



Prohászkané Varga Erzsébet

Hogyan válasszunk ventilátort légtechnikai rendszerekhez?

NSZFI
NEMZETI SZAKKÉPZÉSI
ÉS FELNŐTTKÉPZÉSI INTÉZET

A követelménymodul megnevezése:

Fluidumszállítás

A követelménymodul száma: 2699-06 A tartalelem azonosító száma és célcsoportja: SzT-011-50

HOGYAN VÁLASSZUNK VENTILÁTORT LÉGTECHNIKAI RENDSZERHEZ?

ESETFELVETÉS–MUNKAHELYZET

Ön egy autóipari beszállító üzemének karbantartási vezetője, ahol fedélzeti számítógép alaplapokat gyártanak. A légtechnikai rendszer üzemeltetése, karbantartása a feladata. A gyártás során felszabadulnak maró hatású gőzök is, melyek biztonságos elszállítása különös figyelmet igényel.

A feladata megoldásához ismernie kell:

- A szállított közeg tulajdonságait;
- A gázok állapotjelzői;
- A gáztörvényeket;
- A kontinuitási tételt;
- A Bernoulli egyenletet;
- A ventilátorok jellemzőit, kialakítását, kapcsolását;
- A ventilátorok szabályozását, kapcsolását;
- A légtechnikai vezetékekanyagait, kötését.

SZAKMAI INFORMÁCIÓTARTALOM

A SZÁLLÍTOTT KÖZEG TULAJDONSÁGAI

Ideális és valóságos gázok tulajdonságai

Az ideális gázok tulajdonságai:

- A gázmolekulák saját térfogata elhanyagolható a gáz által betöltött térfogathoz képest
- A gázmolekulák egymásra sem vonzó, sem taszító hatást nem fejtenek ki, az ütközésektől eltekintve
- A gázmolekulák egymással illetve az edény falával való ütközése rugalmas
- A gázmolekulák átlagos sebességét és kinetikai energiáját a gáz hőmérséklete adja meg

- Azonos hőmérsékleten, azonos számú gázmolekula kinetikai energiája megegyezik, és független a gáz anyagi minőségétől

Az ideális gázokra, és csak az ideális gázokra teljesül az egyesített gáztörvény.¹

A valóságos gázok tulajdonságai:

- molekulái nem tekinthetők matematikai pontoknak,
- véges kiterjedésűek
- közöttük vonzó-, illetve taszítóerők lépnek fel.

A valóságos gázok kis nyomás és magas hőmérséklet esetén csak csekély mértékben térnek el az ideális gáz viselkedésétől.²

GÁZOK ÁLLAPOTJELZŐI

Hőmérséklet:

A hőmérséklet az anyagok egyik fizikai jellemzője, állapothatározó. Változása szorosan összefügg az anyag más makroszkopikus tulajdonságainak változásával. E jellemzőt az ember elsősorban tapintás útján, a hőérzettel észleli, másodsorban hőmérő segítségével.

A hőmérséklet két test között hőáramlással kiegyenlítődésre törekszik.

Fizikai szempontból a hőmérséklet az anyagot felépítő részecskék átlagos mozgási energiájával kapcsolatos mennyiség.

Kelvin-skála:

A hőmérsékletnek létezik minimum értéke, ami a kinetikus energiával való arányosságból következik. Ezt nevezzük abszolút nulla foknak, ez az SI mértékegységrendszerben elfogadott Kelvin skála nulla pontja.

- Jele: T
- Mértékegysége: K (kelvin). Egységének ugyanakkorát választottak, mint a Celsius-skála egy foka.

Celsius-skála

Ezen a skálán légköri nyomás mellett az olvadó jég hőmérséklete jelenti a 0 ° értéket.

¹ http://hu.wikipedia.org/wiki/Ide%C3%A1lis_g%C3%A1z (2010. augusztus 5.)

² <http://www.muszeroldal.hu/measurenotes/Gazellatas.pdf> (2010. augusztus 5.)

A légköri nyomáson, forrásban levő víz hőmérséklete pedig a 100 °C. Egysége tehát ennek az intervallumnak az $\frac{1}{100}$ -ad része.

- Jele: t
- Mértékegysége: °C (Celsius-fok).

Fahrenheit-skála

Az 1700-as évektől széles körben használják, napjainkban főképp az amerikai kontinensen.

A Fahrenheit-skála nullpontja az általa kísérleti úton előállított legjobban lehűlő sós oldat fagyáspontja, a másik alappontja az emberi test hőmérséklete volt, mely hőtartományt az oszthatóság kedvéért 96 egységre bontotta (így a víz fagyáspontja épp 32 °F).

- Mértékegysége: °F (Fahrenheit-fok)

Rankine-skála

A ritkán használt Rankine-skála ugyanakkora egységeket használ, mint a Fahrenheit, de a nullpontja az abszolút nullánál van.

- Mértékegysége: °R (Rankine-fok)

Réaumur-skála

A Réaumur-skálának már csak történeti jelentősége van. Az alkotója a víz fagyáspontját adta meg nulla foknak, míg a forráspontját 80 foknak.

Nyomás:

A nyomás fizikai mennyiség, az anyagok egyik fizikai jellemzője, állapothatározó.

- Jele: p , A nyomást a nyomóerő (F) és a nyomott felület (A) hányadosából számítjuk ki, vagyis $p = \frac{F}{A}$
- Mértékegysége: szabványos SI-mértékegysége a Pascal (Pa), származtatása:
 $Pa = \frac{N}{m^2}$

Egyéb használatos, vagy történetileg jelentős mértékegységek:

- *bár* (bar): a mára a használatból kivont CGS-mértékegységrendszerben szerepelt, ottani megfeleltetése: 10⁶ dyn/cm². Mivel 1 [bar]=1·10⁵ [Pa], ezért a használata a literhez vagy a tonnához hasonlóan ma is megengedett.

- *technikai vagy műszaki atmoszféra* (at): 1 kilogrammnyi tömeg standard nehézségi gyorsulás mellett mért súlyerejének (9,80665 N) nyomása 1 cm² felületre terhelve. Felhasználva a súlyerő MKS-rendszerbeli mértékegységét, a kilopondot: $1[at] = 1 \left[\frac{kp}{cm^2} \right]$. Standard nehézségi gyorsulás mellett a 10 méter magas vízoszlop hidrosztatikai nyomása 1[at].
- *fizikai atmoszféra* (atm): az úgynevezett ideális légkörben közepes tengerszinten mért légnyomás értéke, 1[atm] = 101325 [Pa] = 760 [torr].
- *higanymilliméter* (Hgmm, néha mmHg): az 1 mm magas higanyoszlop hidrosztatikai nyomása standard nehézségi gyorsulás mellett. A higany sűrűsége 13,595 [g/cm³].
- *torr* (torr): megegyezik a higanymilliméterrel.
- *font per négyzethüvelyk* (psi): az angolszász nyelvterületeken használt mértékegységrendszer része, amelyben az angol font a tömeg (és a súly), az angol hüvelyk (inch) pedig a hosszúság egysége. A mértékegység jele a „pound per square inch” kifejezésre utal. 1 bar nyomás 14,5 psi-nak felel meg.

A mértékegységek összefoglaló táblázatát az 1. ábra mutatja.

Nyomásmértékegységek						
Mértékegység	pascal [Pa]	bár [bar]	technikai atmoszféra [at]	fizikai atmoszféra [atm]	[torr] és [Hgmm]	font per négyzet-hüvelyk [psi]
1 Pa	≡ 1 N/m ²	10 ⁻⁵	10,197 · 10 ⁻⁶	9,8692 · 10 ⁻⁶	7,5006 · 10 ⁻³	145,04 · 10 ⁻⁶
1 bar	100 000	≡ 10 ⁶ dyn/cm ²	1,0197	0,98692	750,06	14,504
1 at	98 066,50	0,980665	≡ 1 kp/cm ²	0,96784	735,56	14,223
1 atm	101 325	1,01325	1,0332	≡ 101 325 Pa	760	14,696
1 torr	133,322	1,3332 · 10 ⁻³	1,3595 · 10 ⁻³	1,3158 · 10 ⁻³	≡ 1 Hgmm	19,337 · 10 ⁻³
1 psi	6,89476	68,948 · 10 ⁻³	70,307 · 10 ⁻³	68,046 · 10 ⁻³	51,715	≡ 1 lbf/in ²

1. ábra. A nyomás mértékegységei és átszámításuk³

TÉRFOGAT:

A térfogat megadja, hogy egy adott test mekkora helyet foglal el a térben. A térfogat SI alapegysége a köbméter. A gáz kitölti a rendelkezésére álló teret.

- Jele: V
- Mértékegysége [m³].

A térfogatra gyakran használt SI-egység a liter (jele: l), amely azonos a köbdeciméterrel [dm³]; ennek ezerszerese a köbméter [m³]. A milliliter [ml] megegyezik a köbcentiméterrel [cm³].

³ <http://hu.wikipedia.org/wiki/Nyom%C3%A1s> (2010. augusztus 18.)

GÁZTÖRVÉNYEK

Egyesített gáztörvény

A gáztörvények az ideális gáz állapotjelzői közötti összefüggések, melyeket összevonva kapjuk az egyesített gáztörvényt.

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2}$$

Ahol:

- p_1 [Pa] a nyomás az egyes állapotban;
- V_1 [m³] a térfogat az egyes állapotban;
- T_1 [K] az abszolút hőmérséklet az egyes állapotban;
- p_2 [Pa] a nyomás a kettes állapotban;
- V_2 [m³] a térfogat a kettes állapotban;
- T_2 [K] az abszolút hőmérséklet a kettes állapotban.

Egyetemes gáztörvény

Az egyesített gáztörvényt figyelembe véve az Avogadro-törvényt vezethető le a tökéletes viselkedésű gázokra érvényes egyetemes, vagy általános gáztörvény.

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T$$

Ahol:

- p [Pa] a nyomás;
- V [m³] a térfogat;
- n [mol] a gáz kémiai anyagmennyisége;
- $R = 8,314$ [J/mol·K] az egyetemes gázállandó;
- T [K] az abszolút hőmérséklet.

Ténylegesen tökéletes gázok nem léteznek, a valóságos gázok csak többé-kevésbé követik a gáztörvényeket.

Boyle–Mariotte–törvény

A Boyle–Mariotte–törvény egyike a tökéletes (ideális) gázokra vonatkozó gáztörvényeknek. A törvény névadói: Robert Boyle (1627–1691) ír természettudós és filozófus volt, aki ezt a törvényt 1662-ben fedezte fel. Edme Mariotte (1620–1684) francia fizikus tőle függetlenül 1676-ban szintén felfedezte.

A Boyle–Mariotte–törvény kimondja, hogy egy adott mennyiségű ideális gáz térfogatának és nyomásának szorzata egy adott hőmérsékleten állandó. Matematikailag kifejezve:

$$p \cdot V = k$$

ahol:

- p [Pa] a nyomás;
- V [m³] a térfogat;
- k állandó.

k értéke úgy határozható meg, hogy egy adott hőmérsékleten megmérjük a gáz térfogatát és nyomását. Ha ezután valami megváltozik, (általában a térfogatot változtatják meg) akkor az új térfogathoz kiszámítható a gáz nyomása. Egyszerűbben kifejezve: a nyomás és a térfogat egymással fordítottan arányos, adott állandó hőmérsékleten.

Ha adott mennyiségű gáz két állapota között írjuk fel az összefüggést (állandó hőmérsékletet feltételezve), akkor az alábbi képletet kapjuk:

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2,$$

Ahol:

- p_1 [Pa] a nyomás az egyes állapotban;
- V_1 [m³] a térfogat az egyes állapotban;
- p_2 [Pa] a nyomás a kettes állapotban;
- V_2 [m³] a térfogat a kettes állapotban.⁴

Gay-Lussac-törvény

Joseph Louis Gay-Lussac (1778–1850) francia vegyészről három törvényt neveztek el, mindhárom a gázok állapotváltozásairól ír. E három közül Gay-Lussac-törvény alatt általában az ideális gázok állandó térfogat melletti állapotváltozását leíró összefüggést értjük.

Egy adott térfogatú gáz nyomása (p) egyenesen arányos a hőmérsékletével (T), vagyis izochor feltételek között a gáz nyomásának és hőmérsékletének hányadosa állandó.

Képletben kifejezve: $\frac{p}{T} = k$

Ahol:

- p [Pa] a nyomás;
- V [m³] a térfogat;
- k állandó.

⁴ <http://hu.wikipedia.org/wiki/Boyle%E2%80%93Mariotte-t%C3%B6rv%C3%A9ny> (2010. augusztus 18.)

Ha egy közeg két állapotát akarjuk összehasonlítani, a fenti törvényt ilyen alakba is írhatjuk:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}, \text{ vagy}$$

$$p_1 \cdot T_2 = p_2 \cdot T_1$$

Ahol:

- p_1 [Pa] a nyomás az egyes állapotban;
- T_1 [K] az abszolút hőmérséklet az egyes állapotban;
- p_2 [Pa] a nyomás a kettes állapotban;
- T_2 [K] az abszolút hőmérséklet a kettes állapotban.⁵

Charles-törvény

A Charles-törvény az egyik gáztörvény (néha Charles és Gay-Lussac törvényének is hívják). Azt fogalmazza meg, hogy állandó nyomáson egy adott tömegű gáz térfogata az abszolút hőmérsékletével egyenes arányosan változik, vagyis a gáz térfogatának és az abszolút hőmérsékletének a hányadosa állandó.

A törvényt először Joseph Louis Gay-Lussac fogalmazta meg 1802-ben, de ő Jacques Charles 1787 körül keletkezett kiadatlan művére hivatkozott. Azonban Guillome Amontons 1702-ben megjelent könyvében már tett lépéseket a törvény felismerése felé. Charles törvényét igen sokféleképpen használták fel a gyakorlatban a hőlégballontól kezdve az akváriumig. A törvény képletben kifejezve:

$$\frac{V}{T} = k$$

Ahol:

- V [m³] a térfogat;
- T [K] az abszolút hőmérséklet;
- k állandó.

A k konstans értékét nem kell ismernünk ahhoz, hogy két gázállapot között számításokat végezzünk, mivel felírhatók az alábbi összefüggések:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}, \text{ vagy}$$

$$V_1 \cdot T_2 = V_2 \cdot T_1$$

⁵ <http://hu.wikipedia.org/wiki/Gay-Lussac-t%C3%B6rv%C3%A9ny> (2010. augusztus 18.)

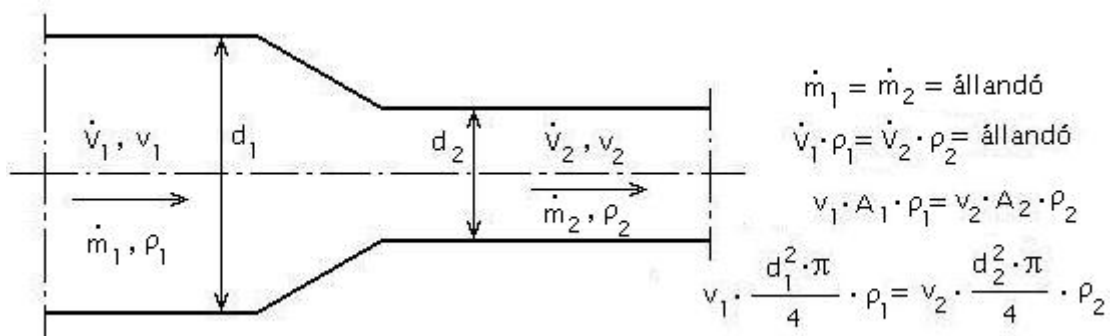
Ahol:

- V_1 [m³] a térfogat az egyes állapotban;
- T_1 [K] az abszolút hőmérséklet az egyes állapotban;
- V_2 [m³] a térfogat a kettes állapotban;
- T_2 [K] az abszolút hőmérséklet a kettes állapotban.⁶

KONTINUITÁSI TÉTEL

A folyadékrészek mozgásának eleget kell tennie az anyagmegmaradás törvényének, amelyet az áramlástanban a folytonosság vagy kontinuitás tételének nevezünk.

A folytonosság (kontinuitás) tétele azt a fontos tapasztalatot fejezi ki, hogy tömeg nem keletkezhet, és nem tűnhet el. Azaz, egy csővezetékbe időegység alatt belépő tömegű folyadékkal, gázzal megegyező tömegű folyadék, gáz lép ki időegység alatt, ha a vezetékben nincs nyelő, vagy forrás. (2. ábra)



2. ábra. Kontinuitási tétel értelmezése

EULER FÉLE TURBINA EGYENLET

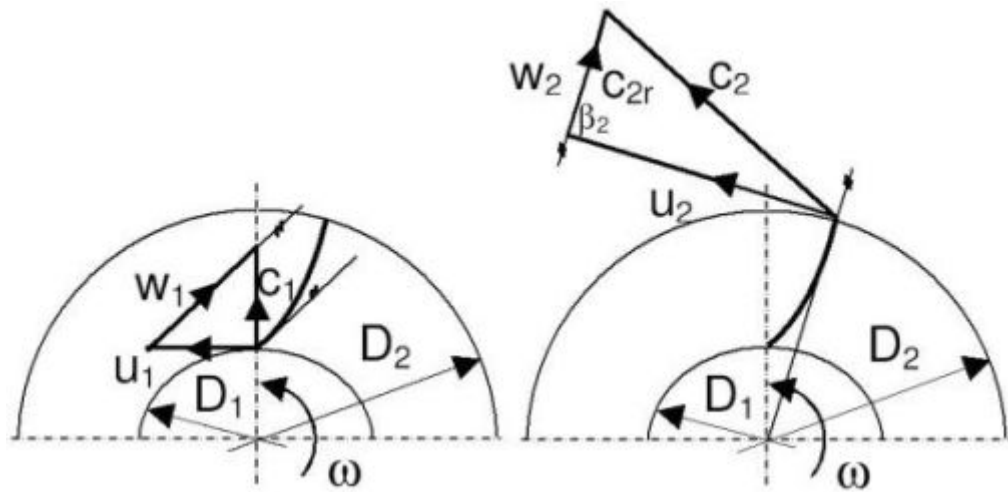
A ventilátoroknál a szívó- és nyomótér közötti kapcsolat a járókeréken keresztül jön létre. A két tér közötti nyomáskülönbséget a járókerék létesítette áramlás tartja fenn. Ezeket a gépeket áramlástechnikai elven működő gépeknek nevezzük. A gépen történő átáramlás során a közeget összenyomhatatlannak tekinthetjük, így a szállított közeg sűrűsége, hőmérséklete gyakorlatilag változatlan marad. Áramlási jellemzőit a járókerék mögötti és előtti pontra fölírt Euler egyenlettel jellemezhetjük. (3. ábra)

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho}{2} \cdot (w_1^2 - w_2^2) + \frac{\rho}{2} \cdot (u_2^2 - u_1^2) [Pa]$$

Ahol:

⁶ http://hu.wikipedia.org/wiki/Charles_t%C3%B6rv%C3%A9ny (2010. augusztus 18.)

- w_1, w_2 [m/s]-ban a relatív sebességek a járókerék előtt és mögött,
- u_1, u_2 [m/s]-ban a kerületi sebességek a járókerék előtt és után,
- ρ [kg/m³] a levegő sűrűsége.



3. ábra. Radiális ventilátor radiális lapátozású járókereke

VENTILÁTOROK KIALAKÍTÁSA, JELLEMZŐI, KAPCSOLÁSA

Ventilátorok kialakítása

A ventilátorok olyan áramlástechnikai gépek, amelyek légnemű közeget – legtöbbször levegőt – egy kisebb nyomású térből egy nagyobb nyomású térbe szállítanak. A szállítás során a közeg sebessége is megváltozhat. A ventilátorok a forgástengelyen bevitt mechanikai teljesítményt alakítják át – a térfogatáram és nyomásnövekedés szorzatával jellemezhető – áramlási teljesítménnyé. A gép nagyságát az adott feladattól függően, számos egyéb jellemzője, típusa, kivitele, mérete, fordulatszáma határozza meg.

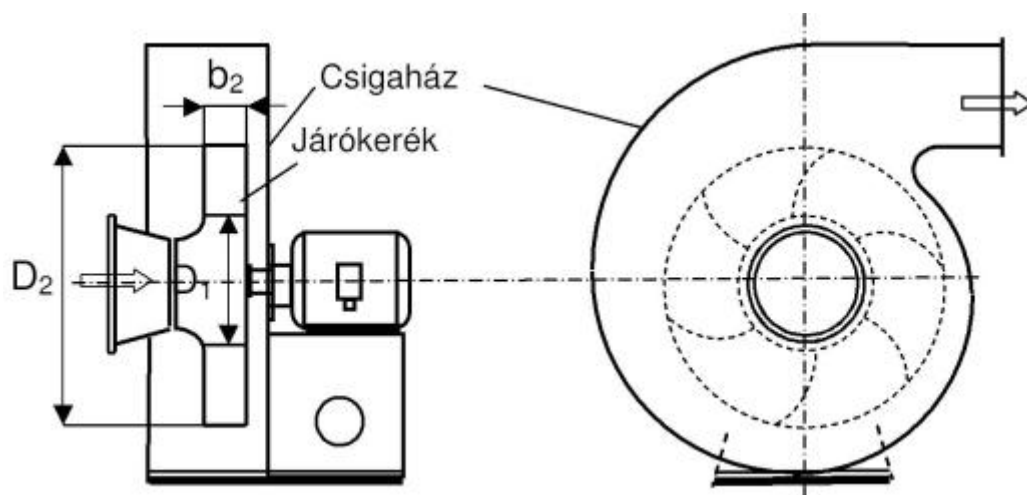
A nyomásnövekedés szerint megkülönböztethetünk:

- kis nyomásnövekedést (kb. 1000 [Pa]-ig),
- közepes nyomásnövekedést (kb. 5000 [Pa]-ig), és
- nagy nyomásnövekedést (5000[Pa] fölött)

előállító ventilátorokat, de a nyomásviszony, azaz a nyomó- és szívóoldalon mért nyomások hányadosa általában kisebb, mint 1,2.

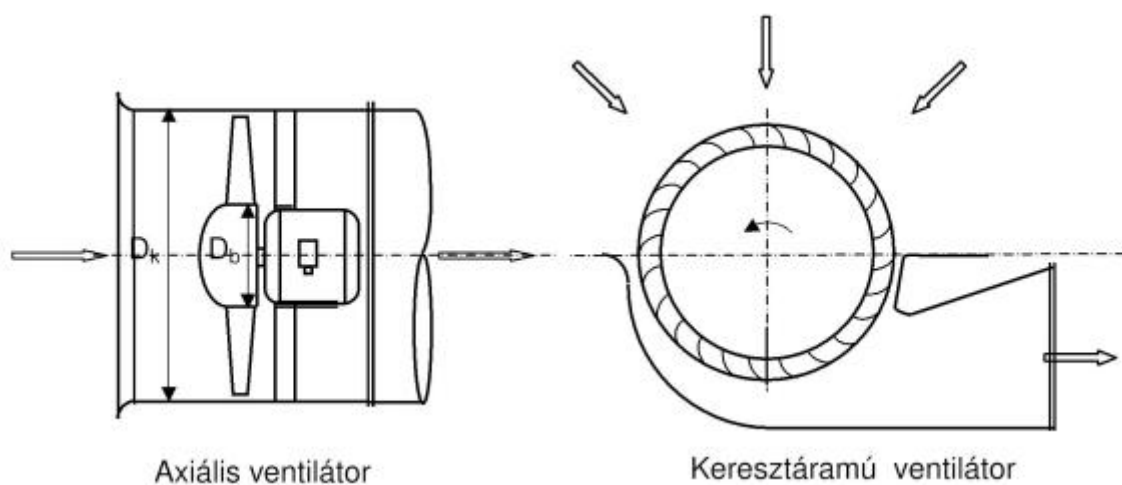
Szerkezeti felépítés és a légszállítás módja szerint megkülönböztetünk:

- Radiális ventilátort: Az átáramló közeg a járókerékbe a forgástengellyel párhuzamos lép be, és arra merőlegesen lép ki. A járókerékből kilépő közeget a csigaház gyűjti össze, és juttatja a nyomócsőnkba, ahonnan a forgástengelyre merőlegesen áramlik ki. (4. ábra)



4. ábra. Radiális ventilátor

- Axiális ventilátort: A járókerékbe a közeg a tengellyel párhuzamosan lép be, és ki. A járókeréken egyenletes osztásban szárnylapátok helyezkednek el, a járókerék elé előterelő, mögé utóterelő lapátrácsot helyezhetünk el. A ventilátor háza hengeres burkolatú. (5. ábra)
- Keresztáramú ventilátort: Az átáramlás a forgástengelyt magába foglaló síkra merőleges, így a járókerék kerületén "kétszer" áramlik át a közeg. (5. ábra)



5. ábra. Axiális és keresztáramú ventilátor

Ventilátorok áramlási jellemzői

A ventilátor hasznos teljesítményét az időegységre vonatkoztatott, a szívó- és nyomóoldalon a nyomáskülönbségek ellenében végzett munka és a mozgási energiák változására fordított teljesítmény összege szolgáltatja:

$$P_h = q \cdot \Delta p_o [W]$$

Ahol:

- q [m³/s] a szállított térfogatáram,
- Δp_o [Pa] a szívó és nyomóoldali nyomások különbsége.

A hasznos teljesítménynél a tengelyen bevitt teljesítmény (P [W], az átáramlás során a veszteségek fedezésére fordított résszel nagyobb, amit a ventilátor összhatétfokával veszünk figyelembe:

$$\eta_o = \frac{P_h}{P}$$

A ventilátorok összhatétfokát három tényezőre bonthatjuk:

- a hidraulikai hatásfok a valóságos és az ideális összhatétfoknövekedés viszonya

$$\eta_h = \frac{\Delta p_o}{\Delta p_{id}}$$
- a volumetrikus hatásfok a ventilátorba beáramló, és a járókeréken áthaladó térfogatáramok hányadosa $\eta_v = \frac{q}{q_{járókerék}}$, ami a csigaházban létrejövő kis nyomáscsökkenések miatt közel egy,
- a harmadik összetevő a hajtás mechanikai veszteségével összefüggő mechanikai hatásfok, η_m , ami motortengelyre ékelt járókerekeknél egy.

A ventilátor hajtásához szükséges teljesítmény tehát:

$$P = \frac{q \cdot \Delta p_o}{\eta_o} = \frac{q \cdot \Delta p_o}{\eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m} [W]$$

A térfogatáramhoz (q) tartozó nyomáscsökkenést (Δp_o , Δp_{st}) és teljesítményt (P), vagy hatásfokot (η_o) ábrázolva – a fordulatszámot és a sűrűséget állandó értéken tartva – a gép jelleggörbét kapjuk (6. ábra).

A ventilátor névleges mennyisége és összhatétfok különbsége a legjobb hatásfokú ponthoz tartozik. Erre a pontra kell illeszteni a terhelést is.

Az összetartozó értékeket $\Delta p_o=f(q)$, $\Delta p_{st}=f(q)$, $\eta_o=f(q)$ kapcsolatot mérésel határozhatjuk meg, az elrendezési vázlatok a 7., 8., 9. ábrán láthatók. Az ábrákon a ventilátorhoz csatlakozó csővezetékben a nyomáscsökkenését is fölrajzoltuk.

A statikus nyomásokat a barometrikus nyomáshoz (p_o) képest mérjük, így a szívóoldalon $\Delta p_{sz}=p_o-p_{szst}$ [Pa], a nyomóoldalon $\Delta p_{ny}=p_{nyst}-p_o$ [Pa], a nyomásmérő műszerről leolvasható érték. A térfogatáramot a szabványos előírásoknak megfelelően (mérőperemmel, Venturi-csővel, Prandtl csővel, vagy anemométerrel pontonkénti sebességmérésel, stb.) határozhatjuk meg.

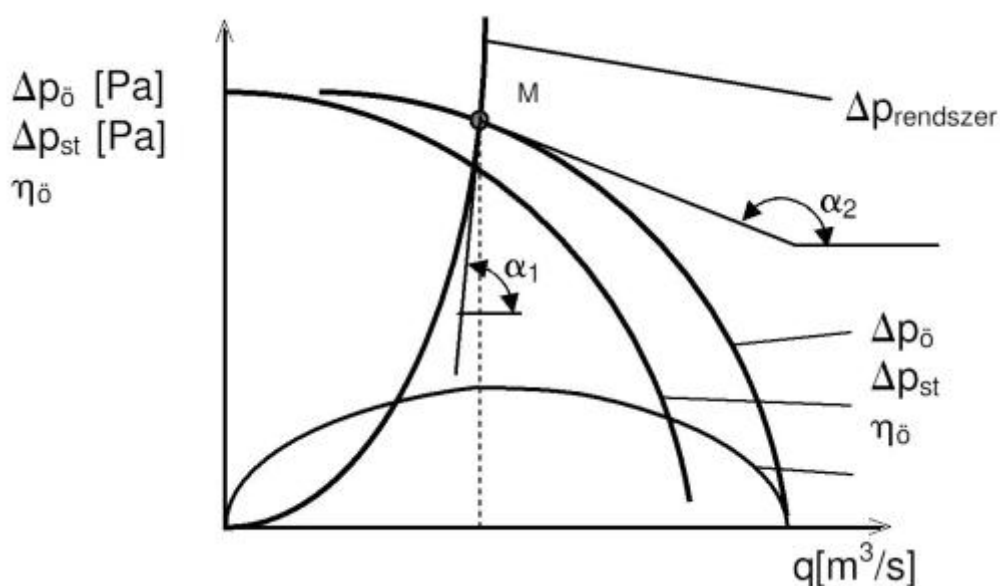
A térfogatáramból a nyomásmérés helyén a keresztmetszet ismeretében az átlagsebességet, amelyből a szívó-és nyomóoldali dinamikus nyomásokat számolhatjuk:

Dinamikus nyomás a szívócsonknál:

$$p_{dsz} = \frac{\rho}{2} \cdot c_{sz}^2 [Pa];$$

Dinamikus nyomás a nyomócsonknál:

$$p_{dny} = \frac{\rho}{2} \cdot c_{ny}^2 [Pa]$$



6. ábra. Ventilátor jelleggörbéi

Ventilátorok üzemeltetése

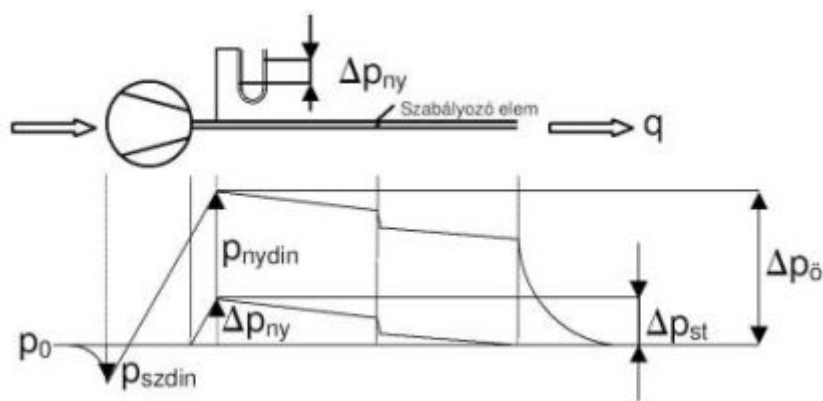
A ventilátor üzemeltetésekor a csővezeték viszonylagos helyzetétől függően tehát a következő elrendezések lehetségesek:

A ventilátor a szabadból szív, csak a nyomóoldalához csatlakozik csővezeték

Össznyomásnövekedés: $\Delta p_{\text{ö}} = \Delta p_{ny} + p_{nyd} [Pa]$

Statikus nyomásnövekedés: $\Delta p_{st} = \Delta p_{ny} [Pa]$, ami a manométerről közvetlenül leolvasható.

A szabadból szívó ventilátoroknál a szívóoldali össznyomás a barometrikus nyomással egyező, mert a szívóoldali veszteség többnyire elhanyagolható. (7. ábra)



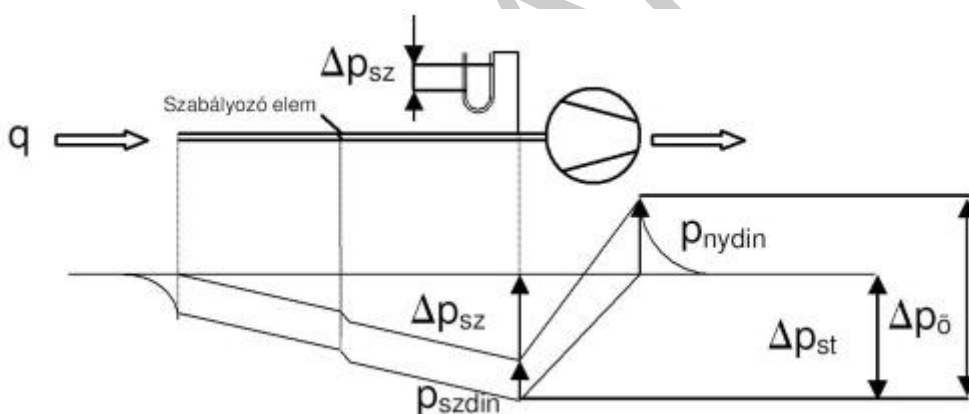
7. ábra. Szabadból szívó ventilátor mérési elrendezésének vázlata

A ventilátor szabadba szállít, csak a szívócsonkjához csatlakozik csővezeték

Össznyomásnövekedés: $\Delta p_{\text{ö}} = \Delta p_{\text{sz}} + p_{\text{nyd}} - p_{\text{szd}} \text{ [Pa]}$

Statikus nyomásnövekedés: $\Delta p_{\text{st}} = \Delta p_{\text{sz}} - p_{\text{szd}} \text{ [Pa]}$

A nyomóoldalon a statikus nyomás a barometrikus nyomással egyezik. (8. ábra)



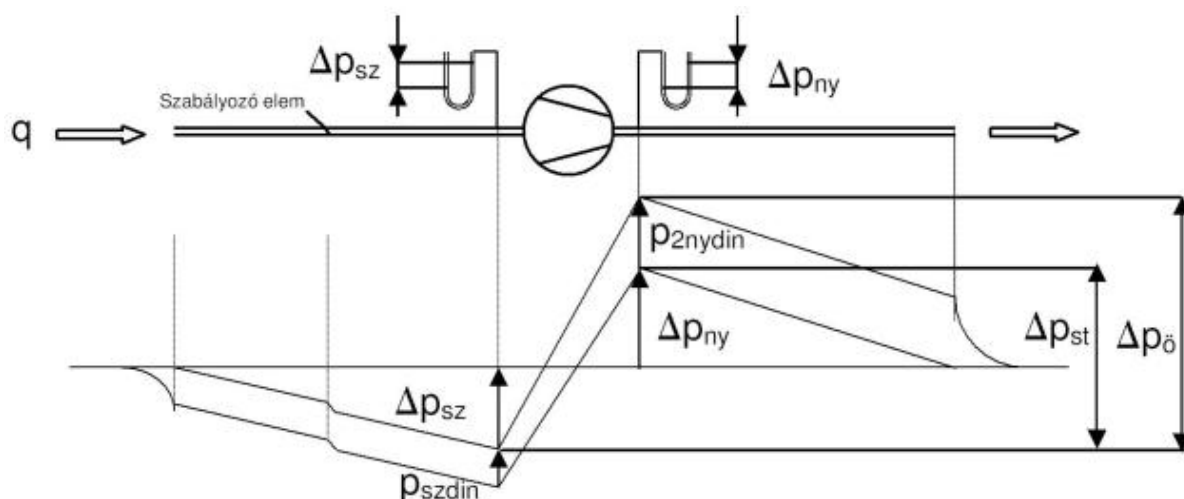
8. ábra. Szabadba szállító ventilátor mérési elrendezésének vázlata

A ventilátorhoz szívó- és nyomóoldalon is csővezeték csatlakozik

Össz nyomásnövekedés: $\Delta p_{\text{ö}} = \Delta p_{\text{sz}} + \Delta p_{\text{ny}} + p_{\text{nyd}} - p_{\text{szd}} \text{ [Pa]}$

Statikus nyomásnövekedés: $\Delta p_{\text{st}} = \Delta p_{\text{sz}} + \Delta p_{\text{ny}} - p_{\text{szd}} \text{ [Pa]}$

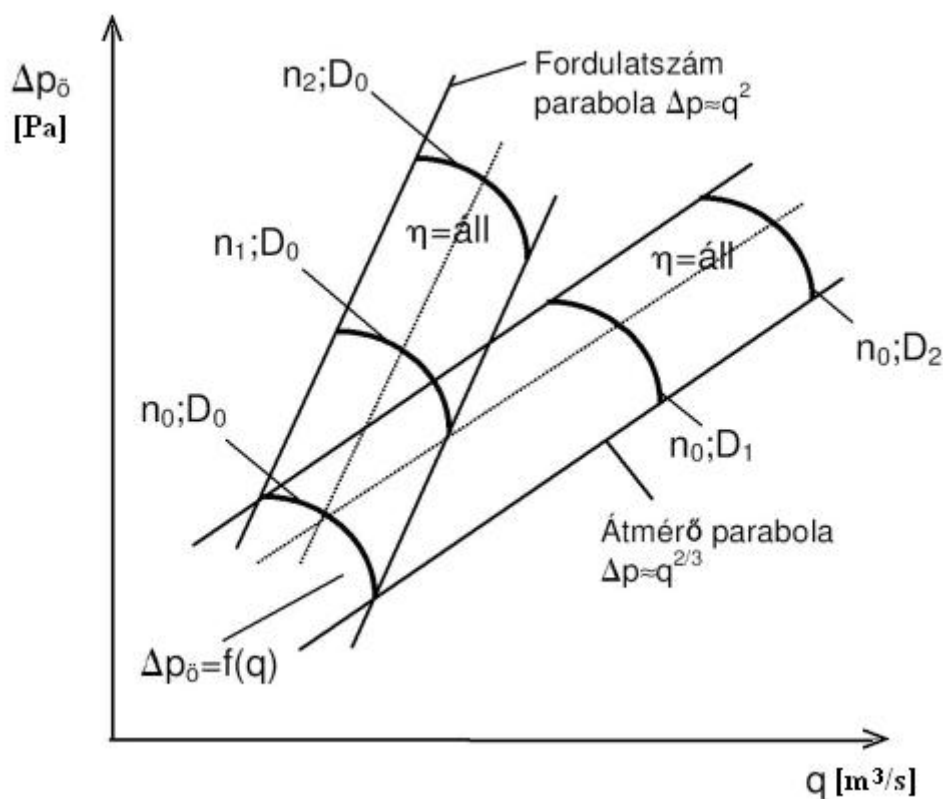
Ha a szívó- és nyomóoldali keresztmetszetek azonosak (pl. csővezetékbe épített axiális ventilátor), akkor a szabadba szállító és a csővezetékbe szállító elrendezésben $p_{\text{nyd}} = p_{\text{szd}}$, így az össz nyomásnövekedés a nyomásmérő eszközökről közvetlenül leolvasható. Ha a ventilátor szabadból szív és szabadba szállít (pl. a fali axiális ventilátor), akkor $\Delta p_{\text{ö}} = p_{\text{nyd}} \text{ [Pa]}$ és $\Delta p_{\text{st}} = 0$. (9. ábra)



9. ábra. Csőből csőbe szállító ventilátor mérési elrendezésének vázlata

Két gép esetén a térfogatáram, nyomásnövekedés, teljesítmény-felvétel arányára a következő összefüggéseket írhatjuk föl, 1 és 2 indexszel jelölve a két gépet:

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{D_2^3}{D_1^3} \cdot \frac{n_2}{n_1}; \quad \frac{\Delta p_{\sigma 2}}{\Delta p_{\sigma 1}} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{D_2^2}{D_1^2} \cdot \frac{n_2^2}{n_1^2}; \quad \frac{P_2}{P_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{D_2^5}{D_1^5} \cdot \frac{n_2^3}{n_1^3}$$



10. ábra. Ventilátorok típusdiagramja

Ahhoz, hogy a kívánt légmennyiséget szállítsa a ventilátor, a csővezetéki jelleggörbének a q szükséges légmennyiség és a Δp_0 nyomásigény értékénél kell metszenie a ventilátor jelleggörbéjét. A ventilátorok jelleggörbéi a fordulatszám változásával a 10. ábrához hasonló affin parabola mentén mozduznak el és a csővezetéki jelleggörbe kívánt pontjával metszésbe hozhatók. A ventilátorok jelleggörbéit a gyártó vállalatok mérési adatok alapján állítják össze, és adják meg a gyártmánykatalógusban.

VENTILÁTOROK SZABÁLYOZÁSA, KAPCSOLÁSA

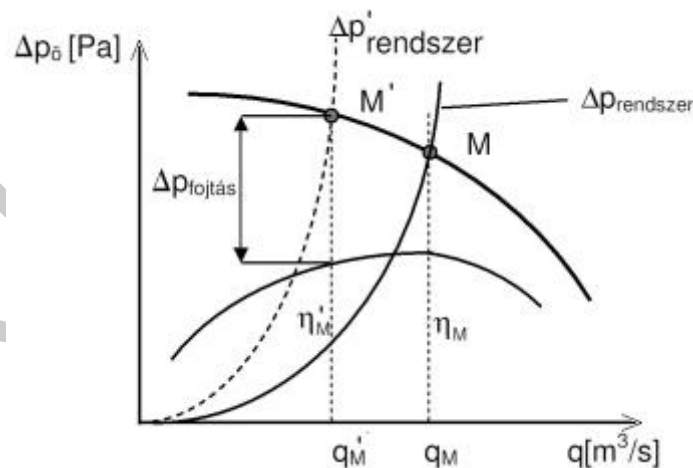
A teljesítmény-felvétel meghatározására laboratóriumban számos lehetőség kínálkozik (mérlegmotor, nyomatékmérő tengely, stb), míg üzemi körülmények között legtöbbször a hálózathoz fűzött teljesítmény meghatározására van mód.

Ventilátorok szabályozása

A jelleggörbe pontjait a csővezetékbe épített fojtóelemmel állíthatjuk be.

Fojtásos szabályozás

A legegyszerűbb megoldás a térfogatáram változtatására, ha a vezetékekbe épített tolózárát vagy pillangószelepet építünk be. A beavatkozó elem zárásával a rendszer ellenállását növelve a munkapont (M) a jelleggörbén balra tolódik el (M') (11. ábra), egy rosszabb hatásfokú pontba. A befektetett teljesítmény megoszlik a rendszer hasznos teljesítménye és a fojtás vesztesége között. (11. ábra)

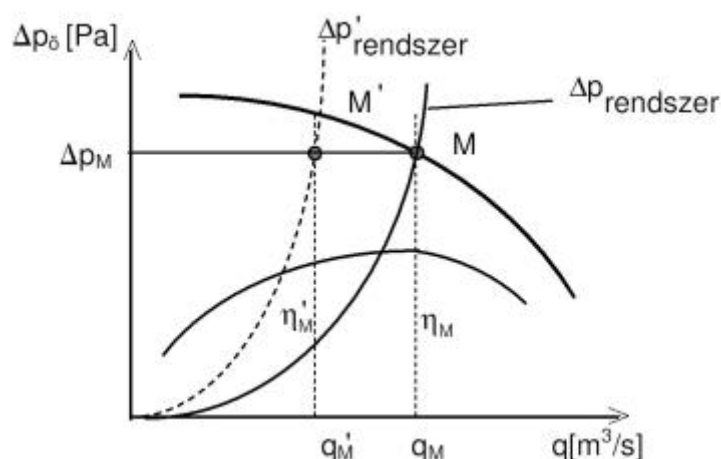


11. ábra. Munkapont változása fojtás hatására

Megkerülő vezetékek (by-pass)

A térfogatáramot úgy is csökkenthetjük, hogy a szívó oldalt nagyobb, a nyomó oldalt kisebb nyomású térrel, legegyszerűbben a ventilátor szívó és nyomócsatlakozóját egy külön vezetékekkel kötiük össze.

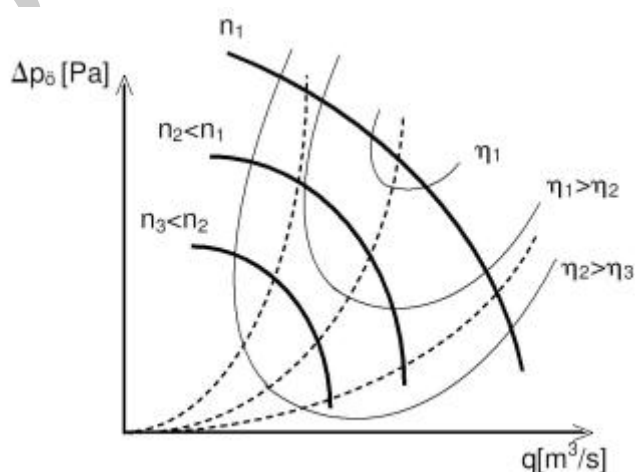
A ventilátor teljesítményének egy része a rendszeren ($\Delta p_{\text{öM}}, q'_M$), másik része a megkerülő vezetéken ($\Delta p_{\text{öM}}, q_M - q'_M$) tartja fenn az áramlást (12. ábra). A fojtás és a megkerülő vezetékes szabályozás a teljesítmény megosztás mértékétől függően igen gazdaságtalan is lehet. Akkor járunk el helyesen bármelyik megoldás alkalmazásánál, ha a csőhálózatot áramlástanilag gondosan méretezzük, és csak a térfogatáramok pontos beállítására használjuk. Ebben az esetben a névleges értékhez képest mindenképpen gazdaságos annak 10%-os, vagy gyakorlati szempontból még elfogadott 30%-os módosítása.



12. ábra. Munkapont változása megkerülő vezetékekkel

Fordulatszám változtatás

A fordulatszám változtatás a ventilátor jelleggörbét módosítja. A jelleggörbe pontok, a térfogatáram négyzetével arányos parabolán mozognak el, amelyen a ventilátor hatásfoka – a Reynolds-szám hatásától eltekintve – változatlan marad (13. ábra). Ha terhelő rendszer görbéje is négyzetes parabola, a ventilátor változatlan hatásfoka mellett, azaz a leggazdaságosabb módon változtathatjuk a térfogatáramot.

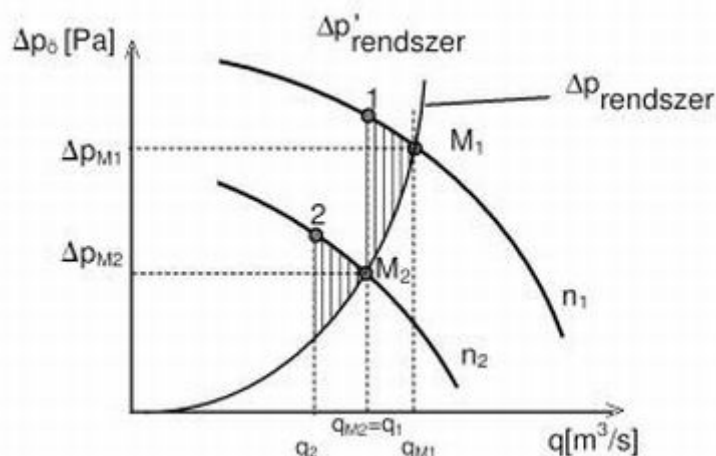


13. ábra. Ventilátor jelleggörbék különböző fordulatszámokon

Természetesen a fordulatszám köbével arányos teljesítmény-növekedéssel vagy csökkenéssel számolnunk kell.

Fojtás és fordulatszám szabályozás együttes alkalmazása

Gyakran előfordul a fojtásos (ritkábban megkerülő vezetékes) szabályozás és a fordulatszám-változtatás együttes alkalmazása. Ilyen megoldás látható a 14. ábrán, ahol pl. a nyári-téli szellőző légtérfogat közötti váltás ($q_{M1}-r_{11}$ $q_{M2}-re$) kétfordulatszámú pólusváltós motorral, míg a pontos beállítás (q_{M1} és q_1 ill. q_{M2} és q_2 között) fojtással történik.



14. ábra. Fojtás és fordulatszám szabályozás együttes alkalmazása

Perdület szabályozás

A méretezési térfogatáramtól eltérve a járókerék lapátok belépési vesztesége nő. A perdület szabályozással, járókerék előtt elhelyezett állítható lapátokkal a belépő abszolút sebesség c_1 irányát, nagyságát változtathatjuk meg úgy, hogy a belépési veszteségek csökkenjenek.

Az előperdülettel tehát, a ventilátor jelleggörbáját viszonylag kedvező hatásfok mellett módosíthatjuk. Ha a kerületi sebesség irányba történik az eltérítés a jelleggörbék balra lefelé tolódnak el, ellentétes esetben jobbra fölfelé. Nagy elterelés esetén az előperdületet adó rács, mint fojtás működik. A módosult jelleggörbék csak mérésel határozhatók meg.

Lapátszög-állítás, lapátszám változtatás

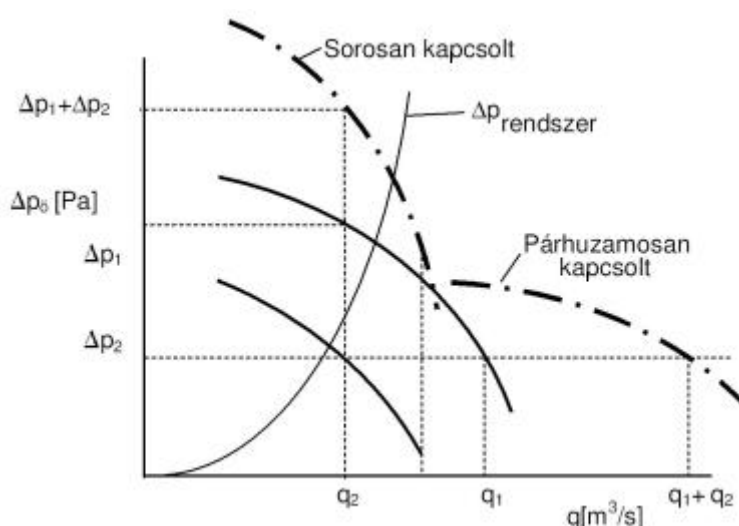
Elsősorban axiális ventilátoroknál alkalmazott megoldás. A lapát beállítási szögét növelve jobbra vagy csökkentve balra mozuló új jelleggörbét kapunk, általában kisebb, mint $\pm 10^\circ$ tartományban kedvező hatásfok mellett.

A lapátszámmal közel arányos az előállított nyomásnövekedés, míg a térfogatáram változatlan, a jelleggörbék függőlegesen tolódnak el. A jelleggörbék mindkét esetben csak mérésel határozhatók meg.

Ventilátorok kapcsolása

Ventilátorok soros kapcsolása

A ventilátorok soros kapcsolásánál a nagyobb nyomásnövekedés elérése a cél. Az eredő jelleggörbét az egyes gépek azonos térfogatáramához tartozó nyomásmetszékeinek összegzésével kapjuk. Az új jelleggörbe meredekebb lesz, így nagyobb nyomásváltozáshoz csak kisebb mértékű térfogatáram változás tartozik. (15. ábra)



15. ábra. Ventilátorok soros és párhuzamos kapcsolása

Ventilátorok párhuzamos kapcsolása

Párhuzamos kapcsolásnál a térfogatáram növelése érdekében, az egyes gépek azonos nyomásához tartozó térfogatáramokat adjuk össze. A vízszintes metszések összegezésével – az eredetiekkel összehasonlítva – laposabb karakterisztikát kapunk, így már kis nyomásváltozáshoz nagy légmennyiség változás tartozhat (15. ábra). A párhuzamosan üzemelő ventilátorokat egyszerre kell indítani. Célszerű azonos nagyságú gépeket párhuzamosan működtetni. Ezen feltételeket teljesíti a kétoldalról szívó ventilátor.⁷

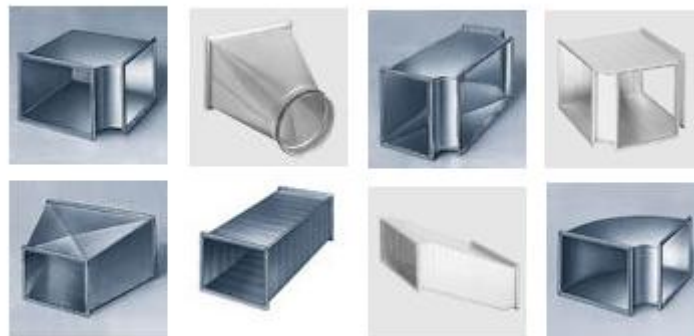
LÉGTECHNIKAI VEZETÉKEK ANYAGAI, KÖTÉSEI, VESZTESÉGEI

Négyszögletes légcsatorna vezetékek és elemek

A VL korcolt kivitelű négyszög keresztmetszetű vezetékrendszer semleges, agresszív gőzöktől és mechanikai koptató anyagoktól mentes levegő szállítására szolgál.

⁷<http://www.ara.bme.hu/oktatas/tantargy/NEPTUN/BMEGEAT2071/2007-2008-II/ea/VENTILATOR.pdf> (2010. augusztus 24.)

A légcsatornák és idomok mindkét oldalon tűzi horganyzott lemezből készülnek.



16. ábra. Négyzetleges légcsatorna elemek⁸

Kör keresztmetszetű légcsatorna vezetékek és elemek

Spiko légcsatorna vezetékek

Spirálkorcolt merev csővezeték (Spiko) anyaga : horganyzott acéllemez ,

- LV 0,6 [mm]
- Gyártási méret $d = 80 \text{ [mm]} \div d = 1600 \text{ [mm]}$
- Hosszúság $L = 3000 \text{ [mm]} \div L = 5000 \text{ [mm]}$



17. ábra. Spiko légcsatorna vezetékek⁹

Westerform hajlítható légcsatorna

Alkalmazás: A hő- és hangszigetelt flexibilis vezetékek speciális kialakítású. Nagy választékának köszönhetően minimális hőveszteség vagy hőnyereség érhető el a vezetékekben áramló levegő és a környezet között. A külső felületen kondenzáció nem lép fel, ha a környezeti levegő hőmérsékleténél alacsonyabb a vezetékekben áramló levegő hőmérséklete.

⁸ <http://litsenergy.hu/legtechnikai-anyagok/vl-negyszog-legcsatorna> (2010. augusztus 24.)

⁹ <http://litsenergy.hu/legtechnikai-anyagok/spiko-spiralkorcolt-legcsatorna> (2010. 08 24.)

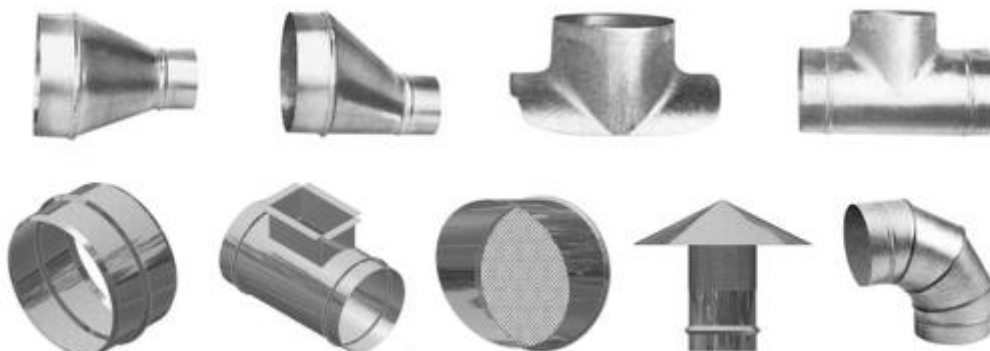
A légcsatornában terjedő hang és zaj csillapítására lett kifejlesztve, nagyon jó hangelnyelő tulajdonságú anyagból készült.



18. ábra. Westerform hajlítható légcsatorna¹⁰

Westerform légcsatorna elemek

A kör keresztmetszetű idomok olyan szellőzőrendszerek kialakításához használható, ahol SPIKO vagy WESTERFORM csöveket használnak. Ezen idomok átmérőjétől függően 0,5 mm – 1,1 mm vastag horganyzott acéllemezről készülnek.



19. ábra. Westerform légcsatorna elemek¹¹

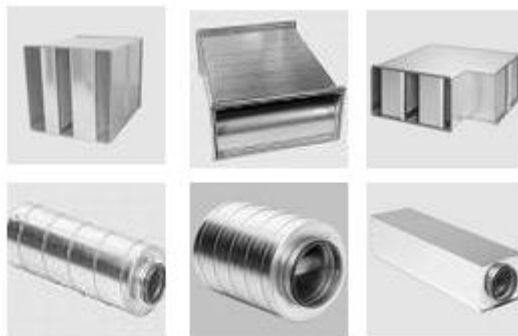
Hangcsillapítók

A légcsatorna rendszerbe építhető hangcsillapító szerkezet kialakítása kétféle lehet. Mind a kétféle kialakítású szerkezet tisztán abszorpciós elv alapján működik.

¹⁰ <http://litsenergy.hu/legtechnikai-anyagok/westerform-hajlithato-legcsatorna> (2010. augusztus 24.)

¹¹ <http://www.tszvsz.hu/userfiles/files/SzikraCs.pdf> (2010. augusztus 30.)

Az eltérés abban áll, hogy a négyszögletes keresztmetszetű légcsatornába ún. kulisszák kerülnek elhelyezésre az áramló levegővel párhuzamosan, míg a kör keresztmetszetű légcsatornában a csillapító betét a kerület mentén helyezkedik el. A négyszög keresztmetszetben elhelyezett kulisszák fém kerettel rendelkeznek



20. ábra. Hangcsillapítók¹²

Szabályozók

Egy szellőztető berendezésbe különböző célokból teszünk szelepet. A beállítószelep feladata az, hogy egyensúlyban tartsa a rendszert, hogy a megfelelő térfogatáram a rendeltetési helyre kerüljön. A szeleplapot általában úgy alakítják ki, hogy bizonyos légáramlás fennmaradjon, annak ellenére is, hogy a szelep zárva van. Azonban a különböző szögekben való beállításnak az érzékenysége kisebb, mint az elzáró szelepé. Légcsatornába építve mennyiség szabályozásra alkalmas. Légtömör lezárásra nem alkalmas.



21. ábra. Légtechnikai szabályozó elemek¹³

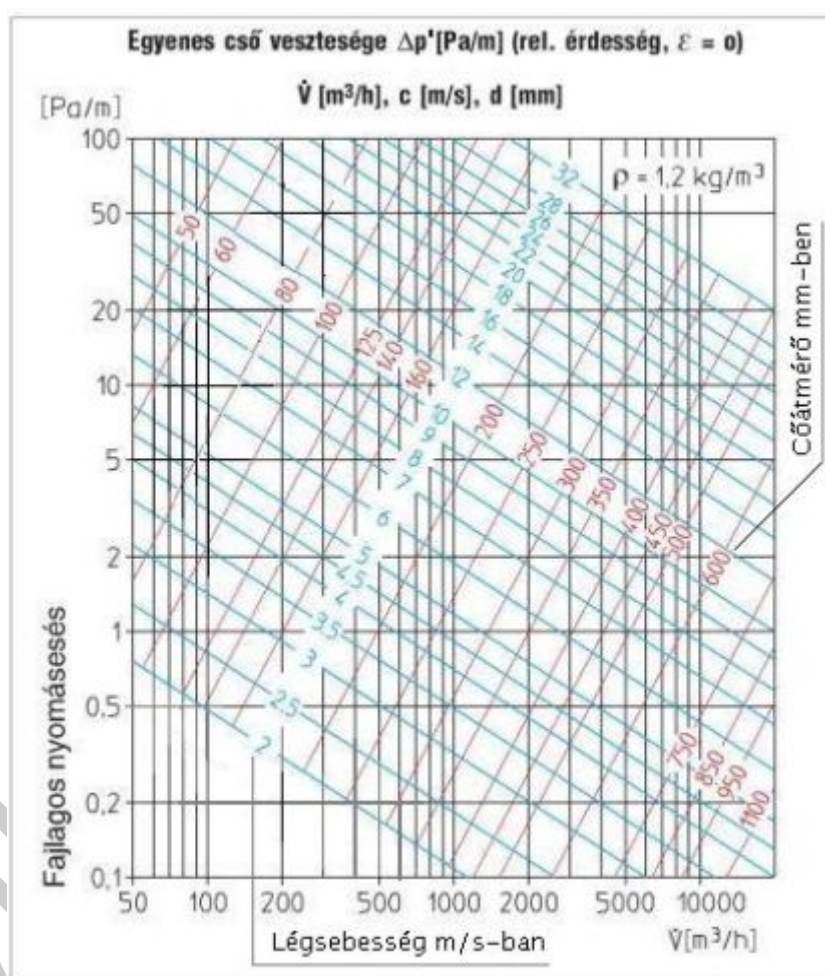
¹² <http://litsenergy.hu/legtechnikai-anyagok/vl-negyszog-legcsatorna> (2010. augusztus 24.)

Légcsatornák nyomásvesztesége

A légcsatornarendszerek általában több elemből állnak: ventilátor, iránytörések, légrácsok, hőcserélők, légszűrők stb. A légcsatorna elemek nyomásveszteséget okoznak, amelyet a helyes ventilátor kiválasztáshoz ismernünk kell. A nyomásveszteség, amely egyenlő a ventilátor által létrehozandó össznyomás növekedéssel, (Δp) az egyes elemek nyomásveszteségeinek összegeként számítható.

Egyenes csőszakaszok vesztesége:

A veszteség számítását a 22. ábra adatai teszik egyszerűen kezelhetővé.



22. ábra. Egyenes csőszakaszok vesztesége¹⁴

¹³ <http://litsenergy.hu/legtechnikai-anyagok/szabalyozok> (2010. augusztus 24.)

¹⁴ http://www.proidea.hu/kamleithner-budapest-83631/index/Muszaki_segedletek.pdf (2010. augusztus 24.)

A számítást sima csővezetékre a következő összefüggéssel végezzük.

$$\Delta p_{\text{egyes}} = \sum(\Delta p_i' \cdot L_i) [Pa]$$

Ahol:

- $\Delta p_i' [Pa/m]$ az i-edik szakasz fajlagos vesztesége;
- $L_i [m]$ az i-edik szakasz hossza.

A kör átmérőtől eltérő légtechnikai vezetékeknél ki kell számítani az egyenértékű átmérőt a következő módon:

$$d_e = \frac{4 \cdot A}{K} [m]$$

Ahol:

- $A [m^2]$ a légtechnikai vezeték keresztmetszete;
- $K [m]$ a légtechnikai vezeték kerülete.

Légcsatorna ventilátorok esetén a 23. ábra nyújt segítséget.

d_e légcsatorna ventilátoroknál

b x h [cm]	d_e [mm]
30 x 15	200
40 x 20	260
50 x 25	330
60 x 30	375
60 x 35	400
70 x 40	500
80 x 50	600
100 x 50	650

23. ábra. Egyenértékű átmérő légcsatorna ventilátoroknál¹⁵

A légtechnikai vezetékek különböző anyagokból készíthetők, melyek érdessége nagyon különbözik egymástól, emiatt szükséges korrigálni a sima csőre számított veszteséget, melyhez a korrekciós tényezőket a 24. ábrából vehetjük.

$$\Delta p_{\text{édes}} = k \cdot \Delta p_{\text{egyes}} [Pa],$$

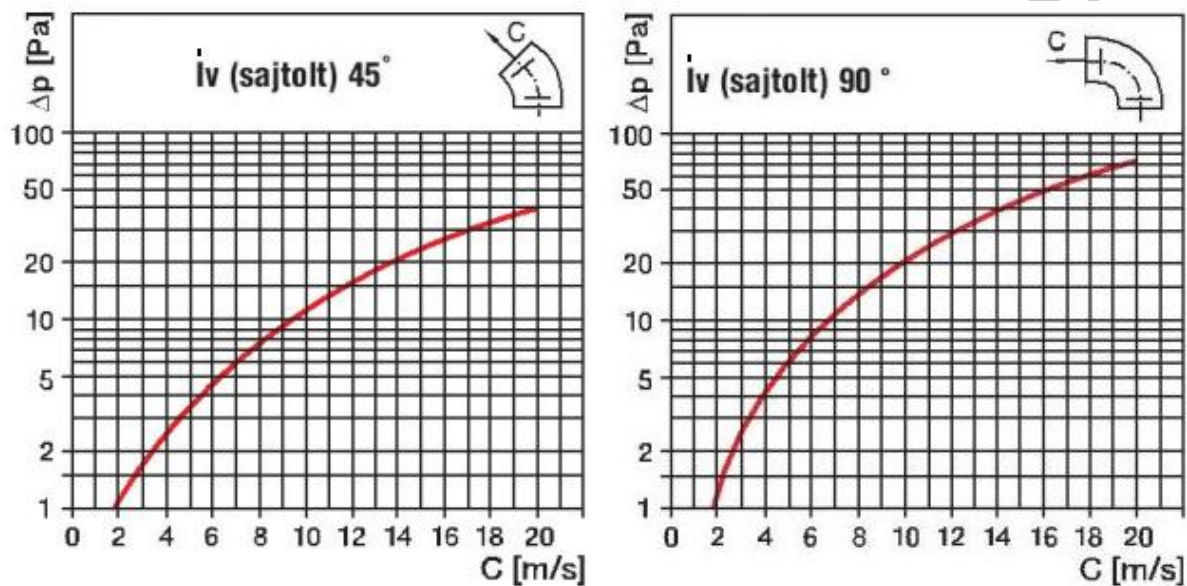
Ahol: k korrekciós tényező.

¹⁵http://www.proidea.hu/kamleithner-budapest-83631/index/Muszaki_segedletek.pdf
(2010. augusztus 24.)

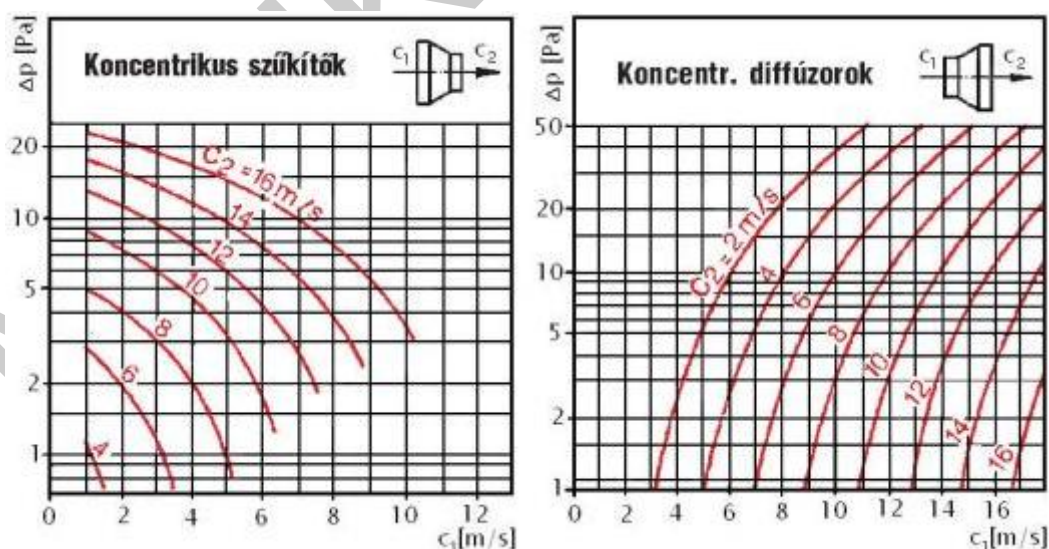
Relatív csőérdesség (ε) miatti maximális korrekciós tényezők (k)			
Korcolt légcsatornák	1,5	Facsatornák	1,5
Flexibilis csövek	1,5-3,5	Betoncsatornák	2,0
Szővetlemezek	1,5	Falazott csatornák	3,0

24. ábra. Légtechnikai vezetékek korrekciós tényezői

Idomok, elágazások, keresztmetszet változások nyomásvesztése



25. ábra. Ívek nyomásvesztése



26. ábra. Szűkítők, bővítők nyomásvesztése

Az idomok, elágazások, szűkítők, bővítők veszteségeit összegezve kapjuk az idomok összes veszteségét a következő módon:

$$\Delta p_{\text{idomössz}} = \Sigma \Delta p_{\text{idomi}} [Pa]$$

Ahol:

$\Delta p_{\text{idomi}} [Pa]$ az idom nyomásvesztesége (25., 26. ábra diagramjai).

Egyéb elemek vesztesége

A légtechnikai elemek összes nyomásveszteségét a 27. ábra táblázatából vett elemekre vonatkozó közelítő nyomásveszteségek összegeként számíthatjuk.

$$\Delta p_{\text{elemössz}} = \Sigma \Delta p_{\text{elemi}} [Pa]$$

Rendszerelem	Áramlási ellenállás $\Delta p_{\text{elem}} [Pa]$
Légrácsok, túlnyomás kibocsátók, esővédő rácsok*	20 – 40
HELIOS "VK"-túlnyomás kibocsátók*	10 – 20
Fűtőelemek, hőcserélők*	100 – 150
Szűrőelemek tisztán*	40 – 60
piszkosan	250 – 300
Hangcsillapítók*	40 – 80
Tányérszelepek*	10 – 200
Ciklonok	500 – 750

27. ábra. Légtechnikai elemek nyomásvesztesége¹⁶

Kilépési veszteség

A levegőáramnak a megfelelő sebességgel kell elhagynia a légcsatornát, meg kell őriznie a sebességét, mozgási energiáját.

$$\Delta p_d = \frac{c^2 \cdot \rho}{2} [Pa]$$

Ahol:

- c [m/s] a levegő áramlási sebessége;
- ρ [kg/m³] a levegő sűrűsége.

Légcsatorna összes nyomásvesztesége

Az összes nyomásveszteséget az előzőleg számított veszteségek összegeként kapjuk.

¹⁶http://www.proidea.hu/kamleithner-budapest-83631/index/Muszaki_segedletek.pdf
(2010. augusztus 24.)

$$\Delta p_{\text{össz}} = \Delta p_{\text{egyenes}} + \Delta p_{\text{idomössz}} + \Delta p_{\text{elemössz}} + \Delta p_d [\text{Pa}]$$

Ventilátor teljesítménye

Hasznos teljesítmény:

$$P_h = \Delta p_{\text{össz}} \cdot \dot{V} [\text{W}]$$

Ahol:

- $\Delta p_{\text{össz}}$ [Pa] a ventilátor össznyomása;
- $\dot{V}$ [m^3 / s] a ventilátor által szállított levegő térfogatárama a szállítási hőmérsékleten.

Motorteljesítmény:

$$P_m = \frac{P_h}{\eta_{\text{ö}}} [\text{W}]$$

Ahol: $\eta_{\text{ö}}$ a ventilátormotor összhatásfoka.

Levegőszükséglet

Egy helyiségből elvezetendő, vagy oda befűvendő légmennyiség függ a helyiség funkciójától, a bekerülő szennyezőanyagoktól, azok minőségétől, a felszabaduló hőtől stb...

A szükséges térfogatáramot így különböző kritériumok alapján (a legfontosabb összefüggéseket és táblázatokat az alábbiakban részletezzük) határozhatjuk meg. Ha több szempontot is figyelembe kell vennünk, a legnagyobbra adódó térfogatáram mellett kell döntenünk.

Légcsere-szám szerinti meghatározás

Átlagos esetekre vonatkozó tapasztalati értékek a 28. táblázat szerint. (Extrém szennyezettség esetén nem érvényesek.)

$$\dot{V} = V_R \cdot LW [\text{m}^3 / \text{h}]$$

Ahol:

- V_R : helyiség térfogat [m^3]
- LW : óránkénti légcsereszám [$1 / \text{h}$]

Ajánlott értékek légcsereszámra és hangnyomásszintre

Helyiségtípus	LW (légcseré)	max. Hangnyomás- szint [dB(A)]	Helyiségtípus	LW (légcseré)	max. Hangnyomás- szint [dB(A)]
WC-k lakásokban nyilvános/ üzemi	4 – 5 5 – 15	40 50	Konyhák lakásokban üzemi/vendéglátó	15 – 25 15 – 30	45 – 50 50 – 60
Akkutöltők	5 – 10	70	Laboratóriumok	8 – 15	60
Fürdőszobák	5 – 7	45	Lakkozó műhelyek	10 – 20	70
Pácoló műhelyek	5 – 15	70	Előhívó labor	10 – 15	60
Könyvtárak	4 – 5	35 – 40	Gépterem	10 – 40	60 – 80
Irodák	4 – 8	45	Szerelőműhelyek	4 – 8	60 – 70
Zuhanyzók	15 – 25	65 – 70	Vasaló terek	8 – 12	60
Festőműhelyek	5 – 15	70	Hegesztő műhelyek	20 – 30	70 – 80
Festékszórók	25 – 50	70	Úszodák	3 – 4	50
Garázsok	ca. 5	70	Üléstermek	6 – 8	40
Ruhatárak	4 – 6	50	Trezorok	3 – 6	60
Vendéglátó helyiségek	8 – 12	40 – 55	Öltözők	6 – 8	60
Ötödék	8 – 15	80	Tornatermek	4 – 6	50
Edzőműhelyek	80-ig	80	Eladótér	4 – 8	50 – 60
Előadóterem	6 – 8	35 – 40	Rendezvény terem	5 – 10	45
Mozi/színház	5 – 8	35 / 25	Városzobák	4 – 6	45
Osztályterem	5 – 7	40	Mosodák	10 – 20	60 – 70
Konferencia terem	6 – 8	45	Lakóterek	3 – 6	nappal 40/éjjel 30

28. ábra. Légcsereszám és hangnyomásszint ajánlott értéket

A benttartózkodók száma szerinti meghatározás

A légcseré tapasztalati értéke közelítőleg 20 [m³/h]-val növelendő, ha átlagon felüli a helyiség szennyezettsége (Pl. dohányzás esetén)

Friss levegő szükséglet személyenként (DIN 1946, T. 2)

Helyiségtípus	$\frac{m^3}{h \times fő}$	Helyiségtípus	$\frac{m^3}{h \times fő}$
kisebb irodák	40	olvasó terem	20
nagyterű irodák	60	osztályterem	30
színház, koncert	20	előadó terem	30
étkező	30	kiállító terem	30
konferencia terem	20	eladótér	20
mozi	30	múzeum	30
bálterem	30	étterem	40
pihenő szoba	30	szállodai szoba	40
társalgó	30	torna-ill. sportcsarnok nézőkkel	30

29. ábra. Személyenkénti friss levegő szükséglet

$$\dot{V} = P \cdot A_{RP} [m^3 / h]$$

Ahol:

- $P [f\ddot{o}]$ létszám;
- $A_{RP} \left[\frac{m^3}{h \cdot f\ddot{o}} \right]$ személyenkénti friss levegő mennyiség (29. ábra).

MAK-érték alapján történő meghatározás

A 30. ábra a szakirodalomban fellelhető legnagyobb megengedett szennyezőanyag koncentrációk (MAK érték) legfontosabb anyagokra vonatkozó értékeit tartalmazza.

$$\dot{V} = \frac{M}{k_{MAK} - k_a} [m^3 / h]$$

Ahol:

- $M [mg/h]$: a szennyezőanyag térbe jutó tömegárama;
- $k_{MAK} [mg/m^3]$ max. megengedett szennyezőanyag koncentráció (30. ábra);
- $k_a [mg/m^3]$ a friss levegőben meglévő szennyezőanyag koncentrációja (környezetvédelmi mérési adatokból)

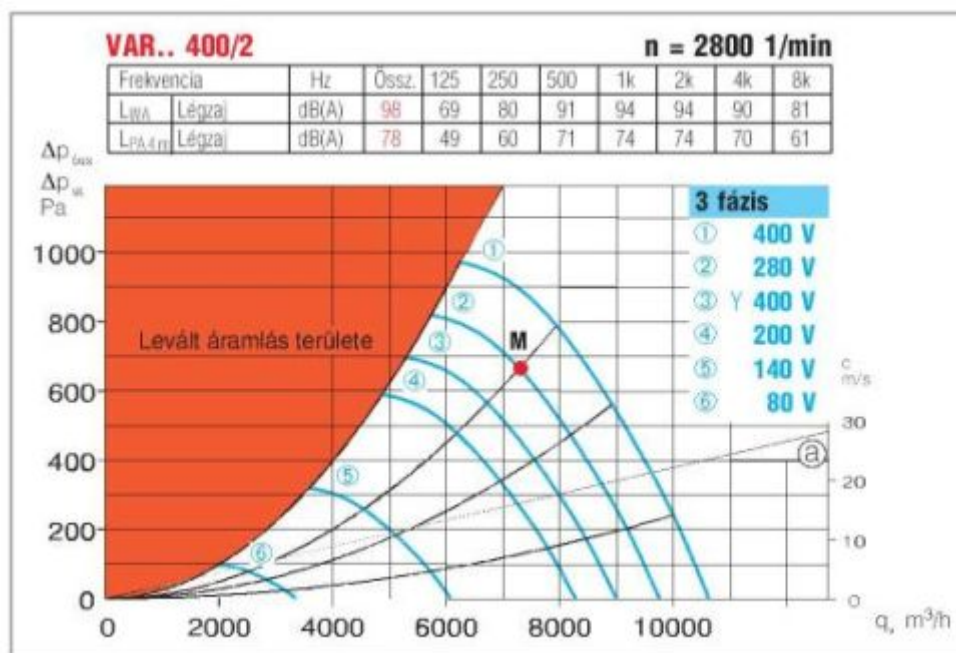
MAK-értékek

Szennyező	$\frac{cm^3}{m^3}$	$\frac{mg}{m^3}$	Szennyező	$\frac{cm^3}{m^3}$	$\frac{mg}{m^3}$
Aceton	1000	2400	Hidrazin	0,1	0,13
Anilin	2	8	Jód	0,1	1
Ammonia	50	35	Metanol	200	260
Azbeszt por	–	2	Nikotin	0,07	0,5
Ólomgőz	–	0,1	NO ₂	5	9
Bután	1000	2350	Ózon	0,1	0,2
Klór	0,5	1,5	Propán	1000	1800
Kromát	–	0,1	PVC	3	8
CO	30	33	Higany	0,01	0,1
CO ₂	5000	9000	Szalicétsav	10	25
Formaldehid	0,1	1,2	SO ₂ (H ₂ SO ₄)	2 (–)	5 (1)
HCL (sósav)	5	7	Cinkoxid	–	5

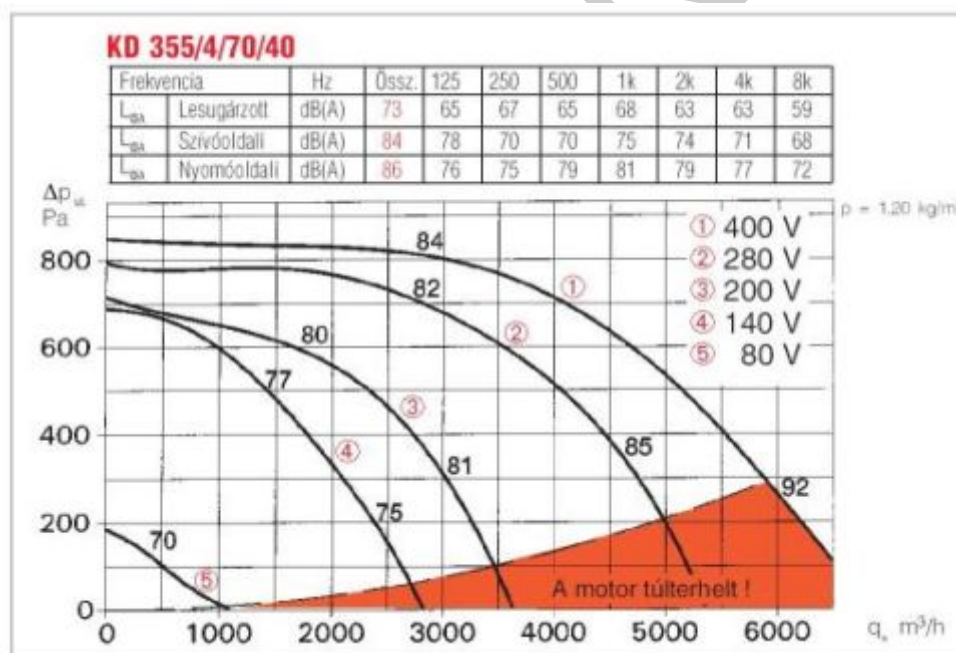
30. ábra. Szennyezőanyagok megengedett koncentráció értékei¹⁷

A számítási feladatokhoz néhány ventilátor jelleggörbét láthatunk a 31. és 32 ábrán.

¹⁷http://www.proidea.hu/kamleithner-budapest-83631/index/Muszaki_segedletek.pdf
(2010. augusztus 24.)



31. ábra. VAR 400/2 szabályozható axiális és félaxiális ventilátorok jelleggörbéi¹⁸



32. ábra. KD 355/4/70/70 csatornaventilátor jelleggörbéi különböző feszültség szinteken¹⁹

¹⁸http://www.proidea.hu/kamleithner-budapest-83631/index/Muszaki_segedletek.pdf (2010. augusztus 24.)

¹⁹http://www.proidea.hu/kamleithner-budapest-83631/index/Muszaki_segedletek.pdf (2010. augusztus 24.)

TANULÁSIRÁNYÍTÓ

1. példa

Önnek munkahelye 120 dolgozóra tervezett éttermének a szellőző levegő ellátásához szükséges ventilátort kell kiválasztania. A vezetéket 60 cm x 35 cm-es simafalú alumínium csőből készítették, 1 db esővédőrács, 1 db szűrőelem, 1 hangcsillapító, 3 db 90°-os ív, 1 db légrács lett beépítve. A vezeték egyenes szakaszainak összes hossza 23 m. 20 °C-os levegőt kell szállítanunk, melynek sűrűsége fizikai normálállapotban 1,293 [kg/m³].

Számítsa ki a ventilátor hasznos teljesítményét, illetve a motorteljesítményét, ha az összes hatásfok 57 [%]!



2. péda

Az Ön két műszakban üzemelő munkahelyén a gyártási technológiából adódóan naponta 1,5 [g] sósavgőz szabadul fel, a szellőző levegőben nincs ebből az anyagból. Határozza meg a szellőző levegő térfogatáramát, válassza ki a megfelelő ventilátort! A vezeték 60 cm x 30 cm-es saválló acéllemezről készült, 1 db esővédőrács, 1 db szűrőelem, 1 hangcsillapító, 2 db 90°-os ív, 4 db 45°-os ív, 1 db légrács lett beépítve. A vezeték egyenes szakaszainak összes hossza 48 m. 16 °C-os levegőt kell szállítanunk, melynek sűrűsége fizikai normálállapotban 1,293 [kg/m³].

Számítsa ki a ventilátor hasznos teljesítményét, illetve a motorteljesítményét, ha az összes hatásfok 52 [%]!



MEGOLDÁSOK

1. példa

Önnek munkahelye 120 dolgozóra tervezett éttermének a szellőző levegő ellátásához szükséges ventilátort kell kiválasztania. A vezetéket 60 cm x 35 cm-es simafalú alumínium csőből készítették, 1 db esővédőrács, 1 db szűrőelem, 1 hangcsillapító, 3 db 90°-os ív, 1 db légrács lett beépítve. A vezeték egyenes szakaszainak összes hossza 23 m. 20 °C-os levegőt kell szállítanunk, melynek sűrűsége fizikai normálállapotban 1,293 [kg/m³].

Számítsa ki a ventilátor hasznos teljesítményét, illetve a motorteljesítményét, ha az összes hatásfok 57 [%]!

Adatok:

- Létszám: $n = 120$ [fő];
- Fajlagos levegőszükséglet: $\dot{V}' = 40 \left[\frac{m^3}{h \cdot \text{fő}} \right]$ (29. ábra);
- Vezetékméret: $a = 60$ [cm] = 0,6 [m], $b = 35$ [cm] = 0,35 [m];
- Vezeték hossza: $L = 23$ [m];
- Levegő sűrűsége fizikai normálállapotban ($t_0=0$ [°C]; $p_0=1$ [bar]): $\rho_0 = 1,293$ [kg/m³];
- A levegő hőmérséklete: $t = 20$ [°C];
- Esővédőrács: 1 [db], $\Delta p_{\text{rács}} = 30$ [Pa] (27. ábra, közepes érték);
- Szűrőelem: 1 [db], $\Delta p_{\text{szűrő}} = 250$ [Pa] (27. ábra, elhasználódásra számítva);
- Hangcsillapító: 1 [db], $\Delta p_{\text{hangcs}} = 60$ [Pa] (27. ábra, közepes érték);
- Egyenértékű átmérő: $d_e = 400$ [mm] = 0,4 [m] (23. ábra);
- A ventilátor összes hatásfoka: $\eta = 57$ [%];
- 90°-os ív: 3 [db].

A levegő térfogatárama:

$$\dot{V}_n = n \cdot \dot{V}' = 120 [\text{fő}] \cdot 40 \left[\frac{m^3}{h \cdot \text{fő}} \right] = 4480 \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad (0 \text{ °C}; 1 \text{ bar});$$

A levegő térfogatárama 20 °C-on:

$$\dot{V} = \dot{V}_n \cdot \frac{T}{T_0} = 4480 [m^3 / h] \cdot \frac{(20 + 273)[K]}{(0 + 273)[K]} \approx 4810 [m^3 / h] = 1,34 [m^3 / s]$$

A levegő sebessége 20 °C-on a kontinuitási tételből:

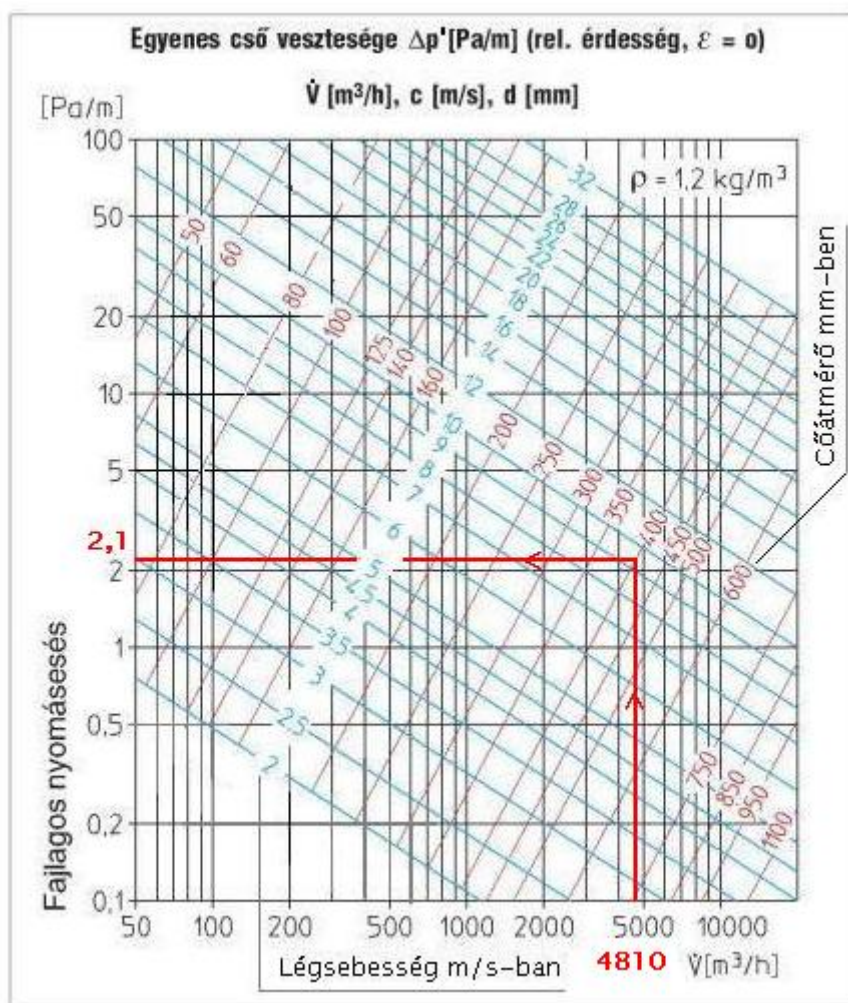
$$c = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{1,34 [m^3 / s]}{0,6 [m] \cdot 0,35 [m]} = 6,38 [m / s]$$

Egyenes cső vesztesége:

$$\Delta p_{\text{egyes}} = \Sigma(\Delta p'_i \cdot L_i) [Pa]$$

$$\Delta p' = 2,1 [Pa/m] \text{ (33. ábra piros vonal mentén a térfogatáram felhasználásával)}$$

$$\Delta p_{\text{egyes}} = \Delta p' \cdot L = 2,1 [Pa/m] \cdot 23 [m] = 48,3 [Pa]$$



33. ábra. Egyenes csővezeték vesztesége

Egyéb elemek vesztesége:

$$\Delta p_{\text{elemösszes}} = \Sigma \Delta p_{\text{elemi}} [Pa]$$

$$\Delta p_{\text{elemösszes}} = (30 + 250 + 60) [Pa] = 340 [Pa]$$

A kilépési veszteség:

A levegő sűrűsége 20 °C-on:

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T} = 1,293 [\text{kg/m}^3] \cdot \frac{(0 + 273)[K]}{(20 + 273)[K]} = 1,205 [\text{kg/m}^3]$$

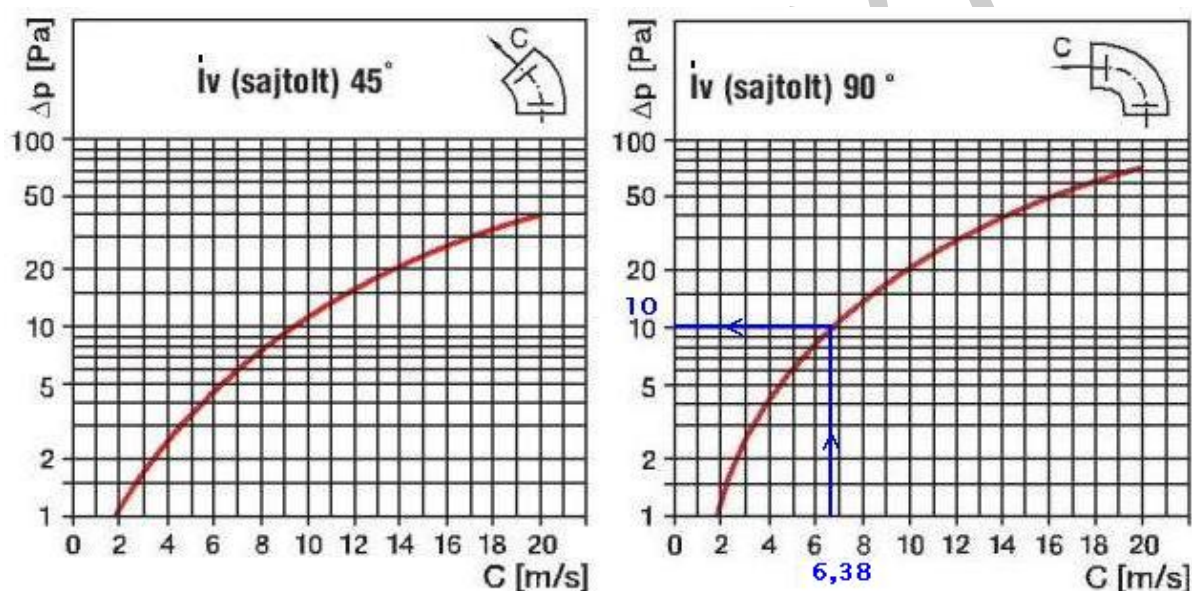
$$\Delta p_d = \frac{c^2 \cdot \rho}{2} = \frac{6,38^2 [\text{m}^2 / \text{s}^2] \cdot 1,205 [\text{kg} / \text{m}^3]}{2} \approx 25 [\text{Pa}]$$

Idomok vesztesége:

$$\Delta p_{\text{idomössz}} = \Sigma \Delta p_{\text{idomi}} [\text{Pa}]$$

$\Delta p_{\text{könyök}} = 10 [\text{Pa}]$ a 34. ábra alapján, a kiszámított sebesség figyelembe vételével (kék vonal).

$$\Delta p_{\text{idomössz}} = 3 \cdot 10 [\text{Pa}] = 30 [\text{Pa}]$$



34. ábra. Idomok vesztesége

Összes veszteség:

$$\Delta p_{\text{össz}} = \Delta p_{\text{egyenes}} + \Delta p_{\text{idomössz}} + \Delta p_{\text{elemössz}} + \Delta p_d [\text{Pa}]$$

$$\Delta p_{\text{össz}} = (48,3 + 30 + 340 + 25) [\text{Pa}] = 443,3 [\text{Pa}] \approx 443 [\text{Pa}]$$

Ventilátorválasztás:

A munkapont adatai:

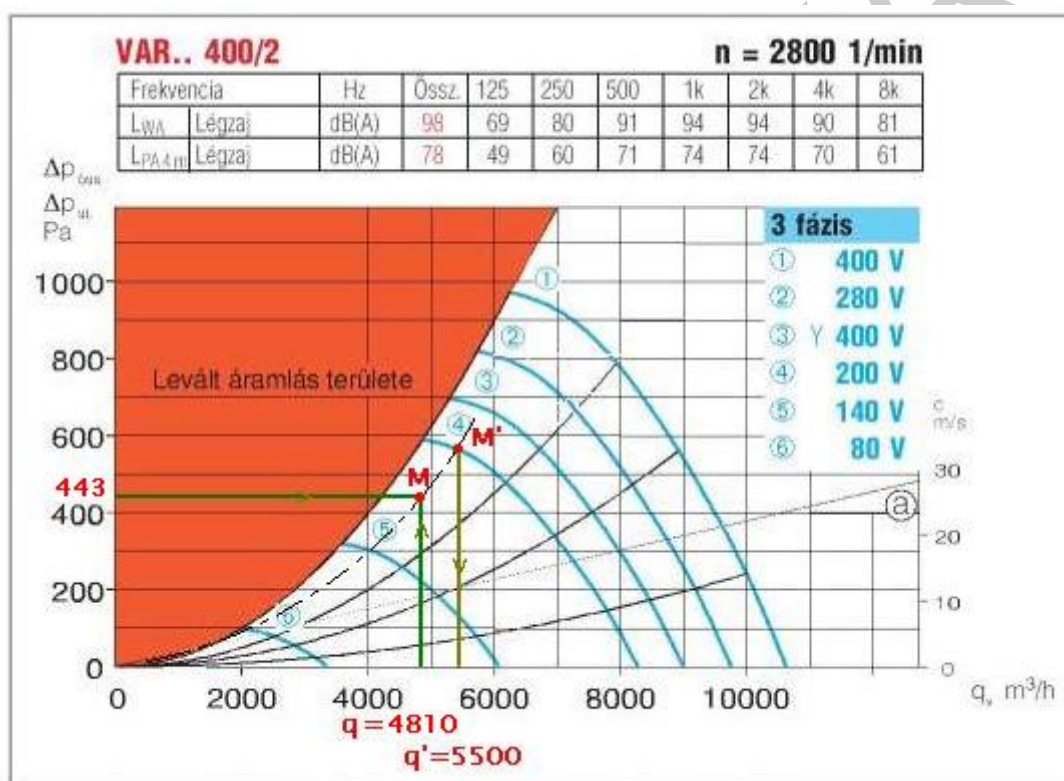
$$\dot{V} = 4810 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right], \quad \Delta p_{\text{veszt}} = 443 [\text{Pa}]$$

A 35. ábrán láthatjuk a számított munkapontot (M), ami nem esik rá a ventilátor egyik feszültséghez tartozó jelleggörbéjére sem. Ha megrajzoljuk a rendszer munkaponton átmenő csővezetési jelleggörbéjét (pont vonal), akkor az, kimetszi az M'-vel jelölt kialakuló munkapontot. A szállított térfogatáram nagyobb a szükségesnél, csökkenteni kell a fordulatszámot, melynek értékét a következő módon számolhatjuk.

$$n = n' \cdot \frac{\dot{V}}{\dot{V}'} = 2800 [1/\text{min}] \cdot \frac{4810 [\text{m}^3/\text{h}]}{5500 [\text{m}^3/\text{h}]} \cong 2450 [1/\text{min}],$$

Ahol:

$n' = 2800 [1/\text{min}]$ fordulatszám a 35. ábráról olvasható le.



35. ábra. Ventilátorválasztás

A ventilátor hasznos teljesítménye:

$$P_h = \Delta p_{\text{össz}} \cdot \dot{V} [\text{W}] = 443 [\text{Pa}] \cdot 1,34 [\text{m}^3/\text{s}] = 594 [\text{W}]$$

A ventilátor motor teljesítményfelvétele:

$$P_m = \frac{P_h}{\eta_{\text{ö}}} [\text{W}] = \frac{594 [\text{W}]}{0,57} = 1042 [\text{W}] \cong 1 [\text{kW}]$$

2. példa

Az Ön két műszakban üzemelő munkahelyén a gyártási technológiából adódóan naponta 800 [g] sósavgőz szabadul fel, a szellőző levegőben nincs ebből az anyagból. Határozza meg a szellőző levegő térfogatáramát, válassza ki a megfelelő ventilátort! A vezeték 60[cm]x30[cm]-es saválló acéllemezéből készült, 1 db esővédőrács, 1 db szűrőelem, 1db hangcsillapító, 2 db 90°-os ív, 4 db 45°-os ív, 1 db légrács lett beépítve. A vezeték egyenes szakaszainak összes hossza 8 m. 16 °C-os levegőt kell szállítanunk, melynek sűrűsége fizikai normálállapotban 1,293 [kg/m³].

Számítsa ki a ventilátor hasznos teljesítményét, illetve a motorteljesítményét, ha az összes hatásfok 52 [%]!

Adatok:

- Felszabaduló szennyező anyag: 800 [g/2 műszak]
- Vezetékméret: $a = 60 \text{ [cm]} = 0,6 \text{ [m]}$, $b = 30 \text{ [cm]} = 0,30 \text{ [m]}$;
- Vezeték hossza: $L = 8 \text{ [m]}$;
- Levegő sűrűsége fizikai normálállapotban ($t_0=0 \text{ [°C]}$; $p_0=1 \text{ [bar]}$): $\rho_0 = 1,293 \text{ [kg/m}^3\text{]}$;
- A levegő hőmérséklete: $t = 16 \text{ [°C]}$;
- Esővédőrács: 1 [db], $\Delta p_{\text{rács}} = 30 \text{ [Pa]}$ (27. ábra, közepes érték);
- Szűrőelem: 1 [db], $\Delta p_{\text{szűrő}} = 250 \text{ [Pa]}$ (27. ábra, elhasználódásra számítva);
- Hangcsillapító: 1 [db], $\Delta p_{\text{hangcs}} = 60 \text{ [Pa]}$ (27. ábra, közepes érték);
- Egyenértékű átmérő: $d_e = 375 \text{ [mm]} = 0,355 \text{ [m]}$ (23. ábra);
- A ventilátor összes hatásfoka: $\eta = 52 \text{ [%]}$;
- 90°-os ív: 2 [db];
- 45°-os ív: 4 [db].

A levegő térfogatárama:

$$\dot{V} = \frac{M}{k_{\text{MAK}} - k_a} [\text{m}^3 / \text{h}]$$

Ahol:

- $M = \frac{800[\text{g}]}{2 \cdot 8[\text{h}]} = \frac{800000[\text{mg}]}{16[\text{h}]} \cong 500000[\text{mg} / \text{h}]$: a szennyezőanyag térbe jutó tömegárama;
- $k_{\text{MAK}} = 7 \text{ [mg/m}^3\text{]}$: maximálisan megengedett sósav koncentráció (30. ábra);
- $k_a = 0 \text{ [mg/m}^3\text{]}$ a friss levegőben meglévő szennyezőanyag koncentrációja (a feladatkiírásból)

A levegő térfogatárama 0 °C-on:

$$\dot{V} = \frac{500000[\text{mg} / \text{h}]}{7[\text{mg} / \text{m}^3] - 0[\text{mg} / \text{m}^3]} \cong 7143[\text{m}^3 / \text{h}] \text{ (0 °C; 1 bar);}$$

A levegő térfogatárama 16 °C-on:

$$\dot{V} = \dot{V}_n \cdot \frac{T}{T_0} = 7143[\text{m}^3 / \text{h}] \cdot \frac{(16 + 273)[K]}{(0 + 273)[K]} \approx 7848[\text{m}^3 / \text{h}] = 2,18[\text{m}^3 / \text{s}]$$

A levegő sebessége 16 °C-on a kontinuitási tételből:

$$c = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{2,18[\text{m}^3 / \text{s}]}{0,6[\text{m}] \cdot 0,3[\text{m}]} = 12,1[\text{m} / \text{s}]$$

Egyenes cső vesztesége:

$$\Delta p_{\text{egyenes}} = \Sigma(\Delta p'_i \cdot L_i)[Pa]$$

$$\Delta p' = 20[Pa / m] \text{ (22. ábrából a térfogatáram felhasználásával)}$$

$$\Delta p_{\text{egyenes}} = \Delta p' \cdot L = 20[Pa / m] \cdot 8[m] = 160[Pa]$$

Egyéb elemek vesztesége:

$$\Delta p_{\text{elemösszes}} = \Sigma \Delta p_{\text{elemi}}[Pa]$$

$$\Delta p_{\text{elemösszes}} = (30 + 250 + 60)[Pa] = 340[Pa]$$

A kilépési veszteség:

A levegő sűrűsége 16 °C-on:

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T} = 1,293[\text{kg} / \text{m}^3] \cdot \frac{(0 + 273)[K]}{(16 + 273)[K]} \approx 1,22[\text{kg} / \text{m}^3]$$

$$\Delta p_d = \frac{c^2 \cdot \rho}{2} = \frac{12,1^2[\text{m}^2 / \text{s}^2] \cdot 1,22[\text{kg} / \text{m}^3]}{2} \approx 90[Pa]$$

Idomok vesztesége:

$$\Delta p_{\text{idomössz}} = \Sigma \Delta p_{\text{idomi}}[Pa]$$

$\Delta p_{90^\circ} = 30[Pa]$, $\Delta p_{45^\circ} = 16[Pa]$ (a 25. ábra alapján, a kiszámított sebesség figyelembe vételével)

$$\Delta p_{\text{idomössz}} = (2 \cdot 30 + 4 \cdot 16)[Pa] = 124[Pa]$$

Összes veszteség:

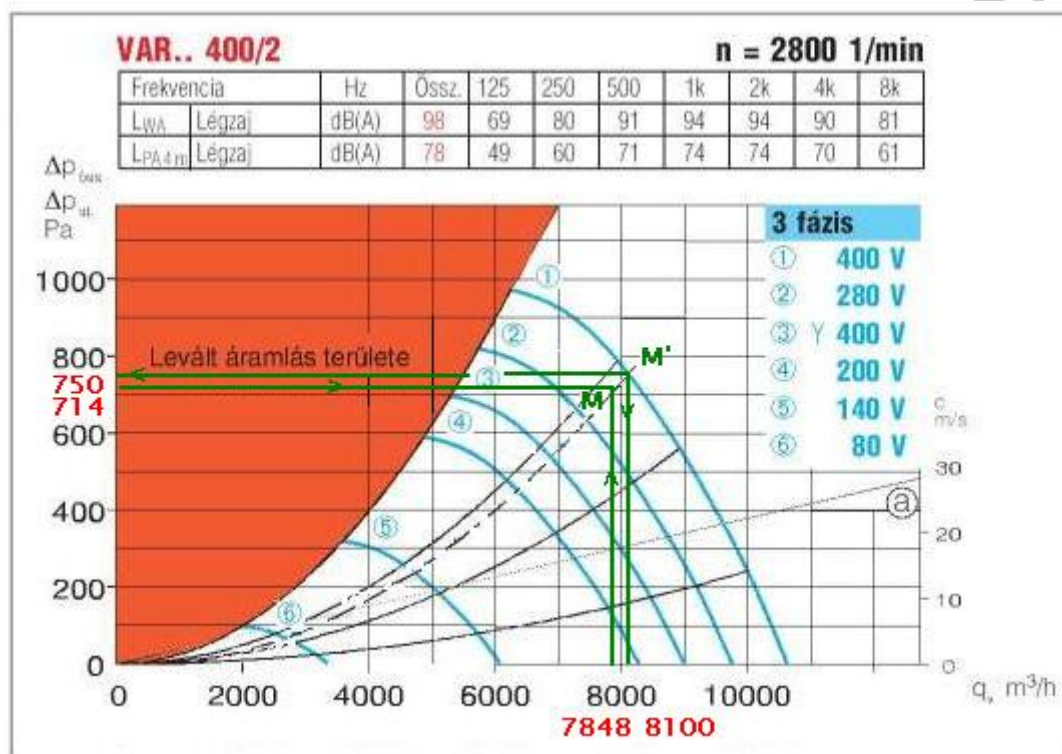
$$\Delta p_{\text{össz}} = \Delta p_{\text{egyenes}} + \Delta p_{\text{idomössz}} + \Delta p_{\text{elemössz}} + \Delta p_d[Pa]$$

$$\Delta p_{\text{össz}} = (160 + 340 + 90 + 124) [Pa] = 714 [Pa]$$

Ventilátorválasztás:

A munkapont adatai:

$$\dot{V} = 7848 \left[\frac{m^3}{h} \right], \quad \Delta p_{\text{veszt}} = 714 [Pa]$$



36. ábra. Ventilátorválasztás

A 36. ábrán láthatjuk a számított munkapontot (M), ami nem esik rá a ventilátor egyik feszültséghez tartozó jelleggörbéjére sem. Ha megrajzoljuk a rendszer munkaponton átmenő csővezetési jelleggörbéjét (pont vonal), akkor az, kimetszi az M'-vel jelölt kialakuló munkapontot. A szállított térfogatáram nagyobb a szükségesnél, csökkenteni kell a fordulatszámot, melynek értékét a következő módon számolhatjuk.

$$n = n' \cdot \frac{\dot{V}}{\dot{V}'} = 2800 [1/min] \cdot \frac{7848 [m^3/h]}{8100 [m^3/h]} \cong 2713 [1/min],$$

ahol az $n' = 2800 [1/min]$ fordulatszám a 36. ábráról olvasható le.

A ventilátor hasznos teljesítménye:

$$P_h = \Delta p_{\text{össz}} \cdot \dot{V} [\text{W}] = 714 [\text{Pa}] \cdot 2,18 [\text{m}^3 / \text{s}] \cong 1570 [\text{W}]$$

A ventilátor motor teljesítményfelvétele:

$$P_m = \frac{P_h}{\eta_o} [\text{W}] = \frac{1570 [\text{W}]}{0,52} = 3020 [\text{W}] \cong 3,02 [\text{kW}]$$

MUNKANYAG

ÖNELLENŐRZŐ FELADATOK

1. feladat

Mekkora teljesítmény szükséges annak a ventilátornak a hajtásához, mely egy olyan zárt térbe szállít levegőt, ahol a nyomás 16 [v.o.mm]-el nagyobb a környezeti nyomásnál? A ventilátor 80x50 [cm] méretű nyomócsövében a levegő sebessége 14 [m/s]. A szívó- és a nyomócső hosszát tekintse elhanyagolhatónak! A levegő sűrűsége a szállítás hőmérsékletén 1,2 [kg/m³], a ventilátor összhatásfoka 60%.

2. feladat

Egy zárt térben a nyomás 55 Pa-al kisebb, mint a környezeti nyomás. A zárt térből levegőt elszívó ventilátoron végzett mérések szerint ekkor az össznyomás növekedés 325 Pa, a meghajtó villamos motor teljesítményfelvétele 2,15 kW. Határozza meg a ventilátorból és a motorból álló gépcsoport eredő hatásfokát és a ventilátor által óránként szállított levegő térfogatát, ha tudjuk, hogy a ventilátor kilépő keresztmetszete 40x40 cm belméretű! A levegő sűrűsége a szállítás hőmérsékletén 1,12 kg/m³.

3. feladat

Egy ventilátor két olyan helyiség között szállít levegőt, melyekben a nyomás azonos. A levegő térfogatárama percenként 100 m^3 . A ventilátor nyomócsokja $400 \times 400 \text{ mm}$ belméretű. Mekkora a ventilátor teljesítményszükséglete, ha a becsült hatásfoka $56 \text{ [\%]}$? A levegő sűrűsége a szállítási hőmérsékleten $1,05 \text{ [kg/m}^3\text{]}$.



MEGOLDÁSOK

1. feladat

Mekkora teljesítmény szükséges annak a ventilátornak a hajtásához, mely egy olyan zárt térbe szállít levegőt, ahol a nyomás 16 [v.o.mm]-el nagyobb a környezeti nyomásnál? A ventilátor 80x50 [cm] méretű nyomócsövében a levegő sebessége 14 [m/s]. A szívó- és a nyomócső hosszát tekintse elhanyagolhatónak! A levegő sűrűsége a szállítás hőmérsékletén 1,2 [kg/m³], a ventilátor összhatásfoka 60%.

Adatok:

- a helyiségben uralkodó túlnyomás a ventilátor statikus nyomáskülönbsége: $\Delta p_{st} = 16 [\text{v.o.mm}] = 160 [\text{Pa}]$,
- a nyomócső mérete: $a = 80 [\text{cm}] = 0,8 [\text{m}]$, $b = 50 [\text{cm}] = 0,5 [\text{m}]$,
- a levegő sűrűsége: $\rho = 1,2 [\text{kg/m}^3]$,
- a levegő sebessége a nyomócsőben: $c = 14 [\text{m/s}]$,
- a ventilátor összhatásfoka: $\eta_o = 60 [\%]$.

A ventilátor nyomócsövében ismert a sebesség, mely a dinamikus nyomás kiszámítását teszi lehetővé.

$$p_d = \frac{c^2 \cdot \rho}{2} = \frac{14^2 [\text{m/s}]^2 \cdot 1,2 [\text{kg/m}^3]}{2} \cong 118 [\text{Pa}]$$

Az össznyomást a statikus nyomás és a nyomócsőben áramló levegő dinamikus nyomásának összege adja.

$$\Delta p_o = \Delta p_{st} + p_d = (160 + 118) [\text{Pa}] = 278 [\text{Pa}]$$

A ventilátor térfogatárama:

$$\dot{V} = a \cdot b \cdot c = 0,8 [\text{m}] \cdot 0,5 [\text{m}] \cdot 14 [\text{m/s}] = 5,6 [\text{m}^3 / \text{s}]$$

A ventilátormotor teljesítmény felvétele:

$$P_m = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_o}{\eta_o} = \frac{5,6 [\text{m}^3 / \text{s}] \cdot 278 [\text{Pa}]}{0,6} \cong 2568 [\text{W}] = 2,6 [\text{kW}]$$

2. feladat

Egy zárt térben a nyomás 55 Pa-al kisebb, mint a környezeti nyomás. A zárt térből levegőt elszívó ventilátoron végzett mérések szerint ekkor az össznyomás növekedés 325 Pa, a meghajtó villamos motor teljesítményfelvétele 2,15 kW. Határozza meg a ventilátorból és a motorból álló gépcsoport eredő hatásfokát és a ventilátor által óránként szállított levegő térfogatát, ha tudjuk, hogy a ventilátor kilépő keresztmetszete 40x40 cm belméretű! A levegő sűrűsége a szállítás hőmérsékletén 1,12 kg/m³.

Adatok:

- az össznyomás: $\Delta p_{\delta} = 325$ [Pa],
- a mért depresszió, a statikus nyomás: $\Delta p_{st} = 55$ [Pa],
- a villamos motor teljesítményfelvétele: $P_m = 2,15$ [kW],
- a ventilátor kilépő keresztmetszete $a = 40$ [cm] = 0,4 [m]; $b = 40$ [cm] = 0,4 [m],
- a levegő sűrűsége: $\rho = 1,12$ [kg/m³].

A megadott 324 Pa-ból levonva a depresszió értékét megkapjuk a ventilátor nyomócsőjában érvényes dinamikus nyomás értékét:

$$p_d = \Delta p_{\delta} - p_{st} = (325 - 55)[Pa] = 270[Pa]$$

A dinamikus nyomás összefüggéséből kiszámítható a nyomócsőben uralkodó átlagos sebesség:

$$c = \sqrt{\frac{2 \cdot p_d}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 270[Pa]}{1,12[kg/m^3]}} \cong 21,96[m/s]$$

Mivel ismerjük a kilépő-keresztmetszetet, a térfogatáram:

$$\dot{V} = a \cdot b \cdot c = 0,4[m] \cdot 0,4[m] \cdot 21,96[m/s] \cong 3,51[m^3/s] = 12636[m^3/h]$$

A ventilátor-motor gépcsoport hasznos teljesítménye az össznyomás növekedésből és a térfogatáramból számítható ki és bizonyára kisebb, mint az összes felvett teljesítmény. A kettő hányadosa a keresett eredő hatásfok:

$$\eta_{\delta} = \frac{P_h}{P_m} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_{\delta}}{P_m} = \frac{3,51[m^3/s] \cdot 325[Pa]}{2150[W]} = 0,53$$

Tehát az eredő hatásfok 53 [%].

3. feladat

Egy ventilátor két olyan helyiség között szállít levegőt, melyekben a nyomás azonos. A levegő térfogatárama percenként 100 m^3 . A ventilátor nyomócsonkja $400 \times 400 \text{ mm}$ belméretű. Mekkora a ventilátor teljesítményszükséglete, ha a becsült hatásfoka $56 \text{ [\%]}$? A levegő sűrűsége a szállítási hőmérsékleten $1,05 \text{ [kg/m}^3]$.

Adatok:

- a levegő térfogatárama: $\dot{V} = 120 [\text{m}^3 / \text{min}] = 2 [\text{m}^3 / \text{s}]$,
- a levegő sűrűsége: $\rho = 1,05 \text{ [kg/m}^3]$,
- a ventilátor kilépő keresztmetszete $a = 40 \text{ [cm]} = 0,4 \text{ [m]}$; $b = 40 \text{ [cm]} = 0,4 \text{ [m]}$,
- a ventilátor összhatésszáma: $\eta_o = 56 \text{ [\%]}$.

A két helyiség azonos nyomása miatt az össznyomás növekedés éppen a nyomócsőben jelentkező dinamikus nyomással egyenlő. Ki kell tehát előbb számítanunk a nyomócsőben uralkodó átlagos áramlási sebességet:

$$c = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{2 [\text{m}^3 / \text{s}]}{0,4 [\text{m}] \cdot 0,4 [\text{m}]} = 12,5 [\text{m/s}]$$

Amivel az össznyomás növekedés:

$$\Delta p_o = p_d = \frac{c^2 \cdot \rho}{2} = \frac{12,5^2 [\text{m/s}]^2 \cdot 1,05 [\text{kg/m}^3]}{2} \cong 82 [\text{Pa}]$$

A ventilátor teljesítményszükséglete:

$$P_m = \frac{P_h}{\eta_o} = \frac{\Delta p_o \cdot \dot{V}}{\eta_o} = \frac{82 [\text{Pa}] \cdot 2 [\text{m}^3 / \text{s}]}{0,56} \cong 293 [\text{W}]$$

IRODALOMJEGYZÉK

FELHASZNÁLT IRODALOM

- http://hu.wikipedia.org/wiki/Ide%C3%A1lis_g%C3%A1z (2010. augusztus 5.)
- <http://www.muszeroldal.hu/measurenotes/Gazellatas.pdf> (2010. augusztus 5.)
- <http://hu.wikipedia.org/wiki/Nyom%C3%A1s> (2010. augusztus 18.)
- <http://hu.wikipedia.org/wiki/Boyle%E2%80%93Mariotte-t%C3%B6rv%C3%A9ny> (2010. augusztus 18.)
- <http://hu.wikipedia.org/wiki/Gay-Lussac-t%C3%B6rv%C3%A9ny> (2010. augusztus 18.)
- http://hu.wikipedia.org/wiki/Charles_t%C3%B6rv%C3%A9nye (2010. augusztus 18.)
- <http://www.ara.bme.hu/oktatas/tantargy/NEPTUN/BMEGEAT2071/2007-2008-II/ea/VENTIL%C1TOR.pdf> (2010. augusztus 24.)
- <http://litsenergy.hu/legtechnikai-anyagok/vl-negyszog-legcsatorna> (2010. augusztus 24.)
- <http://litsenergy.hu/legtechnikai-anyagok/spiko-spiralkorcolt-legcsatorna> (2010. 08 24.)
- <http://litsenergy.hu/legtechnikai-anyagok/westerform-hajlithato-legcsatorna> (2010. augusztus 24.)
- <http://www.tszvsz.hu/userfiles/files/SzikraCs.pdf> (2010. augusztus 30.)
- <http://litsenergy.hu/legtechnikai-anyagok/vl-negyszog-legcsatorna> (2010. augusztus 24.)
- <http://litsenergy.hu/legtechnikai-anyagok/szabalyozok> (2010. augusztus 24.)
- http://www.proidea.hu/kamleithner-budapest-83631/index/Muszaki_segedletek.pdf (2010. augusztus 24.)
- http://www.proidea.hu/kamleithner-budapest-83631/index/Muszaki_segedletek.pdf (2010. augusztus 24.)
- http://www.proidea.hu/kamleithner-budapest-83631/index/Muszaki_segedletek.pdf (2010. augusztus 24.)
- http://www.proidea.hu/kamleithner-budapest-83631/index/Muszaki_segedletek.pdf (2010. augusztus 24.)

A(z) 2699–06 modul 011–es szakmai tankönyvi tartalomeleme
felhasználható az alábbi szakképesítésekhez:

A szakképesítés OKJ azonosító száma:	A szakképesítés megnevezése
54 544 02 0010 54 01	Fluidumkitermelő technikus
54 544 02 0010 54 02	Gázipari technikus
54 544 02 0010 54 03	Megújulóenergia-gazdálkodási technikus
54 544 02 0010 54 04	Mélyfúró technikus
54 544 02 0100 31 01	Cső-távvezeték üzemeltető (olaj, gáz)
54 544 02 0100 31 02	Fluidumkitermelő
54 544 02 0100 31 03	Mélyfúró

A szakmai tankönyvi tartalomelem feldolgozásához ajánlott óraszám:

14 óra

MUNKANYAG

A kiadvány az Új Magyarország Fejlesztési Terv
TÁMOP 2.2.1 08/1–2008–0002 „A képzés minőségének és tartalmának
fejlesztése” keretében készült.

A projekt az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap
társfinanszírozásával valósul meg.

Kiadja a Nemzeti Szakképzési és Felnőttképzési Intézet
1085 Budapest, Baross u. 52.

Telefon: (1) 210–1065, Fax: (1) 210–1063

Felelős kiadó:
Nagy László főigazgató