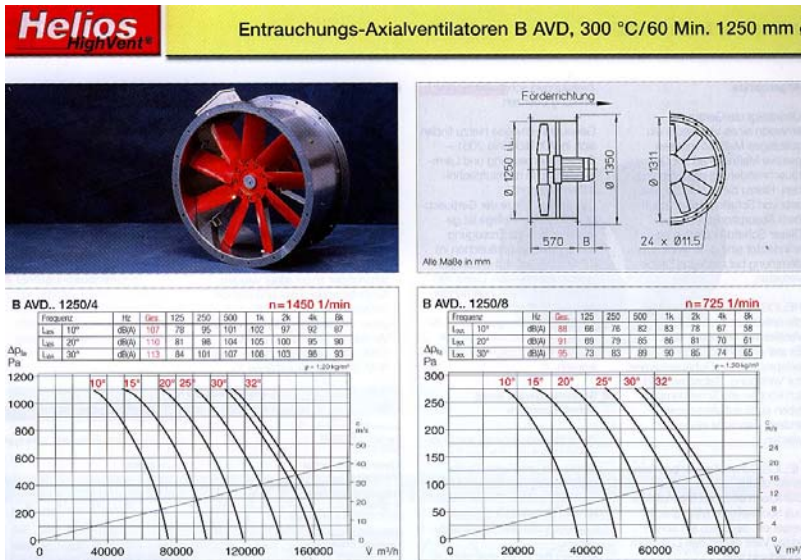
9.2.3. Fordulatszám-változtatás

A fordulatszám gazdaságos változtatására korszerű berendezésekben többnyire a következő módszereket alkalmazzák:

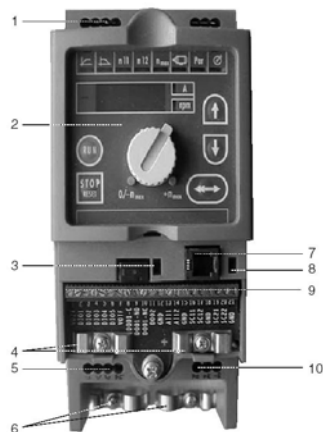
- Fokozatmentesen (elektronikusan) vagy fokozatosan állítható transzformátorral (feszültség-leosztás), pl. **9.11. ábra**,
- Az aszinkron motor póluspár-számának változtatásával (pl. Dahlander-féle tekercselés [33]), pl. **9.12. ábra**,
- Főként nagyobb teljesítmények esetén frekvenciaváltóval (**9.13. ábra**).



9.11. ábra. Ötfokozatú transzformátorral állítható fordulatszám hatása [6]. 8-pólusú motor: 400 V: 660 1/min; 6-pólusú motor: 400 V: 805 1/min



9.12. ábra. A pólusszám-váltás hatása [6]



9.13. ábra. MOVITRAC 07 frekvenciaváltó [36]

A fordulatszám változtatásának hatására a **9.14. ábra** mutat példát. A fordulatszámot megnöveljük, hogy a kívánt q_v' térfogatáramot elérjük. A munkapont affin parabolán mozdul el [1], annak megfelelően, hogy a sebességi háromszögek hasonlóak maradnak: $q_v \sim n$, $\Delta p \sim n^2$, $\Delta p \sim q_v^2$, $P \sim n^3$ (vigyázni a motor terhelésével!). Ez a változás éppen illeszkedik a terhelési görbéhez, **HA a terhelő görbe csak négyzetes tagot tartalmazó másodfokú parabola**. Hasonlóak igazak akkor, ha a fordulatszámot csökkentjük.

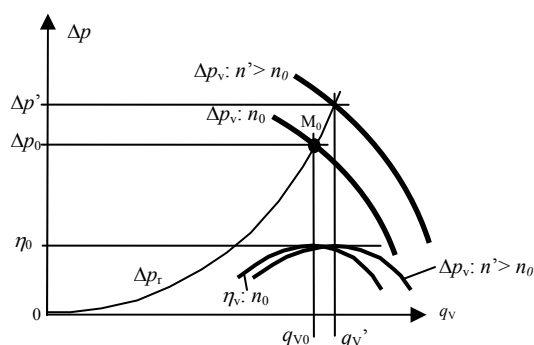
A fenti gondolatmenetben elhanyagoltuk a Reynolds-szám hatását, vagyis hogy kisebb fordulatszámokon a súrlódási veszteségek viszonylag nagyobb mértékben érvényesülnek. Ez a kritikus Reynolds-szám fölött ésszerű elhanyagolás (lásd 1.20. ábra).

Mivel a sebességi háromszögek és így a körüláramlási viszonyok hasonlóak maradtak, a hatásfok továbbra is maximális marad, ha a terhelő görbe csak négyzetes tagot tartalmazó másodfokú parabola. Ekkor

$$\eta_{gn} = \frac{q_v' \Delta p'}{q_v' \Delta p' / \eta_0} \quad (9.7)$$

$$\boxed{\eta_{gn} = \eta_0, \quad \eta_0 = \eta_{\max}} \quad (9.7)$$

A leggazdaságosabb, de esetenként (pl. frekvenciaváltó) költséges megoldás.



9.14. ábra. A fordulatszám-változtatás hatása

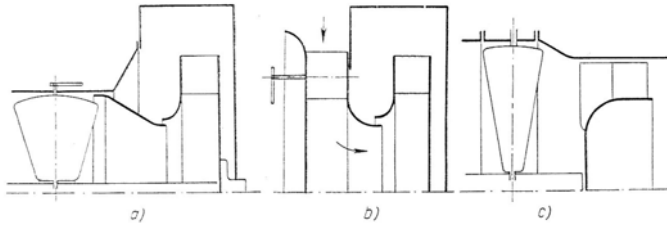
9.2.4. Az előperdület változtatása

Radiális és axiális gépekben egyaránt. Pl. erőművek, kazánok olcsó, egyszerű, biztonságos, gazdaságos légellátására [30]. A lapátózásra történő rááramlást (a belépő sebességi háromszöget) módosítja az előperdítő vezetőrács (**9.15. ábra**). A rááramlási viszonyok módosítása a lapátózás légtéchnikai teljesítményének módosulásához és így a munkapont változásához vezet. A **9.16. ábrán** a negatív illetve pozitív beállítási szögek a forgásiránnyal ellentétes illetve azzal megegyező irányba történő beállítást jelölnék.

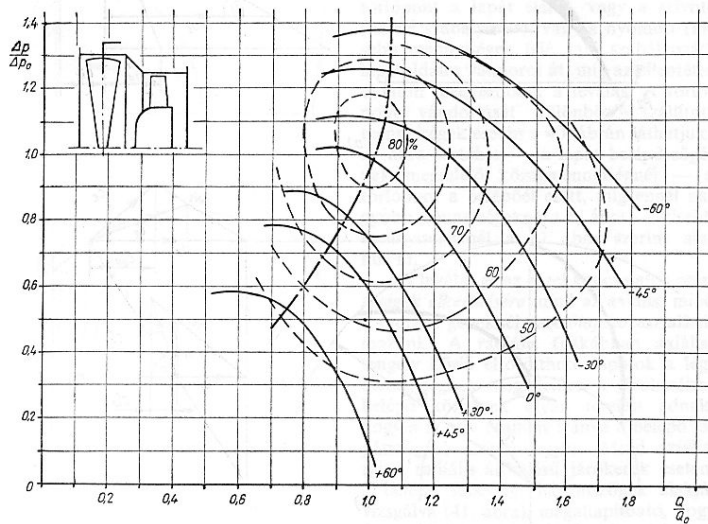
Az előperdítő rács esetenként teljesen is elzárható, miáltal zárócsappantyúként is funkcionálhat.

Ha az előperdítő szögállítása nem haladja meg a $\pm 20^\circ$ -ot, az áramlási viszonyok nem romlanak jelentősen, így a hatásfok alig változik [30]. Ha 0° szögállításkor a gép maximális hatásfokon dolgozott :

$$\boxed{\eta_{g\text{ perd}} \approx \eta_0, \quad \eta_0 = \eta_{\max}} \quad (9.8)$$



9.15. ábra. Vezetőlapátvezetés különböző megoldásai [2]



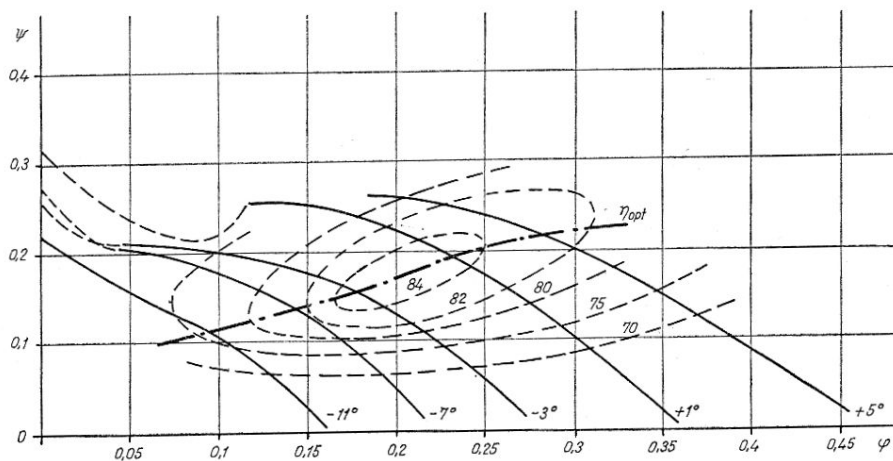
9.16. ábra. Axiális ventilátor előperdületének változtatása [2]

9.2.5. A lapátszög változtatása

Elsősorban axiális ventilátoroknál. Ha a lapátszöget a legjobb hatásfokot adó értékhez képest $\pm 10^\circ$ -nál nagyobb mértékben nem állítjuk elő, a hatásfok alig változik [30], 9.17. ábra. Tehát

$$\eta_{g \text{ lapátszög}} \approx \eta_0, \quad \eta_0 = \eta_{\max} \quad (9.9)$$

Gazdaságos módszer. Speciális – és költséges – ventilátoroknál a lapátszög forgás közben változtatható. Általában a lapátszög menet közben nem állítható, a gyártótól kell igényelni a szükséges lapátszöget [6], amelynek beállítása után ő a kiegyensúlyozást is elvégzi.



9.17. ábra. Axiális ventilátor kagylódiagramja [2]

9.3. Különleges ventilátorok

A légtechnikát az alábbiak szerint csoportosíthatjuk [29]:

- Levegőkezelés

- Természetes szellőzés
- Légkezelő berendezések (szellőzés, fűtés- és klímatechnika)

- Ipari légtechnika

(pl. ködtelenítők, leválasztók, forgács- és porelszívók, pneumatikus szállítóberendezések)

Az ipari légtechnikán belül a ventilátorok alkalmazási területeit az alábbiak szerint csoportosíthatjuk [30]:

- Normális üzemi körülmények

- Különleges üzemi körülmények

- Szennyezett anyag szállítása
- Hőterhelés
- Alacsony hőmérsékletek

9.3.1. Szennyezett anyag szállítása [30]

A/ Szilárd szennyezők

Mivel szilárd szennyezőket szállító közegben a veszteségek általában fokozottak, a szállítást általában radiálventilátorok végzik. Itt ezért csak radiálventilátorokat tárgyalunk.

Koptató hatású szilárd szennyezők hatására a forgórészen kopás jelenik meg. Ez megszünteti a járókerék kiegyensúlyozottságát, ami katasztrófához vezethet.

PÉLDA [30]: 1200 mm járókerék-átmérőjű, 120 mm tengelyátmérőjű, 1400 1/min fordulatszámú, hátrahajló lapátosítású, koptató hatásnak kitett radiálventilátor járókereke a kopás miatti kiegyensúlyozatlanság miatt a hozzá közelebbi csapágyazást leszakította, a tengelyt megcsavarta.

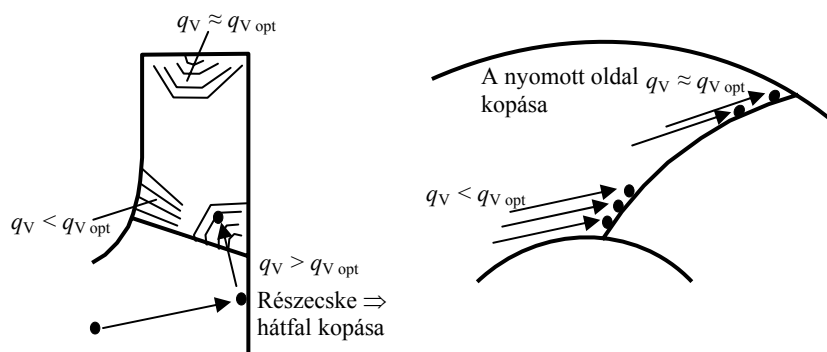
Radiálventilátor megválasztása ilyen közeghez azért is helyes intézkedés, mert a gázáram, vagyis a szemcsesebesség csökkenésével a kopásveszély is csökken. Ezért célszerű kis kerületi sebességre, vagyis nagyobb nyomásszámra törekedni [2], amelyet radiálventilátorok biztosítanak. Ezen belül a hátrahajló lapátosításban a legkisebb az áramló közeg iránytörése.

Tehát általános elv, hogy a hátrahajló lapátosítású radiálventilátorok a legkopásállóbbak.

Általában a jó hatásfokon ($q_{V\ opt}$ optimális térfogatáramon) működő gépek belső áramlási viszonyai kedvezőek, a porszállításához illeszkednek, a kopás a legkisebb kárt teszi bennük. Ezeknél a kilépő él közelében a nyomott oldalon kagylós kopás jelentkezik.

Ha a térfogatáram $q_{V\ opt}$ -nál nagyobb, a szilárd részecskék lesodródhatnak a belépő közeg áramvonalairól, a hátlapnak ütődnek, majd onnan lepattanva a belépő él hátlaphoz közeli részét koptatják. A hátlap is kopik.

Ha a térfogatáram $q_{V\ opt}$ -nál kisebb, a belépő él közelében a nyomott oldalon lesodródhatnak a részecskék és ott fejtenek ki koptató hatást. **9.18. ábra.**



9.18. ábra. Kopási viszonyok [30]

A kopás mérsékelhető pl. előperdület alkalmazásával, a lapátalak lekerekítésével a hátlapnál (sarkos illesztés helyett) [2].

A koptató hatás megszüntetésének leghatékonyabb módja, ha be se engedjük a port a ventilátorba. A ventilátor előtt leválasztók, szűrők alkalmazása.

A szilárd szennyeződés rá is tapadhat a lapátra. Pl. barnaszénport nedves leválasztóba szállító ventilátor kiegyensúlyozatlanná vált [30].

Gyakran az előlapot el is hagyják, hogy ne szorulhasson be nagyobb szilárd darab [30], pl. faipari, textilipari alkalmazásoknál. Szálás anyag a lekerekített belépő élen összegyűlve előbb-utóbb lecsúszik.

B/ Gáznemű szennyezők

Robbanásveszély. Szilárd szennyeződéseknel is előfordul, pl. élelmiszeripar: lisztpor, kakaópor robbanásveszélyes. Vegyi és gyógyszerészeti laboratóriumok, műhelyek, raktárak, festőműhelyek és akkumulátortárolók szellőzése stb.

A legveszélyesebb robbanásveszély szempontjából a beszívó kúp és a járókerék közötti rés. Rossz illesztés miatti dörzsölődés hatására statikus töltés lép fel, ami szikraképződéshez vezethet. A dörzsölődés elkerülésére a beszívó kúpot és az előlapot esetenként el is hagyják, a statikus töltés elkerülésére pedig a ventilátorokat földelik, illetve antistatikus műanyagból (9.19. ábra) vagy alumíniumból gyártják.



9.19. ábra. Robbanásbiztos csőventilátorok [6]

A résbe beszoruló szilárd szennyeződés, pl. fadarab felizzhat. Ennek elkerülésére a szívókúpot és az előlapot elhagyják, vagy a rést nagyobbra veszik, és a szívókúp valamint előlap pereméin gumitömítést alkalmaznak.

9.3.2. Hőterhelés [30]

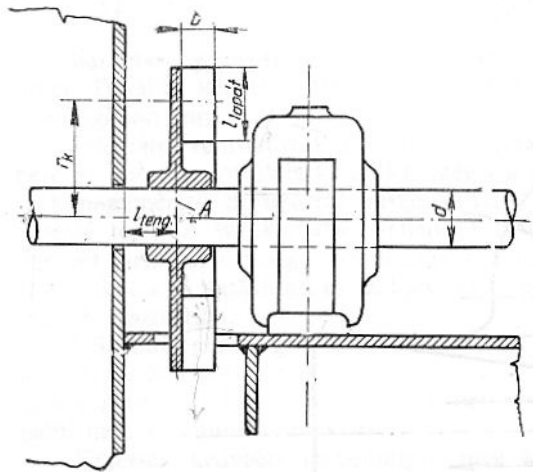
Általában együtt jár a szilárd szennyeződéssel, pl. cementiparban poros füstgáz szállítása. Káros hatása kettős:

1/ Szilárdsági sajátosságok: 200 °C-ig a szénacélok szilárdsági sajátosságai nem változnak, de felette rohamosan romlanak (pl. rugalmassági modulus). A járókerék deformálódik, ami kiegyensúlyozatlansághoz és tönkremenetelhez vezethet.

2/ A csapágyak túlterhelődnek. Pl. a járókerék felől a tengelyen át a csapágy felé elvezetett hő hatására a golyócsapágy belső gyűrűje tágul. Emiatt a golyók beszorulnak. Ez a súrlódás miatt további hőterhelést okoz stb.

A csapágyak üzembiztos hűtése a legfontosabb szempont. Ennek jellemző konstrukciós megoldása: a járókerék után, a csigaházat követő tengelyszakaszra segédventilátort szerelnek (2.20. ábra), illetve víz- vagy olajhűtést alkalmaznak.

Füstgázventilátorra példa: 9.12. ábra. 300 °C / 60 min, DIN EN 12101. Elérhető +400 °C, +600 °C / 60, 90, 120 min is.



9.20. ábra. Tengely hűtése a házon kívül elhelyezett forgórészrel [2]

9.3.3. Alacsony hőmérsékletű közeg szállítása [30]

Hűtőházi alkalmazás. Egyenletesen hűtött élelmiszerekhez belső hideg levegő keringetése. – 5 és – 10 °C környékén: szilárdság-változás, ridegedés. A hideg közeget szállító ventilátorok szerkezeti elemeinek garantált ütmunkája kell hogy legyen a ridegtörés elkerülésére. Kérni kell, hogy a gyártó vállaljon garanciát.

9.4. Ventilátorok zaja

9.4.1. A zaj forrásai [2]

A légtechnikai berendezések legfőbb zajforrása a ventilátor. A technológiai fejelem be nem tartása miatti zajforrások (pl. meghúzatlan csavarok) könnyen megszüntethetőek.

a) Mechanikai zaj

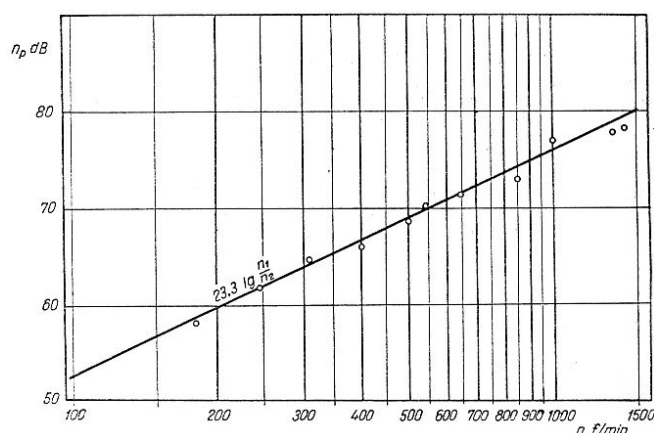
A kiegyensúlyozatlan forgó elemekből és a csapágyműködésből adódó rezgések gerjesztőleg hatnak a ventilátor szerkezetére.

A forgórészek kiegyensúlyozatlanságából adódó zaj merev járókerék- és házszerkezettel, ill. rugalmas gépalapozással kiküszöbölhető.

A golyóscsapágy mindig zajosabb, mint a siklócsapágy. Valóban csendes gép csak az utóbbival készíthető.

A mérések szerint a kisugárzott hangteljesítmény a fordulatszám $7/3$ -ik hatványával arányos (9.21. ábra).

A mechanikai zaj csak kis kerületi sebességű ventilátoroknál uralkodó. Szerepe 25 m/s kerületi sebesség felett már ritkán számottevő; ott az áramlási eredetű zaj dominál.



9.21. ábra. Mechanikai zaj változása a fordulatszám függvényében [2]

b) Örvényszaj

A ventilátor-lapátozás körül kialakuló turbulens áramlás sajátosságainak tulajdonítható zaj. Forrásai, a 9.22. ábra segítségével:

1/ A turbulens hozzááramlás hatása: a pillanatnyi megfúvási sebességet és így a megfúvási szöveget ingadozóvá teszi, és ez az időbeli ingadozás a lapátfelületen zajforrásként jelentkezik. Az emiatti kisugárzott hangteljesítmény:

$$P_{th} \sim v^4 \overline{w'^2} \ell^2 \quad (9.10)$$

Ahol v a megfúvási sebesség, $\overline{w'^2}$ a megfúvásra merőleges turbulens ingadozó sebességkomponens négyzetének időbeli átlaga, és ℓ a lapátúrhossz.

2/ Határréteg-zaj: a lapátokon lévő turbulens határréteg a hozzá kötődő fluktuáció miatt szintén zajforrás.

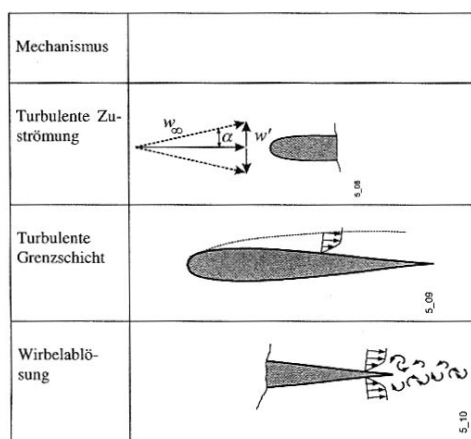
$$P_{hz} \sim v^6 \ell^2 \quad (9.11)$$

A legkevésbé számottevő örvényszaj-forrás.

3/ Nyomzaj: a kilépő él mögötti nyom hatására létrejövő zaj. A legerősebb örvényszaj-forrás.

$$P_{nyom} \sim v^6 \text{Re}^{-0.4} \ell^2 \quad (9.12)$$

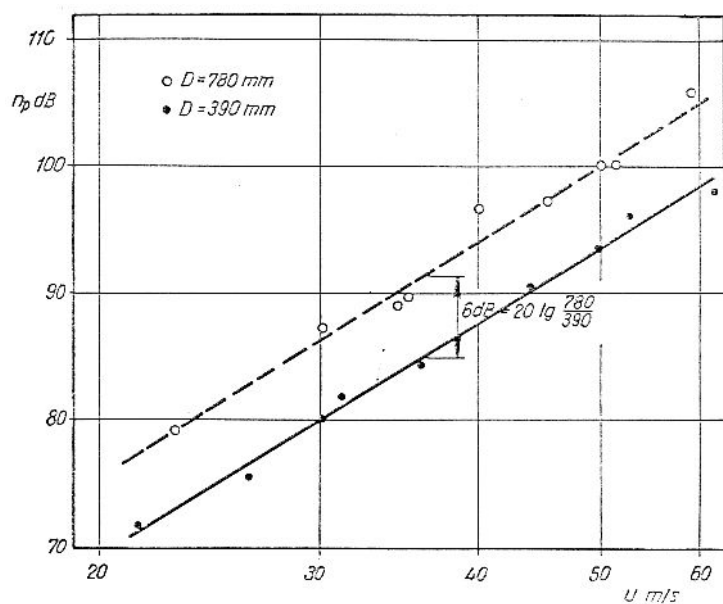
Ahol $\text{Re} = v \ell / \nu$.



9.22. ábra. Örvényzaj-keltési mechanizmusok [28]

A 9.23. ábra mérési eredménye szerint nagyobb gépméretek esetén fokozott a zajkibocsátás, a nagyobb lesugárzó felületek miatt. Ez, hozzávéve a korábbi megállapításokat, azt is jelenti, hogy **nagy fajlagos teljesítményű, azaz adott légtéchnikai teljesítményt csökkentett fordulatszámmal és/vagy gépméretekkel megvalósító (vagyis kisebb áramlási sebességeket produkáló) ventilátor zajkibocsátása mérsékelte.**

A veszteségek csökkentésével a nyomzaj mérsékelhető (vesd össze: 2.1. ábra). Tehát a forgógép-fejlesztés fontos irányvonala a jó hatásfokú, nagy fajlagos teljesítményű gépek kialakítása, **akusztikai szempontból is.**

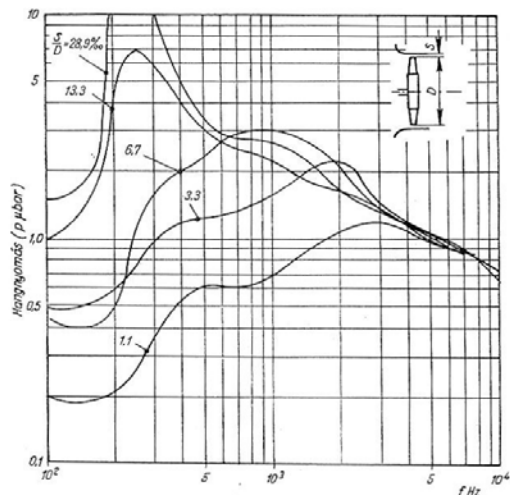


9.23. ábra. A geometriai méretek hatása a zajra [2]

c) Forgási zaj

Az álló rendszerben tekintve a forgó járókerék környezetének pontjait (pl. a csatornafalon), megállapítható, hogy azokban a lapátok áthaladásának megfelelően nyomásingadozás keletkezik. Ez a forgási zaj forrása. A légrés mérete döntő a forgási zaj erőssége és frekvenciamegoszlása szempontjából (9.24. ábra).

Klasszikus szemléletmódban [2] abban a kerületi sebesség-tartományban, amelyben axiálventilátorok működnek, a forgási zajnak nincs számottevő szerepe.



9.24. ábra. A légrésméret hatása a zajra axiálventilátornál [2]

d) Turbulens zaj

A ventilátor által létrehozott turbulens levegősugár zaja, pl. légbefúvó rendszereknél, illetve a teljes légvezetékben. Hangteljesítménye az áramlási sebesség 8. hatványával arányos. Klasszikus szemléletmódban [2] csak 50 m feletti áramlási sebességek mellett kezd számottevő lenni.

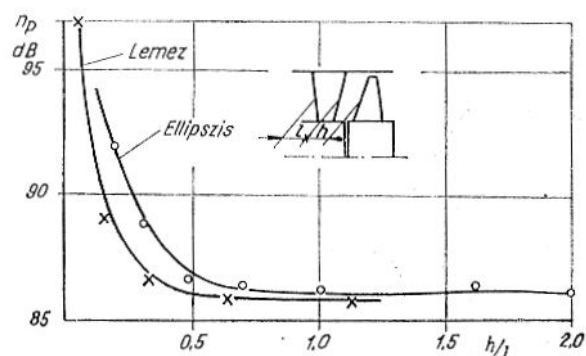
e) Egymásrahatás-zaj

A forgó járókerék közelébe helyezett bármely álló tárgy körül (terelőlapát, tartórúd stb.) megzavart áramlás keletkezik. Időben periodikusan változó erő jön létre, amely tisztahangspektruma miatt jelentős, kellemetlen érzetet keltő hangforrást ad. Frekvenciája terelőlapátos axiálventilátor esetén

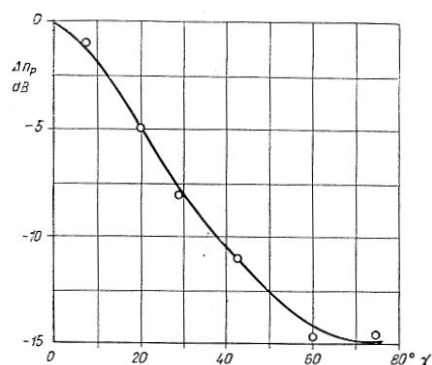
$$f = \frac{N_{il} N_{jk} n}{k} \quad (9.13)$$

Ahol N_{il} a terelőlapátosítás, N_{jk} a járókerék lapátszáma, n [1/s] a fordulatszám, k pedig a lapátszámok legnagyobb közös osztója. Várhatóan a felharmonikusok is megjelennek. Célszerű a lapátszámoknak relatív prímeket választani, hogy egyszerre 1-nél több lapátpár ne hasson egymásra, Ez a zajt és az ingadozó mechanikai terhelést is mérsékli. Az egymásrahatás-zaj mérséklésére a terelő- és járókerék-lapátosítás közötti távolságot legalább 0.5 lapáthúrhossznyira célszerű venni [30], **9.25. ábra**.

A terelőlapátok ferdítése (**9.26. ábra**), vagy ehhez hasonló hatásmechanizmus alapján a járókerék-lapátok nyílazása, ferdítése (lásd pl. 7.14. ábra) csökkenti az egymásrahatás-zajt.



9.25. ábra. Egymásrahatás axiális ventilátoroknál [2]



9.26. ábra. A terelőlapátok ferdítésének hatása az axiálventilátor zajára [2]

Radiális ventilátoroknál a járókerék és a nyelv okoz egymásrahatás-zajt, melynek frekvenciája a (9.13) egyenlet analógiájára

$$f = N_{jk} n \quad (9.13)$$

Csökkentésére a járókerék és a nyelv közötti hézagot legalább 1/8 járókerék-átmérőnyire célszerű venni [30]. Ez nem rontja jelentősen a hatásfokot (sőt, van, ahol nincs is ház, pl. tetőszellőzők). A zajcsökkentés fontosabb szempont.

9.4.2. A kibocsátott hangteljesítmény becslése [30]

A zajforrások megítélése, a zaj hangteljesítményének és spektrális eloszlásának előrejelzése, a zaj csökkentése igen kiterjedt kutatómunka tárgya (pl. [28]). E helyütt csak a klasszikus, közelítő jellegű, de egyszerűen kezelhető és különféle gépek akusztikai összehasonlítását könnyen lehetővé tevő empirikus modellt mutatunk be.

A legjobb hatásfokú pont közelében a kibocsátott hangteljesítmény:

$$L_w \approx L_{w0} + 10 \lg \frac{q_V}{q_{V0}} + 20 \lg \frac{\Delta p_{\sigma}}{\Delta p_{\sigma0}} \quad (9.14)$$

ahol

$$L_{w0} = 40 \pm 4 \text{ dB}, \quad q_{V0} = 1 \text{ m}^3 / \text{s}, \quad \Delta p_{\sigma0} = 1 \text{ Pa}.$$

A szívott és nyomott oldalakra közelítőleg azonos kisugárzott hangteljesítményt veszünk érvényesnek, tehát pl. egy 90 dB hangteljesítményű axiálgép mind a szívott, mind a nyomott oldalon közelítőleg 87 dB hangteljesítményt sugároz le.

A katalógusok a teljes megajánlott üzemállapot-tartományon megadják a hangteljesítményszinteket, gyakran a spektrális eloszlással együtt.