

BYG · DTU

DANMARKS
TEKNISKE
UNIVERSITET



B. Howald Petersen

Komfortventilation

Undervisningsnotat
BYG · DTU U-052
2005

ISSN 1601 – 8605

Revideret af 12.02.2012

Forord

Dette kompendium er tænkt som undervisningsmateriale i de grundlæggende kurser i ventilationsteknik på den bygningsfaglige gren af Danmarks Tekniske Universitet. Der findes allerede på dansk 2 udmærkede bøger om emnet, nemlig Ventilation Ståbi fra Ingeniøren|bøger og Ole B. Stampe "Ventilationsteknik" fra danvak ApS. Begge disse bøger er dog ret omfattende i grundkursussammenhæng, og det er derfor nærværende lille kompendium er udarbejdet.

Titlen komfortventilation er valgt som modsætning til industriventilation og dækker eksempelvis ventilation af kontorer, boliger, skoler og større forsamlingslokaler af forskellig art. Kompendiet behandler de principielle problemstillinger om ventilationssystemer og kommer kun i mindre grad ind på praktiske forhold.

Strukturen i kompendiet er valgt med henblik på at de studerende kan nøjes med at downloade et begrænset antal sider til deres respektive kurser. Da beregninger på fugtig luft spiller en mindre rolle nu end tidligere, er kapitlet om fugtig luft placeret sent i kompendiet sammen med et generelt kapitel om lyd.

Ord med en foranstillet stjerne (fx *Bygningsreglement) henviser til litteraturlisten i slutningen af hvert kapitel. Litteraturlisten indeholder også supplerende relevant materiale, der ikke er henvist til.

Mange personer har bidraget med forslag og kommentarer. Jeg vil især takke Ulla Madsen Thau fra Ingeniørhøjskolen i Århus for det meget store og omhyggelige arbejde hun har lagt i en validering af kompendiet.

Tegninger uden kildeangivelse er udført af Anne Hesselgren.

Lyngby januar 2005
Børge Howald Petersen

Notatet er revideret 03.02.2011

Komfortventilation

Indhold

1. Oversigt	7
1.1 Ventilationens formål	
1.2 Angivelse af luftmængde	
1.3 Ventilationsbehovet	
1.4 Ventilationsformer	
1.5 Ventilationssystemers udformning	
1.6 Konstant og variabel ventilation	
1.7 Myndighedskrav	
2. Ventilationens størrelse.....	13
2.1 Forureningskilder	
2.1.1 Lugte	
2.1.2 Tobaksrøg	
2.1.3 Kuldioxid	
2.1.4 Radon	
2.1.5 Partikler	
2.1.6 Fugt	
2.2 Beregning af ventilation	
2.2.1 Krævede volumenstrømme	
2.2.2 Atmosfærisk indeklime	
2.2.3 Arbejdstilsynets anbefalinger	
2.2.4 Fugtbelastning	
2.2.5 Varmebelastning	

3. Ventilationsaggregatet	23
3.1 Aggregaters udformning	
3.1.1 Indløbspjæld	
3.1.2 Filter	
3.1.3 Varme- og køleflade	
3.1.4 Varmeveksler	
3.1.5 Ventilator	
3.1.6 Tomsektion	
3.1.7 Lyddæmper	
3.1.8 Befugtning	
3.2 Kompaktaggregat	
3.3 Tryktab	
4. Kanalsystemet	30
4.1 Opbygning	
4.2 Komponenter	
4.3 VAV- systemer	
4.3.1 Anvendelse	
4.3.2 Regulering	
4.4 Lækage	
4.5 Brandsikring	
4.6 Kanaldimensionering	
5. Tryktabsberegning	38
5.1 Trykforhold i enkeltkanal	
5.2 Trykbalance i grennet	
5.3 Friktionstab	
5.4 Enkelttab	
5.5 Tryktabsberegning for VAV	
5.6 Systemtab	
5.7 Ventilatordimensionering	
5.8 Specifikt elforbrug (SEL)	

6. Opblandingsventilation.....	47
6.1 Lovkrav	
6.2 Armaturplacering	
6.3 Indblæsning	
6.3.1 Kastelængde	
6.3.2 Stråleudbredelse	
6.3.3 Isoterme frie stråler	
6.3.4 Isoterme vægstråler	
6.3.5 Ikke-isoterme stråler	
6.4 Udsugning	
6.5 Lydforhold	
6.6 Produktspecifik dimensionering	
7. Boligventilation	56
7.1 Baggrund	
7.2 Bygningsreglementets krav	
7.3 Udsugning i boligejendomme	
7.4 Balanceret mekanisk ventilation	
7.5 Dimensionering	
7.6 Andre forhold	
8. Naturlig ventilation	60
8.1 Ventilationsprincipper	
8.2 Fordele og ulemper	
8.3 Bygningsudformning	
8.4 De drivende kræfter	
8.4.1 Temperatur	
8.4.2 Vindtryk	
8.5 Dimensionering	
8.6 Ventilationsåbninger	
8.6.1 Vinduer	
8.6.2 Ventilatorer	
8.7 Ventilationsstrategier	
8.8 Varmegenvinding	

9. Fugtig luft	65
9.1 Relativ fugtighed	
9.2 Ix-diagrammet	
9.3 Opvarmning og køling	
9.4 Blanding af luftstrømme	
9.5 Varmeveksling	
9.5.1 Krydsvarmeveksler	
9.5.2 Roterende veksler	
9.6 Varme- og fugtbelastninger	
9.7 Varme- og fugtbalance for rum	
10. Lydudbredelse.....	77
10.1 Grundlæggende egenskaber	
10.1.1 Lydtryk	
10.1.2 Lydeffekt og intensitet	
10.1.3 Addition af lydniveauer	
10.1.4 Frekvensbånd	
10.1.5 Ørets lydopfattelse	
10.1.6 Lovkrav	
10.2 Lydudbredelse i opholdsrum	
10.2.1 Absorptionsfaktoren	
10.2.2 Lyddæmpning i tomt rum	
10.2.3 Lyddæmpning i møbleret rum	
10.2.4 Efterklangstid	
10.3 Lyd i ventilationsanlæg	
10.3.1 Komponenters lydforhold	
10.3.2 Lydgenerering	
10.3.3 Lyddæmpning	
10.3.4 Andre lydveje	
10.4 God projekteringspraksis	
Appendiks: Tegningsstandard	90

1. Oversigt

- 1.1 Ventilationens formål
- 1.2 Angivelse af luftmængde
- 1.3 Ventilationsbehovet
- 1.4 Ventilationsformer
- 1.5 Ventilationssystemers udformning
- 1.6 Konstant og variabel ventilation
- 1.7 Myndighedskrav

1.1 Ventilationens formål

Bygninger ventileres for at skabe passende klimatiske forhold for mennesker, dyr, materialer og arbejdsprocesser. For mennesker taler man om at skabe et godt indeklima og deler dette begreb op således:

Det termiske indeklima vedrører luftens temperatur og fugtighed og fremmes ved at

- Fjerne varme udviklet af personer, elektrisk udstyr og solindfald.
- Tilføre varme (i sjældnere tilfælde).
- Fjerne fugt, af sundhedsmæssige grunde, blandt andet for at undgå skimmelsvamp og reducere livsbetingelserne for de allergene husstøvmider, samt for at beskytte organisk materiale.
- Tilføre fugt.

Det atmosfæriske indeklima vedrører luftens indhold af fremmede stoffer og fremmes ved at

- Fjerne den menneskeskabte kuldioxid, der i store koncentrationer sløver og giver ubehag.
- Fjerne lugte, herunder kropslugte og tobaksrøg.
- Fjerne forurenende gasser og dampe fra bygningsdele, inventar og andre forure-

ningskilder, herunder den radioaktive luftart radon.

- Fjerne partikler indtrængt gennem klimaskærmen, fx pollen.

Det gode indeklima skal opnås uden at ventilationen skaber for megen støj og træk.

Undertiden skelnes mellem de to begreber ventilation og luftkonditionering. I så fald betyder 'ventilation' at ubehandlet luft gennemskyller lokaler for at fjerne forskellige former for forurening, mens 'luftkonditionering' betyder indblæsning af luft, der forud er behandlet med hensyn til temperatur og/eller fugtighed, således at rummenes rette klimatiske forhold opnås. I det følgende benyttes betegnelsen ventilation i begge tilfælde. Endvidere fokuseres der på komfortventilation, dvs kontorer, skoler, sale og boliger, og ikke så meget på industri.

1.2 Angivelse af luftmængde

Ventilationens størrelse kan angives på flere måder. Symbolet q_v betegnes strømningens flow eller volumenstrøm og angiver det luftvolumen, der transporteres pr tidsenhed. Det regnes normalt i l/s eller m^3/h og kun sjældent i den regelrette enhed m^3/s .

Et rums eller en bygnings luftskifte n sætter volumenstrømmen i relation til det ventilerede rumvolumen V

$$n = \frac{q_v}{V} \quad 1.1$$

Luftskiftet har den fordel, at det ligger inden for forholdsvis faste rammer med typiske værdier omkring $0,5 \text{ h}^{-1}$ (læses: en halv gang i timen) for naturlig luftcirkulation i moderne bygninger

og mellem 1 h^{-1} og 8 h^{-1} for mekanisk komfortventilation. For fx operationsstuer kan luftskiftet eksempelvis være oppe på 20 h^{-1} . Fig. 1.1 giver yderligere eksempler og kapitel 2 omhandler beregningsmetoder for luftskiftet.

Belastning	Luftskifte
Iltbehov	$0,1 - 0,3 \text{ h}^{-1}$
Radon	$0,1 - 0,5 \text{ h}^{-1}$
Fugt	$0,2 - 0,6 \text{ h}^{-1}$
Husstøvmider	$0,3 - 0,6 \text{ h}^{-1}$
Bioeffluenter	$0,3 - 3 \text{ h}^{-1}$
Rygning	$2 - 5 \text{ h}^{-1}$
Varmeoverskud	$0,4 - 6 \text{ h}^{-1}$

Fig. 1.1 Typiske luftskifter svarende til forskellige ventilationsårsager. (Efter *Indeklimahåndbogen)

Ved normale beregninger er det tilstrækkeligt at regne med en volumenstrøm selv om den varierer lidt med luftens temperatur. Er nøjagtigere beregninger nødvendige, indføres massestrømmen q_m (transporteret masse pr tidsenhed) for den transporterede ventilationsmængde, fordi massestrømmen holder sig konstant så længe der hverken tilføres eller fraføres luft. Massestrømmen og volumenstrømmen er forbundne gennem luftens densitet ρ ved

$$q_m = \rho q_v \quad 1.2$$

t °C	$\rho_{\text{tør}}$ kg/m ³	$\rho_{\text{middelmeget}}$ kg/m ³
0°	1,293	1,291
5°	1,270	1,267
10°	1,248	1,244
15°	1,226	1,221
20°	1,205	1,199
25°	1,185	1,177
30°	1,165	1,155

Fig. 1.2 Densitet af tør og middelmættet luft som funktion af temperaturen

Luftens densitet er tabelleret i fig. 1.2 for tør og for middelfugtig luft. Densiteten aftager lidt med temperaturen og meget lidt med fugtindholdet. Den *aftager* med fugtindholdet fordi hvert vanddampmolekyle med molekylmasse 18 fortrænger et "luftmolekyle" med molekylmasse 29. Men variationen er beskednen fordi

luftens fugtindhold sjældent er væsentligt over 1 vægtprocent ved komfortventilation.

En typisk densitet er $\rho = 1,20 \text{ kg/m}^3$, svarende til middelfugtig luft ved 20°C .

Kapitel 9 omhandler fugtig luft mere indgående.

1.3 Ventilationsbehovet

I rum med stor koncentration af mennesker (fx til undervisning) eller med store krav til renhed, er rummets acceptable forureningskoncentration afgørende for ventilationsbehovet. Her må ventileres med et luftskifte på 3 h^{-1} eller mere året rundt i brugstiden.

I beboelsesejendomme er det væsentligste problem oftest at få fjernet fugten fra de menneskelige aktiviteter (kognition, bad, vask, etc).

I rum med mindre koncentration af mennesker men med store komfortkrav (fx kontorer) er det væsentligste problem i den varme del af året at få fjernet overskudsvarmen fra solindfald, mennesker og udstyr (køleventilation). Udeluften må da tempereres til en passende undertemperatur og tilføres med luftskifter omkring 6 h^{-1} . I den kolde del af året sørger bygningernes varmeanlæg normalt for den ønskede rumtemperatur fordi vandanlæg har en væsentlig bedre transportøkonomi end luftanlæg, og ventilationsanlæggets opgave er da blot at forny rumluften med udeluft opvarmet til rumtemperatur (basisventilation), fx med et luftskifte på 1 h^{-1} . For kontorbygninger er den kolde del af året ganske kort, idet varmeproduktionen i bygningen og varmetabet gennem klimaskærmen er i ligevægt ved en udetemperatur et sted mellem 0°C og 10°C . Jo større bygning, jo lavere ligevægtstemperatur fordi forholdet mellem bygningens overflade og volumen aftager med størrelsen, så der kræves større temperaturdifferens mellem inde og ude for at holde varmebalancen.

1.4 Ventilationsformer

Bygningers rum kan ventileres på meget forskellig form som illustreret med de 4 billeder på fig. 1.3.

1.billede viser naturlig ventilation. Betegnelsen benyttes i dag i to forskellige betydninger. Den

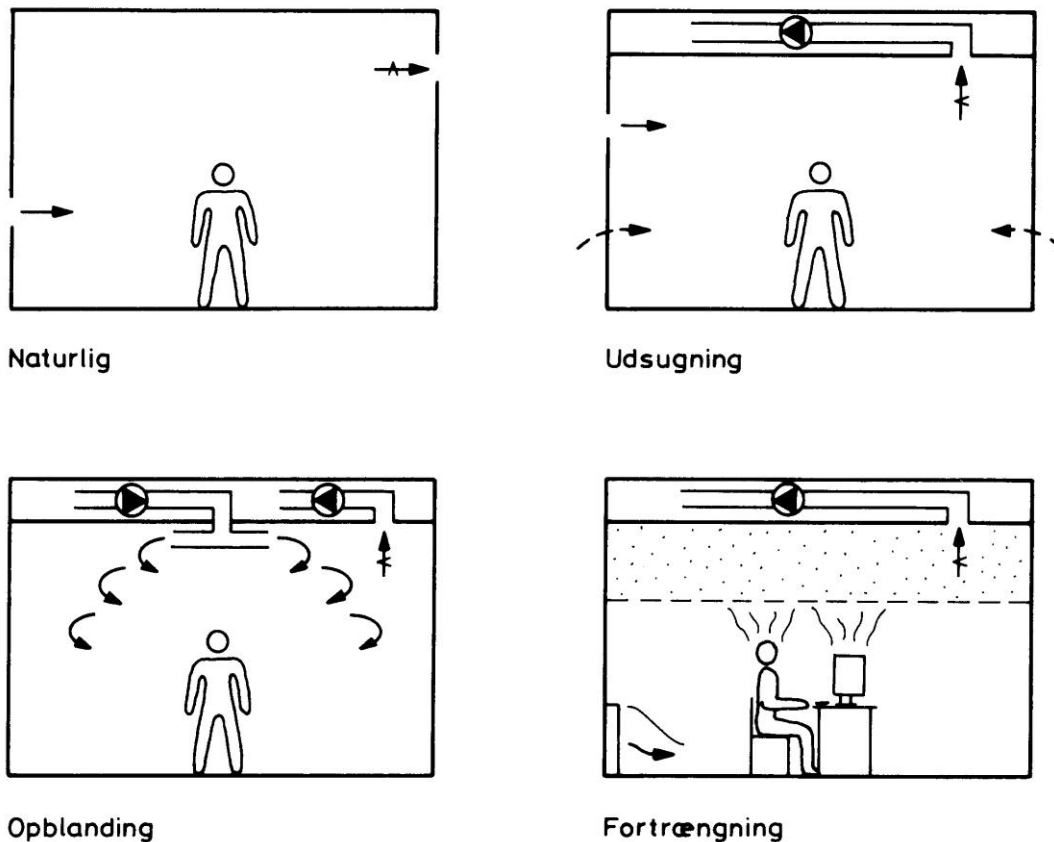


Fig. 1.3 Ventilationsformer

gamle betydning, der måske kunne omdøbes til naturlig cirkulation, beskriver at luft alene ved naturens kræfter bevæger sig ind og ud gennem klimaskærmen gennem revner og sprækker og gennem åbne vinduer og døre. Det kunne give luftskifter omkring $0,5 \text{ h}^{-1}$ og repræsenterede indtil 1960'erne den eneste form for ventilation, man havde. Men med energikrisernes indtræden i 1970'erne sænkede man indetemperaturen og dermed den termiske drivkraft, og man gjorde meget ud af at tætte klimaskærmen, hvilket begge dele reducerede den naturlige cirkulation væsentligt. Den nye betydning af betegnelsen naturlig ventilation beskriver hvorledes luft ved hjælp af naturens kræfter (temperatur og vind) på en forud planlagt måde bevæger sig ind og ud gennem dertil indrettede regulerbare åbninger i klimaskærmen og herved ventilerer rummene. Metoden har været meget anvendt siden 1990'erne og er fordelagtig ved at man sparer såvel driftsudgiften til lufttransport (el) som pladsen til ventilationsaggregater

og kanalsystem samt reducerer anlægsudgiften væsentligt. Men metoden er dyrere i drift, fordi genvinding af afkastluften endnu kun er på forsøgsstadiet. Naturlig ventilation kan suppleres med en ventilator og kaldes da ventilatorassisteret naturlig ventilation eller hybrid ventilation. Metoden benyttes i kontorbygninger og skoler, herunder universiteter.

2. *billede* viser en typisk boligventilation med udsugning fra de forurenede rum: køkken, bad, toilet og bryggers. Ved at indrette ventilationsåbninger i klimaskærmen i andre af bygningens rum, trækkes ventilationsluften gennem disse rum og frem til udsugningerne

3. *billede* viser opblandingsventilation, hvor ventilationsluften indblæses gennem hensigtsmæssigt indrettede armaturer, så den opblandes godt med rumluften og fordeles sig jævnt i rummet. Opblandingsventilation er den hyppigst anvendte ventilationsform når man ser bort fra boliger. Den bliver omtalt mere udførligt i kapitel 6.

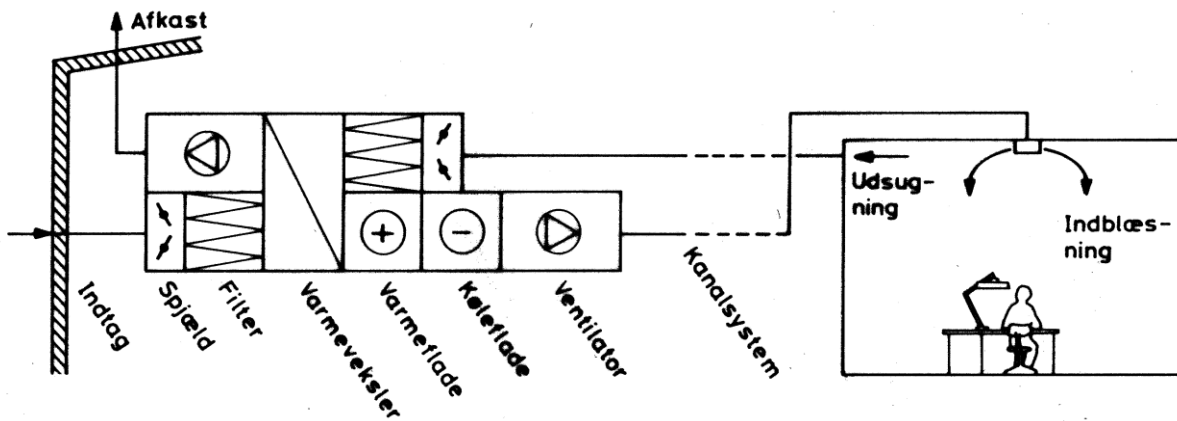


Fig. 1.4. Skitse af anlæg til kontorventilation

4. billede viser fortrængningsventilation, hvor en undertempereret luft bevæger sig fra et lavt-siddende armatur ud langs gulvet og ved ankomst til opvarmede steder (personer, elektrisk udstyr, solbeskinnede flader) stiger til vejrs og fører rummets forurening med sig. Den forurenede luft samler sig i et lag øverst i lokalet, hvorfra det udsuges. Fortrængningsventilation er velegnet i højloftede rum hvor opblandingsventilation er mindre effektiv, i lavloftede rum, hvor der ikke er plads til opblandingsventilationens udstyr, samt i rum med strenge krav til lydniveau og luftens renhed. En ulempe er, at der foran indblæsningsarmaturet dannes en ubrugbar kold zone samt at rummets møblering kan reducere ventilationens forløb langs gulvet. Fortrængningsventilation omtales ikke yderligere i dette kompendium.

1.5 Ventilationssystemers udformning

Ventilationssystemer kan udformes på mange forskellige måder afhængig af kravene til dem, men består grundlæggende af 3 dele: Forsyning, distribution og forbrug. Fig. 1.4 viser skitsemæssigt et eksempel på et system til opblandingsventilation.

Forsyningsdelen består af et luftbehandlingsanlæg (klimaaggregat) og kanaler, der forbinder anlægget med udeluften. Udeluften tages ind gennem en rist i klimaskærmen og føres til aggregatet, der er en kompakt enhed med de ønskede moduler indbygget. Her renses udeluf-

ten i et filter og opvarmes i en varmeveksler ved at afkastluften, der er på vej fra bygningen og ud af systemet, afgiver noget af sin varme til udeluften. Er der behov for yderligere opvarming af udeluften, tilkobles den efterfølgende varmeplade, der giver luften den ønskede temperatur til indblæsning i rummene. Hvis kommunen tillader mekanisk køling, kan efterfølgende tilkobles en køleflade til brug på varme dage. Endelig sørger en ventilator for at trække udeluften hele vejen fra udetilstand gennem aggregatet og det forgrenede kanalsystem til de enkelte rum. En anden ventilator trækker den brugte rumluft tilbage gennem kanalsystemet og aggregatet til afkast med stor hastighed op over taget, så den spredes godt. Aggregatet kan også indeholde moduler for befugtning eller affugtning af ventilationsluften såfremt specielle forhold nødvendiggør dette.

Distributionsdelen er de kanaler, der transporterer ventilationsluften mellem aggregatet og bygningens rum. Fra aggregatet fører en hovedkanal til ingeniørskakten og lodret videre til bygningens forskellige etager, hvor den forgrener sig i fordelingskanaler der spreder sig på etagerne. Herfra fører tilslutningskanaler ind til bygningens enkelte rum. Et tilsvarende net transporterer brugt luft den modsatte vej. Kanalsystemet indeholder faconstykker til at aftrappe diameterne udefter i systemet og til bøjninger og afgreninger. Desuden indeholder det komponenter til registrering og regulering af luftstrømmene, til lyddæmpning og til sikring mod røg og brand.

Forbrugsdelen er rummenes armaturer til indblæsning og udsugning af luften så den gennemventilerer rummene samtidig med at de tilstedeværende føler et behageligt veltempereret indeklima uden træk, støj og forurening. Det er kravene til opholdsrummenes indeklima, der bestemmer udformningen og størrelsen af hele ventilationssystemet.

Ventilationssystemet på fig. 1.4 siges at have mekanisk balanceret ventilation når der indblæses og udsuges lige store eller næsten lige store mængder luft. Afvigelserne kan ligge i, at der fra køkkener og toiletter kun foretages udsugning for at opretholde et undertryk, der modvirker luftudsivning til de omliggende rum.

1.6 Konstant og variabel ventilation

Mekanisk ventilation af bygninger blev indført efter det ventilationsprincip, der kaldes CAV (Constant Air Volume), dvs konstant volumenstrøm. Her holder man volumenstrømmen konstant gennem aggregatet og regulerer på indblæsningstemperaturen. Det kræver meget lidt regulering ude i kanalsystemet, men giver ikke så god komfort fordi alle rum reguleres ens uanset belastning af varme, lugt, etc. Det er blandt andet ikke muligt at tage hensyn til at solens varmebelastning i løbet af dagen flytter sig fra den ene side af bygningen til den anden eller at antallet af personer i rummene varierer. Systemet er billigt i anlæg, men dyrt i drift på grund af de konstant store volumenstrømme.

Ved det nyere ventilationsprincip VAV (Variable Air Volume) holder man indblæsningstemperaturen konstant og regulerer kontinuerligt volumenstrømmen til de enkelte rum ud fra temperatur- eller luftkvalitetsregistreringer i rummet. Det giver en god komfort og driftsøkonomi, især når der er installeret køling, men kræver mere regulering og giver følgelig større anlægsudgifter.

1.7 Myndighedskrav

Kravene til ventilation af bygningers rum gælder for rummenes opholdszone defineret på fig. 1.5. Det er den del af hvert rum, der befinder sig op til 1,80 m fra gulvet, mere end 0,60 m fra ydervægge (dog 0,30 m hvis de er uden vindue) og mere end 0,10 m fra indervægge.

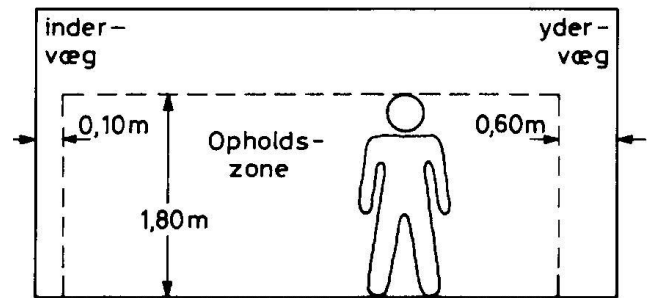


Fig. 1.5 Definition af opholdszone

Dimensioneringsgrundlaget udgøres af mange publikationer, hvoraf de væsentligste her skal omtales i uddrag:

*Bygningsreglement fra 2010 gælder for nye bygninger og for væsentlige bygningsændringer og indeholder både kvalitative og kvantitative lovkrav parallelt med en vejledning om, hvorledes disse krav kan efterleves. Ud over de følgende citater bliver krav til ventilationsmængder omtalt i afsnit 2.2.1 og til elforbrug i afsnit 5.8. Om indeklima hedder det i *Bygningsreglements kapitel 6

”Bygninger skal opføres, så der under den tilsigtede brug af bygningerne i de rum, hvor personer opholder sig i længere tid, kan opretholdes et sundheds- og sikkerhedsmæssigt tilfredsstillende indeklima”

”Ved tilførsel af luft og fjernelse af luft skal det i rum, hvor personer opholder sig i længere tid sikres, at der i opvarmingsperioden ikke optræder træk i opholdszonen”

*Bygningsreglement siger i kapitel 8 om ventilationsanlæg:

”Ventilationsanlæg skal udføres forsvarligt ud fra sikkerhedsmæssige, energimæssige og indeklimamæssige hensyn”

”Ventilationsanlæg skal udføres med varmegenvinding med en temperaturvirkningsgrad på mindst 70 %.”

”Anlæg for befugtning af indblæsningsluft må kun installeres, såfremt sikkerhedsmæssige, produktionsmæssige, bevaringsmæssige

ge eller sundhedsmæssige grunde taler herfor”

*Bygningsreglement siger i kapitel 6.4.3 om bygninger til undervisningsformål:

”Støjniveau – I undervisningsrum fra tekniske installationer ≤ 30 dB”

*Dansk standard 490 indeholder krav til lydforhold i boliger.

*Norm for ventilationsanlæg DS447 indeholder normkrav der skal følges, men som kan afviges, hvis man dokumenterer afvigelsens rimelighed.

Normen formulerer mange krav til ventilationsanlægs dimensionering, funktionalitet, udførelse, drift vedligehold og dokumentation. Disse forhold falder uden for rammerne af denne tekst.

*Dansk Standard 474 angiver vejledende indeklimatemperaturer på 20°C- 24°C om vinteren og 23°C-26°C om sommeren. Desuden tillades at temperaturen overstiger 26°C i højst 100 timer om året i brugstiden og 27°C i højst 25 timer om året i brugstiden.

*Arbejdstilsynet giver følgende anbefalinger:

- En passende temperatur er 20°C - 24°C ved stillesiddende arbejde, dog helst 21°C -22°C.
- Luftskiftet bør mindst være 0,5 gang i timen. I rum med rygning bør ventileres 3 gange så meget som i andre rum.
- Luftens indhold af kuldioxid CO₂ bør ikke overstige 0,1% (efter volumen). Kommer indholdet over 0,2% bør ventilationen øges.
- Lufthastigheden bør ved stillesiddende arbejde ikke overstige 0,15 m/s.

Litteratur

Arbejdstilsynets vejledning A.1.2.2001: Indeklima

Bygningsreglement. Erhvervs- og Byggestyrelsen (2010).

Dansk Standard 447. Norm for ventilationsanlæg. (2005).

Dansk Standard 474. Norm for specifikation af termisk indeklima. (1993). Dansk Standard.

Dansk Standard 490. Lydklassifikation af boliger (2007).

Indeklimahåndbogen. SBI-anvisning 196 (2000).

Ventilation Ståbi. 2. udgave (2001). Ingeniøren|bøger.

2. Ventilationens størrelse

2.1 Forureningskilder

2.1.1 Lugte

2.1.2 Tobaksrøg

2.1.3 Kuldioxid

2.1.4 Radon

2.1.5 Partikler

2.1.6 Fugt

2.2 Beregning af ventilation

2.2.1 Krævede volumenstrømme

2.2.2 Atmosfærisk indeklime

2.2.3 Arbejdstilsynets anbefalinger

2.2.4 Fugtbelastning

2.2.5 Varmebelastning

Ventilationens nødvendige mængde afhænger både af lokalernes komfortkrav og af de til stede værende forureningskilder. Hver forureningskilde stiller sit krav til ventilationsmængden, og den største af disse ventilationsmængder er gældende. Det gælder dog kun når forureningskoncentrationen kan måles og en maksimalværdi kan fastsættes. I det følgende omtales kort nogle væsentlige forureningskilder, idet der for en uddybning henvises til *danvak grundbog, *Indeklimahåndbogen og *Awbi. Derefter vises nogle principper for beregning af ventilationsmængden.

2.1 Forureningskilder

2.1.1 Lugte

Lugte i forbindelse med mennesker stammer fra kroppens sved, fra fedtsekretion gennem huden, fra fordøjelsessystemet og fra snavset og fugtig beklædning. Desuden fra rygning, toiletaktiviteter og madlavning, samt fra utallige andre lugtkilder. Lugte er normalt et komfortproblem og sjældent et sundhedsproblem. Menneskers følsomhed over for lugte kan være meget for-

skellig. Mennesket tilpasser sig lugte og accepterer lettere et niveau, man har opholdt sig i gennem nogen tid, end det niveau, man træder ind i fra et renere sted. Et niveau accepteres også lettere hvis man jævnlige befinder sig i det. Et rums lugtniveau kan siges at være acceptabelt hvis hovedparten af personer, der træder ind i rummet udefra, gør det uden at beklage sig over lugtgener.

2.1.2 Tobaksrøg

Tobaksrøg frembringer en lugt der er ubehagelig, især for ikke-rygere. Desuden er røgen skadelig ved at irritere personers øje- og næse-region samt både rygeres og ikke-rygeres lunger, hvilket forøger risikoen for lungecancer. Rygning er en dimensionsgivende faktor ved bestemmelse af lokalers nødvendige ventilationsmængde, idet kravet til luftmængde mere end fordobles, så det bør nøje overvejes, i hvilke lokaler rygning skal være tilladt.

2.1.3 Kuldioxid

Kuldioxid CO_2 er en luftart der findes naturligt i udeluften i en koncentration på 0,035% (alle procentangivelser i dette afsnit er efter volumen). CO_2 forekommer i menneskers udåndingsluft i en koncentration på 4% således at mennesker bidrager væsentligt til forøgelse af indeluftens CO_2 -indhold. CO_2 er ikke sundhedsskadeligt og mennesker kan leve udmærket i rumluft med udåndingsluftens koncentration. Grænseværdien for arbejdspladser er sat til 0,5% fordi nogle allerede her kan føle ubehag i form af træthed, koncentrationsbesvær og hovedpine. Da der ikke findes midler til at filtrere

eller på anden måde reducere kuldioxiden, må den fjernes ved ventilation.

Interessen for indeluftens CO₂ skyldes dog især, at den er en god og målbar indikator for graden af menneskelig tilstedeværelse og dermed indirekte for de foran nævnte mindre målbare bioeffluenter (kropslugt mm). Dette forhold sætter lavere grænseværdier for indeluftens CO₂-indhold ud fra et friskhedskriterium.

En stillesiddende voksen person afgiver 0,005 l/s (17 l/h) CO₂. Produktionen er proportional med personens aktivitetsniveau, målt ved metabolismen M, der fremgår af fig. 2.1, og med personens overfladeareal. For børn regnes således med 60% af ovenstående værdi.

Læs mere om dette i *danvak grundbog.

M	Beskrivelse
0,8	Liggende
1,0	Stillesiddende
2,0	Stående aktivitet
3,0	Tungt arbejde

Fig. 2.1 Værdier for metabolisme M.

2.1.4 Radon

Radon er en farveløs og lugtfri luftart der dannes ved henfald af radium i jordskorpen. Radon trænger op til atmosfæren gennem jordskorpens revner og sprækker og kan ved at penetrere kældergulve og terrændæk samles i store koncentrationer i boliger. Radon henfalder i elektrisk ladede ioner, der udsender alfastråling. Den elektriske ladning får ionerne til at hæfte sig ved støvpartikler som ved indånding sætter sig på lungens hinder, så alfastrålingen forøger risikoen for lungecancer. Man regner med at omkring 300 mennesker hvert år dør af denne årsag i Danmark. Derimod gør strålingen ingen skade på resten af kroppen fordi den ikke kan trænge ret langt ind under huden.

Alfastrålingens intensitet måles i Bq/m³ (becquerel pr kubikmeter luft), hvor 1 Bq svarer til 1 radioaktiv omdannelse pr sekund. I naturen er baggrundsstrålingen omkring 5 Bq/m³, mens den inden døre typisk er omkring 50 Bq/m³, men undertiden måles til over 1000 Bq/m³. Der kan ikke fastsættes nogen sundhedsskadelig grænseværdi, men værdier under 200 Bq/m³ anbefales.

Der er 3 principielt forskellige metoder at reducere radonstrålingen på:

- En tæt fugtspærre under kældergulv eller terrændæk.
- Mekanisk udsugning eller afledning af radon fra gulvkonstruktionen.
- Grundig ventilation.

2.1.5 Partikler

Partikler med størrelse mindre end 50 µm kan holde sig svævende i lang tid ad gangen og dermed bæres frem af luftstrømninger. Udendørs emitterede partikler kan være støv, røg, tåge og biogent materiale. Det søges holdt ude fra bygningen ved filtrering af ventilationsluften, men slipper alligevel ind gennem åbninger og sprækker på grund af vindens eller lufttrykkets virkning og sætter sig på kolde flader indendørs. Især biogen forurening i form af sporer, skimmelsvamp, pollen, bakterier og vira har stor sundhedsmæssig betydning. Pollen forårsager allergi og høfeber, og bakterier er årsag til legionærsygen, der udbreder sig via ventilationsanlægs kølesystemer.

I praksis er dog de interne kilder fra aktiviteter dominerende for partikelkoncentrationen, for eksempel hudskæl fra mennesker og dyr, fibre fra tekstiler samt mider, der altsammen kan medvirke til astmalidelser.

2.1.6 Fugt

Mennesket er i det store og hele ikke særlig følsomt over for indeluftens fugtighed så længe den ikke antager ekstreme værdier.

Ved relative luftfugtigheder under ca 30% kan næsens slimhinder tørre ud således at støvkorn med bakterier eller vira ikke opfanges men føres videre gennem luftvejene og frembringer hals- og lungeinfektioner. Desuden kan tæppebelægninger frembringe en generende statisk elektricitet, der dog ikke er sundhedsskadelig.

Ved relative luftfugtigheder over ca 70% kan det føles trykkende fordi kroppen har vanskeligt ved at afgive sin fugt og dermed heller ikke får den afkøling, som fordampningen fra huden medfører. De høje relative fugtigheder giver også grobund for de allergene husstøvmider, og metalgenstande kan ruste og organisk materiale nedbrydes. Når den relative fugtighed

er høj, kræves der ikke meget temperatursænkning på en flade (fx et koldt vindue) før vanddampen mættes og kondenserer til flydende vand, der giver risiko for mikrobiel vækst. Den relative fugtighed bør derfor maksimalt være 60% om vinteren.

På grund af luftfugtighedens beskedne indflydelse på menneskets velbefindende tillader *Bygningsreglement ikke befugtning af lokaler med mindre specielle forhold taler for det. Den nyere forskning synes også at vise, at mennesket arbejder mest effektivt ved relative fugtigheder nede omkring 30-35%.

2.2 Beregning af ventilation

Den nødvendige ventilationsmængde af udeluft kan bestemmes ud fra 3 forskellige kriterier: Krævede volumenstrømme (afsnit 2.2.1), det atmosfæriske indeklima (afsnit 2.2.2-2.2.3) og det termiske indeklima (afsnit 2.2.4). Fig. 2.2 på næste side viser en oversigtstabel.

2.2.1 Krævede volumenstrømme

2.2.1.1 Bygningsreglementets krav

*Bygningsreglement stiller i kapitel 6 helt eksakte *minimumskrav* til ventilationen for nogle forskellige bygningskategorier. Ventilationen kan dog øges ud fra betragtningerne i de følgende afsnit. De væsentligste minimumskrav er:

Beboelsesbygninger

Boligenheder skal ventileres med et ventilationsanlæg. Enfamiliehuse kan ventileres med naturlig ventilation. Udelufttilførslen skal være mindst 0,3 l/s pr. m² opvarmet etageareal. Desuden skal følgende krav til udsugning skal overholdes:

Køkkener: 20 l/s

Bade- og wc-rum: 15 l/s

Særskilte wc-rum: 10 l/s

Der henvises til Bygningsreglementet for en nærmere beskrivelse af ventilationsforholdene og ventilationsåbningernes placering.

Dag- og døgninstitutioner

Dag- og døgninstitutioners opholdsrum kræver ventilation med både indblæsning og udsugning. De påkrævede mængder er 3 l/s pr. barn, 5 l/s pr. voksen og 0,35 l/s pr. m² opvarmet etageareal. Samtidig skal det sikres, at CO₂ indholdet i luften ikke i længere perioder overstiger 0,1% CO₂.

Undervisningsrum

Undervisningsrum i skoler og lignende ventileres som for dag- og døgninstitutioner, idet dog alle personer regnes voksne. Alternativt kan her benyttes naturlig ventilation.

2.2.1.2 Ventilationsnormen

*Dansk Standards norm for ventilationsanlæg har i Annex A projekteringskriterier for indeklimaet. For at opnå indeklimaklasse A for lavtforurenende bygninger ligger basisventilationsbehovet på ca. 14 l/s pr person.

2.2.1.3 NKB-rapport nr. 61: Inomhusklimat

*Rapport nr. 61, Inomhusklimat fra NKB (Nordiska Komittéen för Byggbestämmelser) anbefaler en basisventilation på

3,5 l/s pr stillesiddende person

0,7 l/s pr kvadratmeter gulvflade

Sammenlagt mindst 7 l/s pr person

2.2.1.4 *Dansk Standard 1752 angiver at 15% af en personskare er utilfredse med den oplevede luftkvalitet ved at træde ind i et lokale ventileret med 10 l/s/person, mens 20% er utilfredse ved 7 l/s/person og 30% er utilfredse ved 4 l/s/person.

Eksempel 2.1. Ventilation af klasseværelse

Et klasseværelse til 28 elever og en lærer har et opvarmet etageareal på 63 m². Minimumskravet til ventilation er her

29 personer á 5 l/s = 145 l/s

63 m² á 0,35 l/s = 22 l/s

I alt 167 l/s

Dette svarer til 600 m³/h. Med et rumvolumen på mindst 6 m³ pr. person (Bygningsreglementets mindstekrav) fås et luftskifte på højst $n=3,5h^{-1}$.

Lokale	q_v / A l/(s·m ²)	q_v l/s	Lokale	q_v / A l/(s·m ²)	q_v l/s
<i>Apotek</i>			Køgegyrde (100 l)		100/stk
Sterilrum, laboratorium,	15		Køgegyrde (200 l)		200/stk
Analyserum, indpakning	4		Kaffemaskine (30 kopper)		60/stk
Lager	1		Køleskranke	7-10	
<i>Bageri</i>			Renseri	15	
Bagerum	8		Køl-/fryserum	0,3-0,5	
Dejrum	6		Forråd	2-4	
<i>Bank</i>			<i>Kontor</i>		
Betjeningslokale	2-3		Modulkontor		15-20/prs
Personalerum	2-3		Kontorlandskab		20/prs
Arkiv	1		Konferencerum		15-30/prs
<i>Beboelse</i>			Bestyrelsesrum		15/prs
Køkken ≥ 7 m ²		20 BR	Auditorium		10-15/prs
Køkken < 7 m ²		15 BR	Personalekantine		15-20/prs
Kogeniche		15 BR	<i>Personalerum</i>		
Bade- og WC-rum		15 BR	Omkklædningsrum	8-12	
WC-rum		10 BR	Spiserum	8-10	
Fritidslokale		10/prs	Hvilerum		15/prs
Trapperum		10/lejl BR*	<i>Restaurant</i>	10	
Affaldsskakter		80 BR	Cafeteria	4	
Skarnkasserum		15 BR	<i>Skoler</i>		
<i>Datacentral</i>			Klasseværelse	4-5	
EDB-rum	2-3		<i>Sportshaller</i>		
Maskinrum	15-20		Bowlinghal	3-4	
<i>Forsamlingslokaler</i>			Billardsalon	8-10	
Teatre/biografer		7-15/prs	<i>Sygehus</i>		
Foyer		3-15/prs	Behandlings- og modtagel-		
Danselokaler		15-30/prs	sesrum for inficerede		
Kirker	2		patienter, obduktionsrum	9	
Udstillingshal	10-20		Intensivrum, lavementsrum,		
<i>Garage</i>	> 0,9		opvågningsrum	28	
<i>Hotel</i>			Dialyserum	42	
Hotelværelse		15-20/prs	Operationsstue	14	
Reception	3		<i>Træindustri</i>		
<i>Industrikøkken</i>			Fin- og grovsnedkeri	2-5	
Køkken (alm)	25-30		<i>Værksted</i>		
Gastilberedt mad		550/ m ²	Bilværksted	4	
Etilberedt mad		300/ m ²	Udsugning af udstødning		60-80/ bil
Grillbord		komfurpl.	Mekanisk værksted	3-4	
Frituregyrde		400/ m ²	Finmekanik	12-20	
		komfurpl.	Svejsarbejde	12-15	
		300/stk	Montagehal	4-5	
			Smedeværksted	6-7	

Fig. 2.2. Vejledende volumenstrømme med hensynsyntagen til såvel atmosfærisk som termisk indekli-
ma. BR betegner Bygningsreglements værdier. (Ventilation Ståbi).

2.2.2 Atmosfærisk indeklima

Atmosfærisk indeklima omhandler indelufts renhed, oftest udtrykt ved koncentrationen af luftens forurenende komponenter. Koncentrationen kan være konstant (stationære forhold) eller den kan variere med tiden fordi komponenten opstår og forsvinder i forskellig takt.

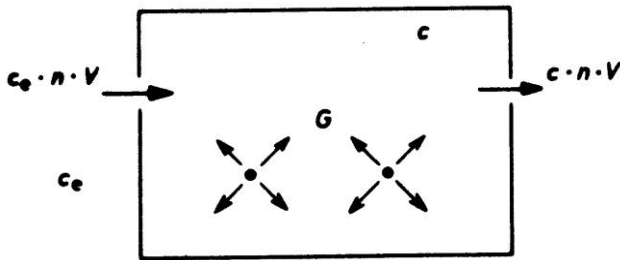


Fig. 2.3 Bidrag til fortyndingsligningen

Til bestemmelse af tidsvariationen af en forurenende komponent kan opstilles en simpel model med hjælp af fig. 2.3.

Et rum eller et andet afgrænset område med volumen V forurenes med intensiteten G målt valgfrit i enheden kg/s eller m^3/s . Forureningen regnes at ske nogenlunde jævnt over rummet således at forureningskoncentrationen c kan regnes konstant over rummet. Enheden for c er $\text{kg}/(\text{m}^3 \text{ rumluft})$ eller $\text{m}^3/(\text{m}^3 \text{ rumluft})$ afhængig af enheden for G . Hvis der forekommer koncentrerede forureningskilder – som for eksempel komfurer – bør forureningen suges ud direkte ved forureningsstedet (emfang), og de følgende udledninger er da ikke relevante.

Rummet ventileres med luftskiftet n , hvilket vil sige volumenstrømmen $n \cdot V$, og udeluftens koncentration af den forurenende komponent er c_e . Med τ som tidskoordinat kan den tidsmæssige variation $c(\tau)$ af indelufts koncentration af komponenten bestemmes af en differential-ligning der udtrykker, at tilvæksten i forurening i lokalet er lig med forskellen mellem tilført og fraført forurening, alle regnet pr tidsenhed

$$\frac{d(cV)}{d\tau} = G + c_e nV - cnV \quad 2.1$$

Med begyndelsesbetingelsen $c = c_0$ for $\tau = 0$ har ligningen løsningen

$$c = c_e + (c_0 - c_e) e^{-n\tau} + \frac{G}{nV} (1 - e^{-n\tau}) \quad 2.2$$

Dette kaldes fortyndingsligningen fordi den beskriver den forurenede rumlufts fortynding ved indblæsning af ren (eller mindre forurenede) luft til fortynding af rumluften. Ventilationsprincippet kan derfor kaldes fortyndingsventilation. Sidste led G/V er forureningskildens emission pr tidsenhed og pr volumenenhed.

Fortyndingsligningens højreside indeholder 3 led, der er illustreret kvalitativt på fig. 2.4. Første led er den konstante koncentration fra udeluften, andet led korrigerer for at begyndelseskoncentrationen og udeluftens koncentration eventuelt er forskellige på begyndelsestidspunktet $\tau = 0$, og tredje led angiver forureningskildens virkning. Andet led går mod 0 for tiden gående mod uendelig, mens tredje led går mod den konstante værdi $G/(n \cdot V)$. Hele slutkoncentrationen bliver da

$$c_\infty = c_e + \frac{G}{nV} = c_e + \frac{G}{q_V} \quad 2.3$$

Er begyndelseskoncentrationen større end udeluftens koncentration ($c_0 > c_e$), fx efter en delvis udluftning, begynder processen tættere ved slutkoncentrationen, men vokser til gengæld langsommere end når $c_0 = c_e$.

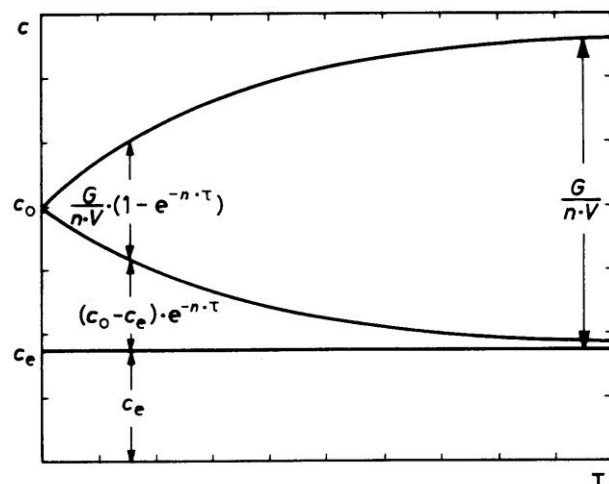


Fig. 2.4 De 3 bidrag til koncentrationen c

Tiden for at fortyndingsligningens tredje led når op på $0,95 \cdot G/(n \cdot V)$ er

$$\tau_{95\%} = \frac{3}{n} \quad 2.4$$

mens tiden for at opnå en koncentration c findes ved løsning af fortyndingsligningen med hensyn til tiden τ

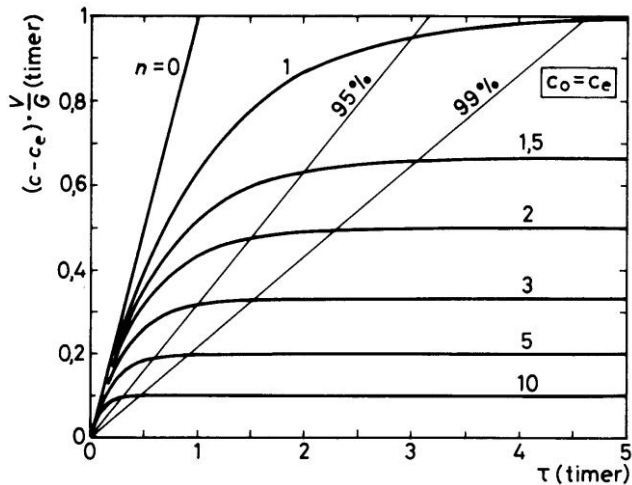


Fig. 2.5 Koncentrationens udvikling for forskellige luftskifter n

$$\tau = \frac{1}{n} \ln \frac{\frac{G}{nV} - (c_0 - c_e)}{\frac{G}{nV} - (c - c_e)} \quad 2.5$$

Fig. 2.5 viser for $c_0 = c_e$ hvorledes koncentrationen vokser for forskellige luftskifter n . De tynde rette linier angiver 95% og 99% af slutværdien.

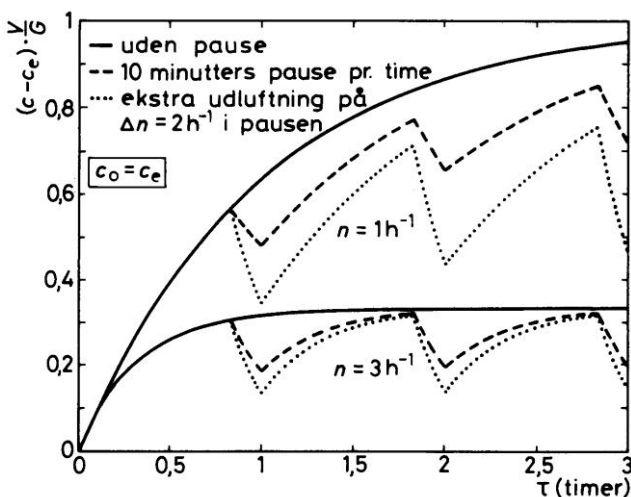


Fig. 2.6 Koncentrationens variation ved forureningspauser og ekstra udluftning

Fig. 2.6 viser virkningen af at et rum med regelmæssige mellemrum er uden forureningskilde ($G = 0$) i de sidste 10 minutter af hver klokke samt virkningen af at der i de sidste 10 minutter desuden ventileres ved åbning af vinduer svarende til et ekstra luftskifte på $n = 2$

h^{-1} . Begge dele giver mærkbare reduktioner i koncentrationen, især skal man lægge mærke til grafernes lave minimumsværdier som personer oplever ved genindtræden i lokalet, mens de efterfølgende voksende værdier mærkes i mindre grad på grund af tilvænningen.

2.2.3 Arbejdstilsynets anbefalinger

Som acceptabel komfortværdi for CO_2 -koncentrationen anbefaler *Arbejdstilsynet en øvre grænse på 0,1% (efter volumen) og kun i korte perioder værdier op til 0,2%. Den første grænse stiller større ventilationskrav for undervisningslokaler end minimumsværdierne i Bygningsreglementet. Grænserne udtrykkes undertiden i ppm (parts per million, dvs. milliontedele), hvor $1000 \text{ ppm} = 1 \text{ promille} = 0,1\%$

Eksempel 22 CO_2 i undervisningslokale

Et tomt og gennemluftet ($c_0 = c_e$) undervisningslokale med volumen $V = 180 \text{ m}^3$ og luftskifte $n = 3 \text{ h}^{-1}$ befolkes med 28 stillesiddende personer.

1. Hvor stor bliver slutkoncentrationen af CO_2 ?
2. Hvor lang tid tager det at nå 95% af ændringen?
3. Hvor lang tid tager det at nå 0,1% CO_2 -koncentration?

1. Med en CO_2 -udledning på 17 l/h pr. person og atmosfærens $c_e = 0,035\%$ giver formel (2.3) slutkoncentrationen

$$c_\infty = 0,00035 + \frac{28 \cdot 0,017 / 3600}{3 / 3600 \cdot 180} = 0,00123$$

2. 95% af væksten opnås på $t_{95\%} = 3/(3 \text{ h}^{-1}) = 1 \text{ time}$.
3. Indsættelse af $c = 0,001$ i formelen (2.5) for τ giver $\tau = 0,45 \text{ time} = 27 \text{ minutter}$.

Den fundne slutkoncentration ligger noget over Arbejdstilsynets anbefalede maksimumsværdi på 0,0001. Reelt bliver den dog mindre på grund af det supplerende naturlige luftskifte (infiltrationen) gennem revner og sprækker, selv om dette i de sidste årtiers byggeri er blevet reduceret på grund af energisparende tætninger. Endvidere er eksemplets personantal valgt maksimalt i henhold til Bygningsreglementets krav til undervisningslokaler, hvilket det i praksis ikke altid vil være.

2.2.4 Fugtbelastning

Vanddampindholdet i rumluft beskrives normalt ved størrelsen x , der kaldes luftens vandindhold og er forholdet mellem massen af vanddamp og massen af tør luft i et givet rumvolu-

men. Når der i et rumvolumen produceres en massestrøm $q_{m,vand}$ af vanddamp og der ventileres med massestrømmen ρq_v af ventilationsluft med vandindhold x_1 , får rummet i en stationær situation et vandindhold x_2 givet ved vanddampens kontinuitetsligning for massestrøm

$$\rho q_v x_1 + q_{m,vand} = \rho q_v x_2 \quad 2.6$$

Dette er blot den stationære udgave af fortyndingsligningen. Den nødvendige volumenstrøm til at fastholde rummets vandindhold x_2 bliver

$$q_v = \frac{q_{m,vand}}{\rho (x_2 - x_1)} \quad 2.7$$

Eksempel 2.3 Ventilering af diskotek

Et diskotek med rumvolumen 1000 m^3 kan rumme 200 gæster, der bevirker en vanddampudvikling på 200 g/h pr gæst. Lokalet skal fastholde en relativ fugtighed på maksimalt 60% ved temperaturen 25°C . Den dimensionsgivende ventilationsmængde med hensyn til fugtbelastningen søges for udeluft med temperatur 12°C og relativ fugtighed 80%.

Af I_x -diagrammet på fig. 9.4 i kapitlet om fugtig luft kan vandindholdene svarende til henholdsvis indeforhold og udeforhold aflæses til

$$x_i = 0,0118 \text{ kg damp/kg tør luft } (25^\circ\text{C}, 60\% \text{ RF})$$

$$x_e = 0,0070 \text{ kg damp/kg tør luft } (12^\circ\text{C}, 80\% \text{ RF})$$

Ventilationens volumenstrøm bliver da

$$q_v = \frac{200 \cdot 0,200 \text{ kg/h}}{1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot (0,0118 - 0,0070) \text{ kg/kg}} \\ = 6940 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Luftskiftet n bliver

$$n = \frac{q_v}{V} = \frac{6940 \text{ m}^3 / \text{h}}{1000} = 6,9 \text{ h}^{-1}$$

2.2.5 Varmebelastning

I lokaler med lille koncentration af personer og stor varmebelastning (fx kontorer) stiller bortledning af overskudsvarmen (termisk komfort) større krav til ventilationen end fortynding af bioeffluenter (atmosfærisk komfort). Til bestemmelse af den nødvendige ventilation opstiller man her et varmeregnskab, hvor varmeeffekten fra personer, elektrisk udstyr, solindfald og eventuelle andre varmekilder sammenregnes og eventuelle transmissionstab gennem klimaskærmen fratrækkes. I tilfælde af varmeoverskud, må dette overskud fjernes ved at ventila-

tionsluften indblæses med en undertemperatur i forhold til rumluften. I tilfælde af varmeunderskud dækkes dette normalt af et opvarmnings-system, hvorved ventilationssystemet kun skal udskifte rumluften med et relativ lille volumenstrøm ventilationsluft af nogenlunde samme temperatur som rumluften. Dette er ud fra princippet om, at man mest effektivt køler med luft og varmer med vand. Undtagelser forekommer dog, for eksempel når radiatorer vil skæmme store gennemgående glasfacader og man i stedet vælger at indblæse varm luft.

I det følgende beskrives en række varmekilder sammen med skøn for deres bidrag. Det er væsentligt at varmebelastningen regnes med sandsynlige skøn, eventuelt med reduktioner for at ikke alle varmekilder er virksomme samtidig. Det fører oftest til alt for store ventilationskanaler at regne konsekvent ”på den sikre side”. Det fører for vidt her at give en detaljeret beskrivelse af bestemmelse af bygningers varmebelastning. Her henvises til den udmærkede hjælp i *Ventilation Ståbi og i *SBI meddelelse nr. 129.

2.2.5.1 Solvarmebelastning

Ved bestemmelse af den dimensionsgivende varmebelastning er det ingen selvfølge at betragte et tidspunkt på højsommeren. Solens varmebelastning er en meget væsentlig varmekilde, og har fået stadig større betydning i forbindelse med den voksende benyttelse af store glasfacader. For sydvendte facader giver solen

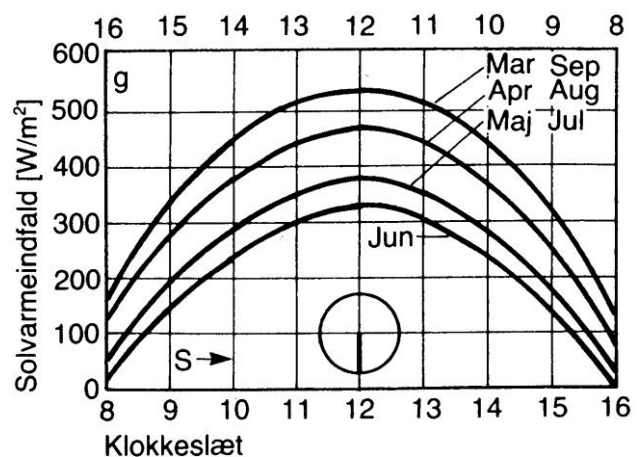


Fig. 2.7 Solens varmebelastning gennem lodret sydvendt tolagsrude. Der skal adderes 25 W/m^2 fra diffus stråling. For energiruder multipliceres med 0,85. (*Ventilation Ståbi)

som vist på fig. 2.7 størst belastning omkring begyndelsen og slutningen af fyringssæsonen, hvor solstrålingen går næsten vinkelret ind gennem vinduerne og ikke dækkes af udhæng, og beplantninger. For Øst- og vestvendte facader er døgnets maksimale varmebelastning i hele sommerhalvåret næsten lige så stort som for sydvendte facader, men maksimum falder mindre generende henholdsvis omkring kl 8 og 16.

Ved de østvendte facader kan man imødegå rummenes opvarmning ved at have natkølet bygningens massive indvendige flader.

Faktor	Værdi	Beskrivelse
f_{mag}	0,7	En del af solvarmen opmagasineres i byggelementerne
f_{lag}	0,85	Med 3 lag glas eller energiruder i stedet for 2 lag glas
f_{areal}	0,85	Rudeareal mindre end murhul
f_{snavs}	0,8	Snavset rude
f_{skygge}	0,8	Skygger fra fx træer og huse
$f_{\text{skærm}}$	0,3 0,4 0,6	Udvendig afskærmning Mellem 2 lag glas Indvendig bag 2 lag glas

Fig. 2.8 Reduktionsfaktorer og forslag til deres værdisætning for solvarmebelastning til bygning

Solvarmen giver normalt et voldsomt kølebehov hvis den ikke reduceres. Fig. 2.8 angiver et udvalg af reduktionsfaktorer, der enkeltvis eller samlet kan påføres aflæsningen på fig. 2.7 for lodrette sydvendte vinduer med to lag glas.

2.2.5.2 Personbelastning

Personers bidrag til varmebelastningen afhænger af deres aktivitetsniveau som vist i fig. 2.9.

Aktivitet	Belastning W
Stillesiddende	100
Siddende i bolig, kontor, skole	120
Stående på indkøb, let industri	160
Stående på køkkenarbejde, ekspedient, maskinarbejde	200

Fig. 2.9 En voksen persons varmeafgivelse.

2.2.5.3 Belysning

Belysningsvarmen kan for glødelamper og halogenlamper sættes til 30 W/(m² gulvareal) og for lysstofrør til 10 W/(m² gulvareal). Er ikke andet oplyst, kan benyttes *SBI meddelelse 129, der både medtager almen- og særbelysning og her refereres i koncentreret form:

10 W/(m² gulvareal) for normalklasser, edb-lokaler, kantiner, gange og trapper.

10-20 W/(m² gulvareal) for kontorer (størst effekt for de største kontorer).

30 W/(m² gulvareal) for dagligvarebutikker.

200 W/(m² gulvareal) for tøj- og radiobutikker.

2.2.5.4 Elektrisk udstyr

Elektrisk udstyr medtages med mærkeeffekten i det omfang det er i brug. Computeres effekt er normalt 80-130 W.

2.2.5.5 Varmetransmission

Varmetransmissionen sker bort af bygningen om vinteren (negativ belastning) og kan ske begge veje om sommeren.

2.2.5.6 Fordampning og kondensation

Vand på flydende form eller dampform repræsenterer en energi. På flydende form fordi vandet har en temperatur, på dampform tillige fordi der er medgået energi til at fordampe vandet, en energi der ligger bundet i dampen uden en tilsvarende temperaturstigning og som frigøres igen hvis dampen kondenserer.

Når vand tilføres og fraføres et rum på samme form (flydende eller damp), skal vandet ikke medtages i rummets effektregnskab. Men en omdannelse mellem de to tilstandsformer betyder en varmebelastning på formen

$$\Phi_{\text{våd}} = \pm r q_{m,\text{vand}} \quad 2.8$$

hvor $\Phi_{\text{våd}}$ er rummets tilførte effekt, $q_{m,\text{vand}}$ er den omdannede vandføring og r er vandets fordampningsvarme, der varierer omtrent lineært mellem 2500 kJ/kg ved 0°C og 2260 kJ/kg ved 100°C. Positivt fortegn benyttes ved kondensation hvor varme frigøres til luften og negativt fortegn ved fordampning, hvor luftens varme forbruges.

Ønsker man at regne på fugtforholdene i en bygning, kan den mere avancerede metode i afsnit 9.7 benyttes.

2.2.5.7 Den nødvendige volumenstrøm

Den fundne dimensionsgivende varmeeffekt kræver en køleeffekt $\Phi_{køle}$ af samme størrelse og dermed en dimensionsgivende volumenstrøm q_v bestemt ved

$$\Phi_{køle} = \rho c q_v (t_{ud} - t_{ind}) \quad 2.9$$

hvor $c = 1,01 \text{ kJ}/(\text{kg luft} \cdot \text{K})$ er luftens specifikke varmekapacitet og parenteser er ventilationsluftens temperaturændring gennem rummet som vist på fig. 2.10. Hvis rumluften er godt opblandet, kan temperaturen regnes konstant i rummet, således at udsugningstemperaturen i (2.9) kan sættes lig med rumtemperaturen. Er opblandingen ikke god, indføres en temperatur-effektivitet ε_t defineret som temperaturændringen fra indblæsning til udsugning i forhold til temperaturændringen fra indblæsning til et nærmere defineret sted i rummet

$$\varepsilon_t = \frac{t_{ud} - t_{ind}}{t_{rum} - t_{ind}} \quad 2.10$$

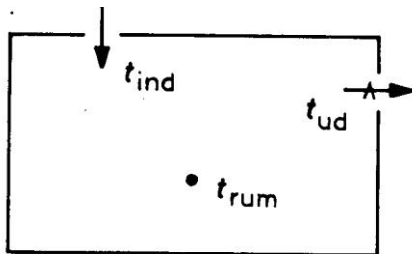


Fig. 2.10 Temperaturer til definition af temperatureffektivitet

Ovenstående formel (2.9) bliver da

$$\Phi_{køle} = \varepsilon_t \rho c q_v (t_{rum} - t_{ind}) \quad 2.11$$

En konstant rumtemperatur giver $\varepsilon_t = 1$, mens en rumtemperatur lavere end udsugningstemperaturen giver $\varepsilon_t > 1$ og reducerer dermed den nødvendige volumenstrøm til at klare en given belastning. Sidstnævnte situation optræder for eksempel ved fortrængningsventilation (fig. 1.3).

Eksempel 2.3 Ventilering af kontor

Et sydendt dobbeltkontor har 16 m^2 gulvareal og 4 m^2 vinduesareal. Rummet har 2 roligt arbejdende personer med hver sin computer. Varmebelastningen og den nødvendige volumenstrøm søges for en dag i begyndelsen af september.

Varmebelastningerne er opssummeret i skemaet og kommenteres i det følgende.

Varmekilde	Beskrivelse	Effekt
Solindfald	$0,9 \cdot (20\% \text{ af } 540 \text{ W}/\text{m}^2) \cdot 4 \text{ m}^2$ murhulsareal	389 W
Personer	2 stk á 120 W	240 W
Loftsllys	16 m^2 á $10 \text{ W}/\text{m}^2$	160 W
Spotlys	2 stk á 10 W	20 W
Computer	2 stk á 120 W	240 W
Transmissionstab	4 m^2 á $1,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) \cdot 5 \text{ K}$ + 6 m^2 á $0,3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) \cdot 5 \text{ K}$	-39 W
I alt		1010 W

Solindfald. 90% af murhulsarealet er rude og en udvendig persienne reducerer til 20%.

Loftsllys. Lysstofrør der kan udelades, hvis det ikke er tændt midt på dagen.

Spotlys. 2 sparepærer. Der forudsættes ikke at være andre elforbrugende apparater.

Computere. Bidraget kan reduceres hvis det er bærbare computere eller de ikke er i brug hele tiden.

Transmissionstab. Der regnes med 4 m^2 vindue og 6 m^2 ydervæg med de angivne transmissionskoefficienter. Udetemperaturen midt på dagen sættes til 15°C , hvorved $20^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C} = 5 \text{ K}$. Kontorets loft og gulv regnes ikke at indgå i klimaskærmen i dette tilfælde. På tidspunkter nærmere midsommer bliver transmissionstab mindre, men solindfaldet endnu mindre.

Den nødvendige volumenstrøm for ventilationsluft med 8 K undertemperatur bliver nu ud fra formel (2.9)

$$q_v = \frac{1010 \text{ W}}{1,2 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 1006 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \cdot 8 \text{ K}}$$

$$= 0,10 \text{ m}^3/\text{s} = 370 \text{ m}^3/\text{h}$$

Med 2,8 m lofthøjde bliver luftskiftet $8,4 \text{ h}^{-1}$, hvilket er i den øvre ende for kontorer. De enkelte poster bør måske revurderes kritisk. Uden solafskærmning bliver resultatet 2,5 gange så stort.

Litteratur

- Arbejdstilsynets vejledning A.1.2.2001: Indeklima.
- Awbi, H. B.: Ventilation of Buildings. E. & FN Spon (1998)
- Bygningsreglement. Erhvervs- og Byggestyrelsen (2010).
- CEN-rapport:CRN1752: Ventilation for Buildings (1998)
- Dansk Standard 447. Norm for ventilationsanlæg. (2005).
- Dansk Standard 1752: Ventilation i bygninger – Projekteringskriterier for indeklimaet (2001).
- danvak: Grundbog i Varme- og klimateknik. danvak ApS (1997)
- Indeklimahåndbogen. SBI-anvisning 196 (2000).
- NKB skrift nr 61: Inomhusklimat – Luftkvalitet. Nordiska Komitéen för Byggbestämmer (1991).
- SBI meddelelse nr 129. Statens Byggeforskningsinstitut (2000).
- Ventilation Ståbi. 2. udgave (2001). Ingeniøren|bøger.

3. Ventilationsaggregatet

3.1 Aggregaters udformning

3.1.1 Indløbspjæld

3.1.2 Filter

3.1.3 Varme- og køleflade

3.1.4 Varmeveksler

3.1.5 Ventilator

3.1.6 Tomsektion

3.1.7 Lyddæmper

3.1.8 Befugtning

3.2 Kompaktaggregat

3.3 Tryktab

Hjertet i et ventilationssystem er ventilationsaggregatet, hvor udeluften behandles, så den får de ønskede egenskaber til indblæsning i en bygnings rum. Ventilationsaggregatets udformning afhænger af hvilke type rum, der skal ventileres og hvilke krav der aktuelt stilles for disse rum med hensyn til især luftens renhed, temperatur og fugtighed. I dette kapitel beskrives udformning og funktion af de vigtigste af aggregatets komponenter.

3.1 Aggregaters udformning

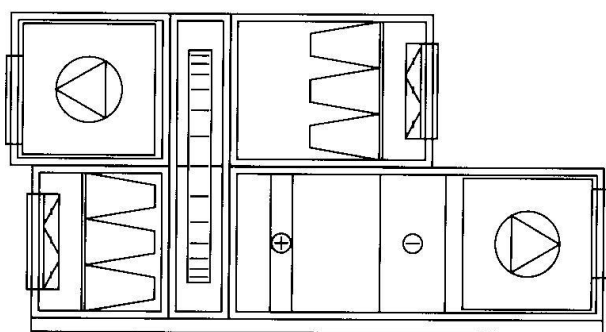


Fig. 3.1 Eksempel på aggregatopbygning (Novenco katalog)

Den strømningsmæssigt optimale placering af et aggregat er i tyngdepunktet af det forbrugsområde, aggregatet skal betjene. Det giver korte kanaler og lille effektbehov til at transportere luften. Aggregatet kan også placeres på bygningens øverste etage eller på dens tag (afdækket eller uafdækket for vejrliget), hvorved naturens drivkræfter udnyttes ved at den kolde (tunge) ventilationsluft synker ned gennem de lodrette kanaler og den varme (lette) afkastluft stiger op. Man opnår så også korte forbindelseskanaler til de steder højt over jordoverfladen, hvor ventilationsluften hentes ind og sendes ud. En placering i bygningens kælder er fordelagtig fordi kældergulvet kan optage rystelser fra roterende og svingende komponenter og fordi kælderen er et mindre lydfølsomt sted, der desuden er mindre egnet til andre formål. Store bygninger kan have mange aggregater, der så praktisk kan betjene hver sin del af bygningen og placeres tæt ved sit betjeningsområde.

Et aggregat kan typisk se ud som vist skematisk på fig. 3.1 og bliver nøjere beskrevet i de følgende afsnit. Det består af en metalramme indeholdende 1 eller 2 etager sammensat af indvendigt isolerede sektioner af varmforzinket tyndplade med de komponenter, der ønskes anvendt i det aktuelle projekt. Stort set alle sektioner har samme bredde og højde (typisk omkring 1 m), mens længden bestemmes af det aktuelle komponentvalg (typisk 5 m). Aggregaterne fremstilles i serier, hvor størrelsen vælges ud fra fabrikanternes kataloger på basis af den beregnede dimensionsgivende volumenstrøm. Aggregaterne kan leveres samlet fra fabrik eller til at samle på stedet, hvilket sidste er praktisk ved trange adgangsforhold.

3.1.1 Indløbspjæld

Udeluften ledes gennem en kanal til aggregatets indløbspjæld, nederst til venstre på fig. 3.1. Det er som vist på fig. 3.2 et jalouispjæld, hvor spjældbladene styret af en motorventil kan drejes mellem åben og lukket position. Det kaldes teknisk et driftsspjæld fordi det åbner og lukker når aggregatet starter og stopper, men det benyttes ikke til regulering af luftmængder. Indløbspjældet lukker også ved ekstrem frost for at beskytte anlægget.

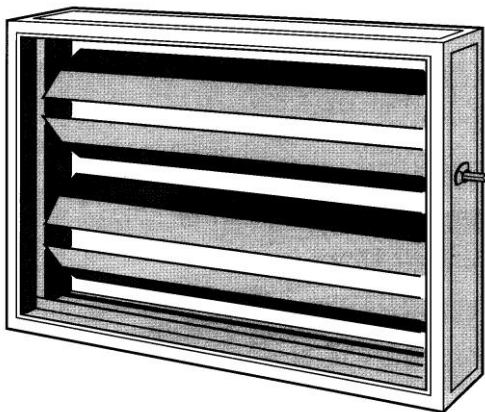


Fig. 3.2 Jalouispjæld ved indløb til aggregat (Danvent katalog)

3.1.2 Filter

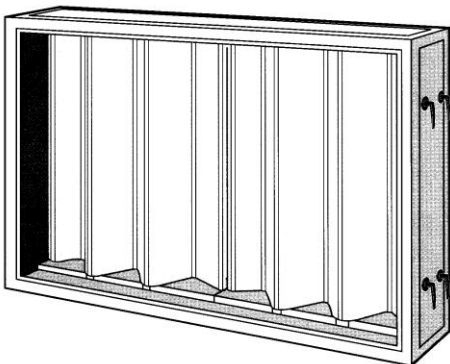


Fig. 3.3 Grundfilter (Danvent katalog)

Filtre benyttes til at rense såvel udeluften som afkastluften for partikler, dampe og lugte for at

- beskytte aggregatets komponenter, især varmeveksleren og køle/varmefladerne.

- give indblæsningsluften den renhed, lokalerne kræver.
- modvirke tilsmudsning af aggregatets komponenter og kanalsystemet.

Der findes forskellige typer filtre med forskellige rensende egenskaber. De 4 væsentligste er:

Grundfilter. Grundfiltre er oftest planfiltre (fig. 3.3) fremstillet af syntetiske fibre eller imprægneret bomuld fastholdt mellem to metalnet i en ramme af karton. Grundfiltre anvendes i industrier og andre steder, hvor der stilles beskedne krav til rensningen, men er ikke gode nok til komfortventilation. Grundfiltrene findes i 4 udgaver (G1-G4), hvor voksende nummer angiver evne til at rense for aftagende partikelstørrelser. G4 opfanger således støv og pollen af størrelse over 0,005 mm. Mange grundfiltre er beregnet til selv at blive rensede en gang hvert halve eller hele år når de er så tilsmudsede at tryktabet gennem dem bliver for stort, mens de i det følgende omtalte typer er til udskiftning og kassation. Det forøgede tryktab ved filternes tilsmudsning reducerer ventilationsmængden.

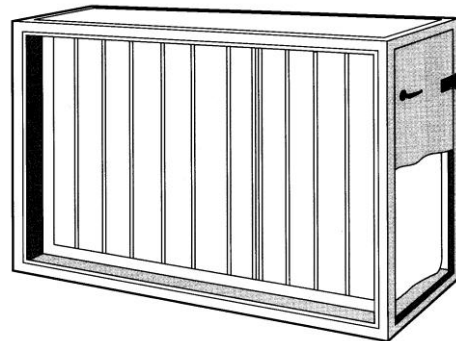


Fig. 3.4 Posefilter (Danvent katalog)

Finfilter. Finfiltre kan være posefiltre, hvor luftstrømmen bevæger sig ind gennem poseåbningen og videre ud gennem posematerialets overflade, der er stor, så der opnås en lav hastighed og dermed et lavt tryktab gennem filteret. Kassetefiltre virker på samme måde, men har mange flere og mindre lommes. Finfiltre anvendes hvor der stilles større krav til rensningen, fra varehuse og skoler over kontorlokaler til operationsstuer. Finfilteret findes i 5 udgaver

(F5-F9), der opfanger partikler af størrelse over 0,0001 mm. For kontorlokaler bør vælges F7 til filtrering af udeluften, mens F5 er tilstrækkeligt til udsugningsluften fordi indeluftens partikler normalt er væsentligt større end udeluftens.

Mikrofilter. Mikrofiltre er planparallelle måtter af glasfiber. De findes i udgaverne H10-H14 og tilbageholder partikler større end 0,00001 mm.

Kulfilter. Kulfiltre indeholder et absorptionsmiddel af aktivt kul, der er i stand til at binde udeluftens indhold af dampe (primært de organiske).

3.1.3 Varme- og køleflade

Varmeflader og køleflader benyttes til at hæve og sænke luftens temperatur. Luften skal fysisk passere begge flader, selv om kun den ene er i funktion ad gangen. En varmefflade kan være vandvarmet eller elektrisk varmet. Fig. 3.5 viser en vandvarmet varmefflade, der består af en række parallelle lodrette plader af aluminium eller kobber med ca 0,3 mm tykkelse og ca 3 mm afstand. Pladerne gennemskaeres på tværs af kobberrør med strømmende varmt vand, således at varmen spredes ud i de godt varmeledende plader, der så ved konvektion opvarmer luften, der strømmer mellem pladerne. Luftens opvarmning kan beskrives ved

$$t_{\text{efter}} = t_{\text{før}} + \eta_t \cdot (t_{\text{flade}} - t_{\text{før}}) \quad 3.1$$

hvor temperaturvirkningsgraden η_t er forholdet mellem den aktuelle opvarmning og den maksimalt mulige opvarmning. Den kan være op til 0,7. Den gennemstrømmende luft afkøler vandet i rørene, så varmeffladens temperatur må defineres som middelværdien af vandets temperatur ved indløb og udløb. Indløbstemperaturen kan være 50-90°C og udløbstemperaturen 20-40°C lavere.

En kølefflade køler ved hjælp af koldt vand i rørene. Ved at køle ventilationsluften til under sit dugpunkt kan man tillige opnå en affugtning af luften. Køleflader (fig. 3.6) er fysisk større end varmefflader med samme effekt fordi det kolde vands temperatur skal holdes så stor, at der opnås god sikkerhed mod frysning. Kølevandets temperatur kan typisk være 5-7°C ved indløb og typisk 5-7°C højere ved udløb. Køle-

vandet kan erstattes af en brine (udtales 'brajn'), der er en glycolblanding eller en saltopløsning, begge med sænket frysepunkt. De forøger køleffladens effekt, men sænker også virkningsgraden på grund af laminær strømning i rørene.

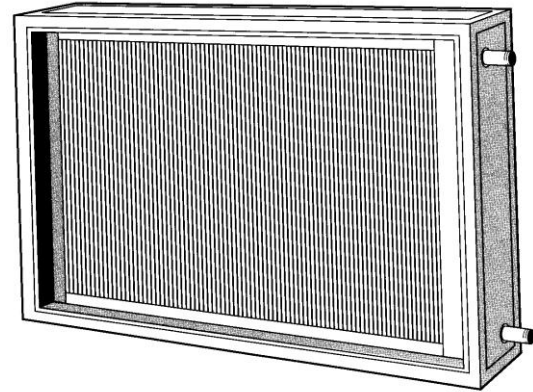


Fig. 3.5 Varmeflade (Danvent katalog)

Hvis køleffladens temperatur er højere end ventilationsluftens dugpunktstemperatur sker der ingen kondensering af vanddamp fra luften, og temperaturrelationen (3.1) kan anvendes med en temperaturvirkningsgrad på ca 0,7 ligesom for varmeffladen. For en mere detaljeret analyse af temperatur- og fugtforholdene henvises til afsnit 9.3

Til brug for situationer hvor den varme udeluft afkøles under sit dugpunkt, forsynes køleffladen med en bundbakke med afløb til opsamling af kondensvandet.

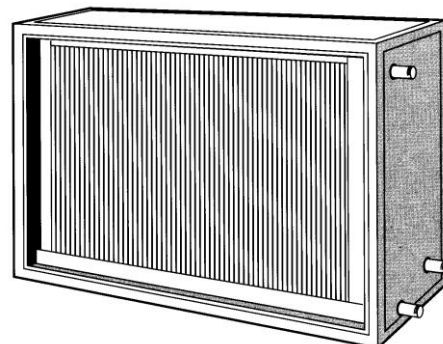


Fig. 3.6 Kølefflade (Danvent katalog)

Luftens temperaturændring gennem en kølefflade bestemmes af samme formel som for varmeffladen, men virkningsgraden kan være noget anderledes hvis vanddamp kondenserer.

Efter passage af varmeblende og køleblende stiger luftens temperatur ca 1 °C i ventilatoren og yderligere i kanalsystemet.

3.1.4 Varmeveksler

En varmeveksler (eller varmegenvindingsenhed eller blot veksler) overfører varme fra den brugte udadgående rumluft til den indsugede kolde udeluft, så udeluften efterfølgende kræver mindre eller slet ingen yderligere opvarmning. Varmeoverføringen sker uden at de to luftstrømme kommer i kontakt med hinanden. Varmegenvinding er ifølge *Bygningsreglementet påbudt med mindre det ikke er økonomisk forsvarligt. Fig. 3.7-3.9 viser de 3 typer varmevekslere der kaldes roterende veksler, krydsvarmeveksler og væskekoblede flader. De nøjere temperatur- og fugtforhold omkring varmevekslere omtales i afsnit 9.5

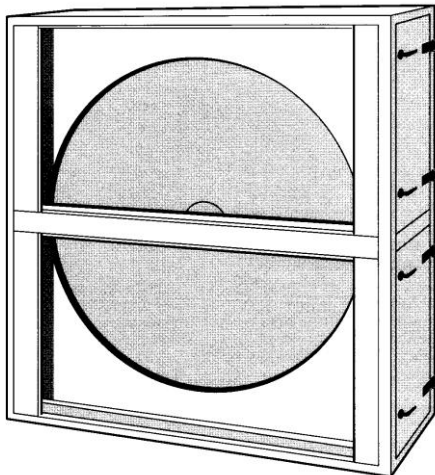


Fig. 3.7 Rotorveksler (Danvent katalog)

3.1.4.1 Roterende veksler

Rotorveksleren på fig. 3.7 er en ca 300 mm tyk skive dannet ved at skiftevis plane og bølgede aluminiumsplader er rullet op omkring hinanden (ligesom bølgepap). Når afkastluften bevæger sig ind gennem skivens huller i figurens øvre halvdel, bevirker de trange forhold en opbremsning, der giver luften tid til at afgive varme til det godt ledende skivemateriale. På grund af skivens rotation føres den varme del af skiven ned og opvarmer den indsugede udeluft i nederste halvdel.

I sommersituationer med højere lufttemperaturer ude end inde, virker veksleren som en

kuldegenvinder ved at afkøle den indsugede varme udeluft.

Rotoren kan være hygroskopisk (fugtoverførende) eller ikke-hygroskopisk. I førstnævnte tilfælde er rotorens huller belagt med et silicagel, så en stor del af afkastluftens vanddamp kondenserer på hullernes overflade og senere fordamper op i den indsugede udeluft og befugter denne, hvilket især ved lave udetemperaturer kan være fordelagtigt for at rumluften ikke skal blive for tør. På varme sommerdage går fugten den modsatte vej og giver en velkommen affugtning af den indsugede udeluft. Hygroskopiske rotorere er belejlige eftersom *Bygningsreglementet i kapitel 12 ikke tillader direkte befugtning med mindre specielle forhold gør sig gældende.

Rotorvekslerens varme- og fugtoverførelse reguleres med rotorens omløbshastighed, der normalt er 1 - 2 gange i minuttet.

Varmevekslerens virkningsgrad defineres som udeluftens opvarmning sat i forhold til temperaturforskellen mellem afkastluft og udeluft før de når veksleren

$$\eta_t = \frac{t_{ude, \text{ efter}} - t_{ude, \text{ før}}}{t_{afkast, \text{ før}} - t_{ude, \text{ før}}} \quad 3.2$$

Denne virkningsgrad ligger for rotorvekslere omkring 0,8 (80%) ved maksimal omløbshastighed. Da udeluften det meste af året kun skal opvarmes til en lavere temperatur end rumluften, giver en veksler virkningsgrad på fx 80% en varmebesparelse større end 80%, ofte på 100%. Når lave virkningsgrader ønskes, benyttes lavere omløbshastigheder.

Ulemper ved rotorveksleren er dens lækage, der gør den mindre egnet ved forurenede afkastluft, samt dens slitage på pakninger og andre roterende dele.

Eksempel 3.1

Med en afkasttemperatur på 20°C og en udetemperatur på 10°C bliver udeluftens temperatur efter veksleren ifølge (3.2), når virkningsgraden er 0,8

$$\begin{aligned} t_{ude, \text{ efter}} &= t_{ude, \text{ før}} + \eta_t \cdot (t_{afkast, \text{ før}} - t_{ude, \text{ før}}) \\ &= 10^\circ \text{C} + 0,8 \cdot (20^\circ \text{C} - 10^\circ \text{C}) = 18^\circ \text{C} \end{aligned}$$

Da udeluften næppe ønskes opvarmet til 18°C, skal veksleren rotere langsommere for at give et mindre η_t .

3.1.4.2 Krydsveksleren

Krydspladevarmeveksleren (krydsveksleren) på fig. 3.8 indeholder et stort antal tætsiddende plader af aluminium, kobber eller glas med ca 0,3 mm tykkelse og ca 3 mm afstand. Når udeluften passerer skråt ned gennem hvert andet plademellemrum på øverste halvdel af figuren og rumluften fra øverste halvdel af bagsiden passerer skråt ned mellem de øvrige mellemrum, overføres varme gennem pladerne fra rumluften til udeluften uden at luftstrømmene opblandes. Virkningsgraden er defineret som for rotorveksleren og kan for krydsveksleren nå op på omkring 70%. I figurens venstre side ses et by-pass, hvor en regulerbar del af udeluften kan ledes uden om veksleren og forenes med hovedstrømmen igen efter veksleren, således at virkningsgraden nedsættes når udeluften ikke skal varmes så meget.

På grund af sin mindre lækage mellem afkastluft og udeluft foretrækkes krydsveksleren frem for rotorveksleren ved uren afkastluft, fx fra restaurationskøkkener. Det er også en fordel at krydsveksleren er uden bevægelige dele.

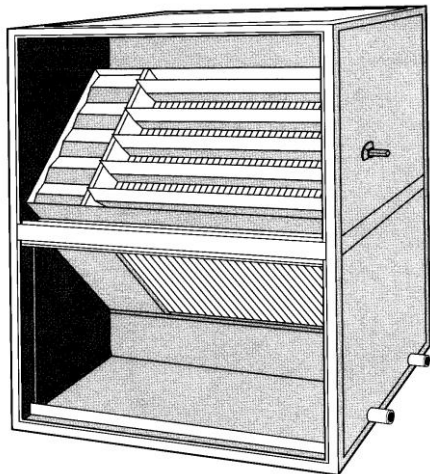


Fig. 3.8 Krydsveksler (Danvent katalog)

Veksleren har i bunden af sektionen en kondensbakke med afløb fordi afkastluften kan blive afkølet så meget at den går under sit dugpunkt og derved udkondenserer vanddamp.

3.1.4.3 Væskekoblede flader

På fig. 3.9 er en varmeplade og en køleplade (mærket med + og -) sammenkoblet til en varmeveksler ved hjælp af rørføringer til cirkulerende væske.

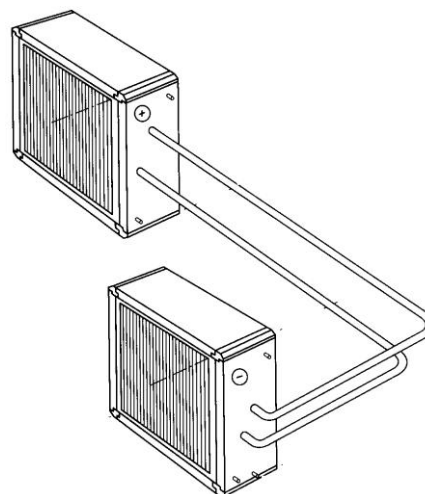


Fig. 3.9 Væskekoblede flader (ABB katalog EU2000 - Luftbehandlingsaggregat)

Denne form for varmeveksler er fordelagtig når indtagluft og afkastluft ikke naturligt passerer hinanden i bygningen og når man vil være helt sikker på at undgå overførsel af forurening mellem de to luftstrømme på grund af lækage i konstruktionen.

3.1.5 Ventilator

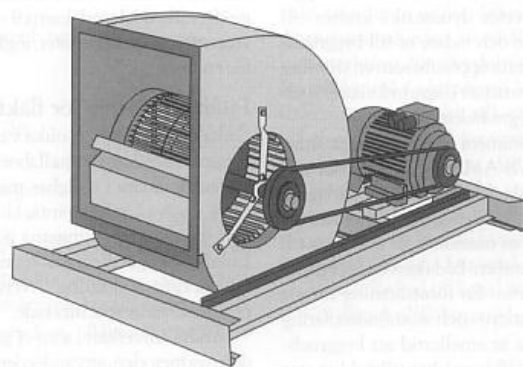


Fig. 3.10 Centrifugalventilator med motor og remtræk (ABB-katalog)

Fig. 3.10 viser til venstre en ventilator af den type, der kaldes centrifugalventilator fordi den trækker luften ind omkring sin akse i den ene side eller i begge sider (dobbeltansugende) og ved hjælp af skovlbladene på akslen slynger luften med stor kraft rundt og ud ad åbningen i ventilatorens venstre side. Det er luftens trykførøgelse mellem indløb og udløb fra ventilatoren der driver hele ventilationsanlæggets luftstrøm fra udeluft til indblæsningen i rummene.

En tilsvarende udsugningsventilator arbejder i takt med indblæsningsventilatoren og driver afkastluft fra rummene og tilbage til atmosfæren. På fig. 3.10 ser man til højre motoren der gennem et remtræk overfører rotation fra motoraksel til ventilatoraksel. Ved små ventilatorer kan motoren være koblet direkte på ventilatorakslen.

Motoren kan arbejde ved 1 eller 2 forskellige omløbstal eller den kan være kontinuert regulerbar.

Ventilatorhjulet kan have skovlblade, der er enten fremadkrumme (F-hjul) eller bagudkrumme (B-hjul) i forhold til omløbsretningen som vist på fig. 3.11. Ved sammenligning udmærker bagudkrumme skovle sig ved at have de bedste reguleringsegenskaber, være selvrensende, mest lydøs og mest økonomisk i drift, men er også større og dyrere.

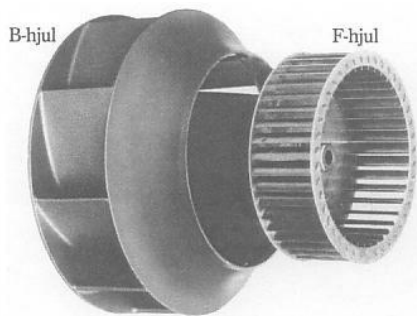


Fig. 3.11 Sammenligning af F-hjul og B-hjul (Exhausto Bolig Ventilation katalog)

Friktionen i luften omkring ventilatorens skovlblade forårsager en temperaturstigning af luften, der omtrentligt kan relateres til tilvæksten i totaltrykket gennem ventilatoren således

$$\Delta t_{\text{ventilator}} = \frac{\Delta p_{t,\text{ventilator}}}{1000 \text{ Pa/K}} \quad 3.3$$

3.1.6 Tomsektion

Tomsektioner kan inkluderes i ventilationsaggregatet af mange grunde, blandt andet inspektion, reparation og rengøring. De kan leveres med dør i siden. Tomsektionen på figur 3.12 gør plads til en prelplade, der fordeler luften fra ventilatoren jævnt over tværsnittet af hensyn til den efterfølgende lydæmper.

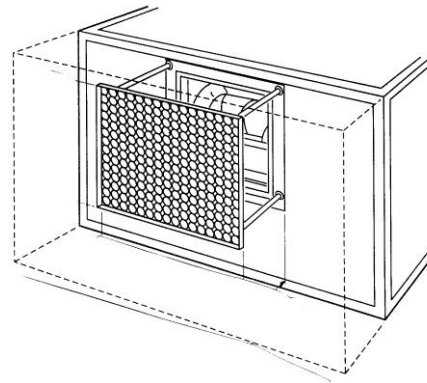


Fig. 3.12 Tomsektion med prelplade (Danvent katalog)

3.1.7 Lyddæmper

Aggregatet producerer en del støj, specielt er ventilatoren med sin dybe lyd i frekvensområdet op til 700 Hz generende. Støjen reduceres ved placering af en lydæmpersektion mellem

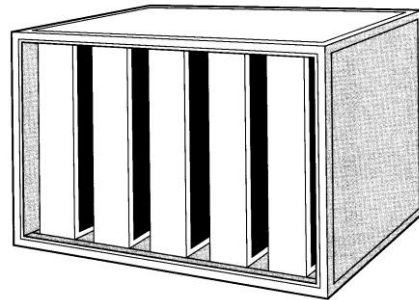


Fig. 3.13 Lyddæmpersektion (Danvent katalog)



Fig. 3.14 Kanallyddæmper (Lindab Ventilation katalog)

ventilator og overgang til kanalnet (fig. 3.13) eller på kanalstrækningen umiddelbart efter aggregatet (fig. 3.14). Lyddæmpersektionerne på fig. 3.13 indeholder en række parallelle lodrette plader (bafler) fremstillet af et lydabsorberende isoleringsmateriale betrukket med et beskyttende stoflag yderst.

3.1.8 Befugtning

Ventilationsluften kan befugtes ved at aggregatet inkluderer en befugtningssektion hvor indsprøjtet forstøvet vand fordamper ud i luften, eller ved at damp indblæses gennem en dyse direkte i ventilationskanalen efter aggregatet. I industrien er befugtning mange steder en nødvendighed fordi mange arbejdsprocesser og materialer kræver en relativ luftfugtighed beliggende inden for snævre grænser. Derimod er menneskers velvære inden for vide grænser upåvirket af fugtighedsforholdene. Da befugtning er en både dyr og besværlig proces, tillader *Bygningsreglement ikke befugtning med mindre væsentlige grund taler for det, hvilket de sjældent gør. Vinterens tørre udeluft kan da kun befugtes ved brug af en fugtoverførende roterende varmeveksler.

3.2 Kompaktaggregat

Ventilationsaggregater for luftmængder på op til 7000 m³/h kan leveres i sammenbyggede kompaktudgaver, der for eksempel benyttes til skoler, kontorer samt til boliger, hvor man ikke

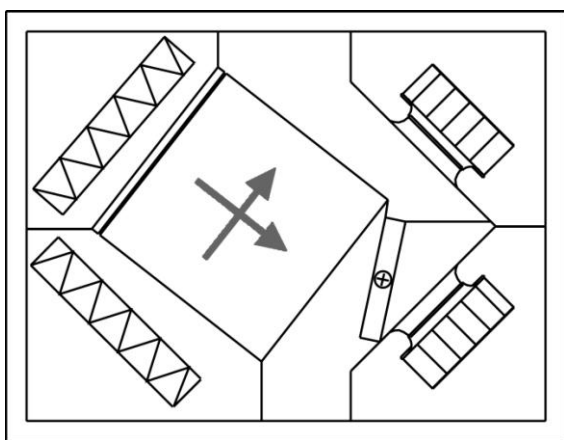


Fig. 3.15 Kompaktaggregat med filtre, krydsveksler, varmeplade og ventilatorer (Exhausto katalog: Luftbehandling og køling)

vil nøjes med et udsugningssystem, men ønsker både indblæsning og udsugning. Fig. 3.15 viser et sådan aggregat, hvor udeluften kommer ind øverst til venstre og passerer et filter, en krydsvarmeveksler, en varmeplade og den drivende ventilator. Afkastluften kommer ind nederst til venstre og passerer et filter, krydsvarmeveksleren og afkastventilatoren.

Et anlæg af denne type fås i forskellige størrelser og med forskellige placeringer af kanaltilslutningerne. Krydsvekslerens temperaturvirkningsgrad er 0,6 á 0,7 afhængig af volumenstrømmen.

3.3 Tryktab

Ved at passere aggregatet undergår ventilationsluften en række tryktab, der sammen med kanalsystemets øvrige tryktab skal modsvares af ventilatorernes trykforøgelse. Tryktabene for ventilationsaggregatets komponenter aflæses i leverandørkatalogerne, men til vejledning giver fig. 3.16 et sæt optimale (minimale) værdier for komfortanlæg med volumenstrøm 1 m³/s.

Komponent	Indblæsning Pa	Udsugning Pa
Indtag/Afkast	25	20
Filter	50	50
Varmeveksler	100	100
Varmeplade	40	
Køleplade	100	
Lyddæmper	0	0
Systemeffekter	0	30
Total	315	200

Fig. 3.16. Optimale tryktab for aggregat og forbindelsen til udeluften for et anlæg med ydelse 1 m³/s. (ELFOR)

Litteratur

Bygningsreglement. Erhvervs- og Byggestyrelsen (2010).
 ELFOR: Den lille blå om ventilation (2002).
 Exhausto Bolig Ventilation (EBV) katalog.
 Stampe, Ole B.: Ventilationsteknik. Danvak ApS (2000)
 Ventilation Ståbi. 2. udgave (2001). Ingeniøren|bøger.

4. Kanalsystemet

4.1 Opbygning

4.2 Komponenter

4.3 VAV- systemer

4.3.1 Anvendelse

4.3.2 Regulering

4.4 Lækage

4.5 Brandsikring

4.6 Kanaldimensionering

Kanalsystemet udgør transportvejene i et ventilationssystem. Det kan inddrages i en forsyningsdel mellem udeluft og aggregat og en normalt ret forgrenet fordelingsdel mellem aggregat og armaturerne i de enkelte rum.

For alle bygninger med undtagelse af enfamiliehuse kræver Bygningsreglementet mekanisk ventilation.

Normalt benyttes balanceret mekanisk ventilation, hvor samme eller næsten samme luftmængde indblæses og udsuges ved brug af to separate kanalnet.

4.1 Opbygning

Fig. 4.1 viser den principielle opbygning af et kanalsystem. Fra aggregatet udgår hovedkanaler, der fører luften frem til installations-skakten og nedad eller opad til bygningens enkelte etager. Fordelingsledninger fører luften rundt på etagerne og føder tilslutningskanalerne, der forsyner de enkelte armaturer. Udsugningen sker tilsvarende den modsatte vej gennem udsugningskanalerne. En række forhold bør tages i betragtning ved projektering af kanalsystemet:

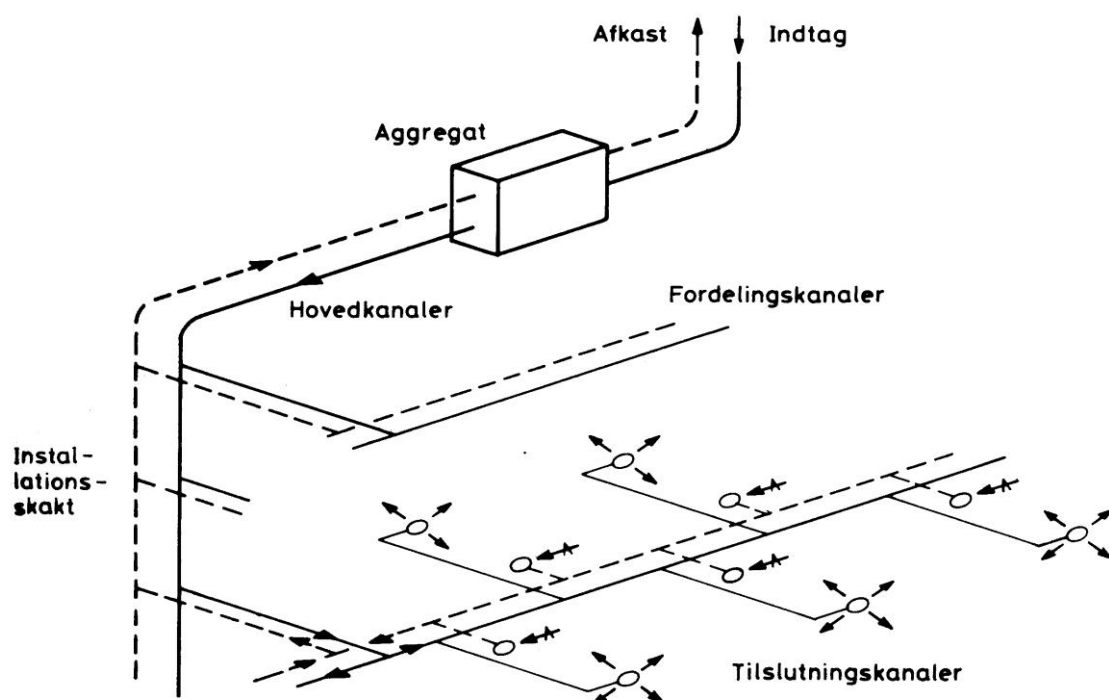


Fig. 4.1 Kanalsystem med kanaler til indblæsning og udsugning. Desuden er aggregat og armaturer vist

Struktur. Kanalsystemets struktur og aggregatets placering bør vælges, så der opnås så kort samlet kanalstrækning som muligt for at minimere anlægsudgifterne, de løbende udgifter til transport af luft samt pladsbehovet.

Selvregulering. Kanalsystemet opbygges med størst mulig symmetri, således at luftmasserne rundt i systemet udsættes for nogenlunde ensartede tryktab og brug af trykregulerende komponenter derved begrænses. Det giver mindst støj og energiforbrug.

Strømlinjet. Kanalerne bør udføres så strømlinede som muligt for at reducere tryktabet, fx hellere med bøjninger end med knæk.

Støj. Hovedkanaler og fordelingskanaler bør placeres langs bygningens mindst støjfølsomme områder, fx i korridorer og over ganges nedhængte lofter. For at reducere støjoverførsel mellem rum, bør kanaler kun føres til og fra rum og ikke imellem dem.

Isolering. Når kanalerne i indblæsningssystemet skal bære store undertemperaturer i store dele af driftstiden, bør de isoleres med en kappe af 30-40 mm tyk mineraluld. Dette er især vigtigt når kanalerne passerer steder, hvor deres kuldetab ikke gør nytte. Man isolerer også af hensyn til brand og for at modvirke kondensdannelse. Undertempereret luft i kanalerne gør kanalernes yderside kolde med risiko for at rumluften synker under dugpunktet og kondenserer på ydersiden, eller tilsvarende at varm ventilationsluft afkøles ved kanalernes inder-side og kondenserer her.

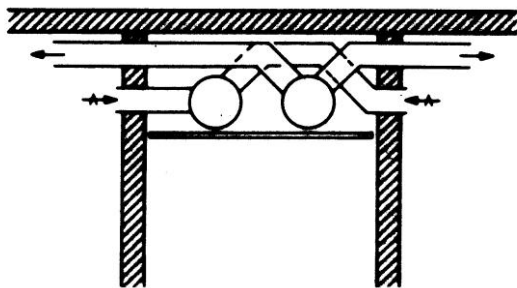


Fig. 4.2 Kanalkrydsning over gangareal

Volumenstrømmen fra et enkelt anlæg kan være op til 50000 m³/h og aftager ud gennem kanalnettet til normalt omkring 250 m³/h gennem de enkelte armaturer. Kanaldiameteren varierer

fra omkring 1000 mm (i store anlæg) efter aggregatet til omkring 200 mm før armaturerne. Pladskravene er så væsentlige, at der må tages behørigt hensyn til dem under bygningens projektering. Fig. 4.2 viser hvorledes der over et nedsænket loft skal være plads til såvel kanaler for ny og brugt luft som til kanalkrydsninger.

4.2 Komponenter

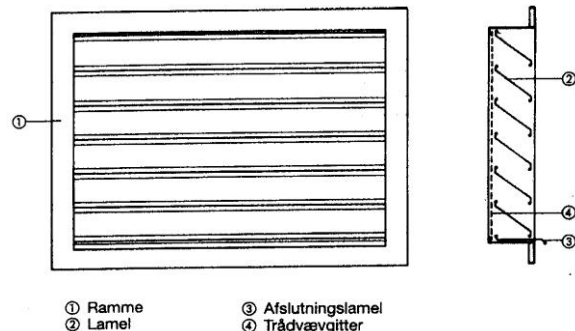


Fig. 4.3 Jalousirist i ydervæg set forfra og fra siden (Trox Klima2 katalog)

Ventilationsluften hentes ind til kanalsystemets forsyningside fra et sted hvor dens kvalitet er bedst. Det kan ske gennem en vægrist, enten fra en gård eller et andet rent sted uden trafikforurening (diesel- og benzin) eller mindst 2 m over gadeniveau. Risten udformes som vist på fig. 4.3 så indtrængen af nedbør, blade og fugle minimeres. Afkast kan ske gennem tag eller ydervæg, men skal for etageejendomme altid ske over tag.

Indtag og afkast kan også foretages gennem taghætter, hvoraf fig. 4.4 viser et eksempel. Af-

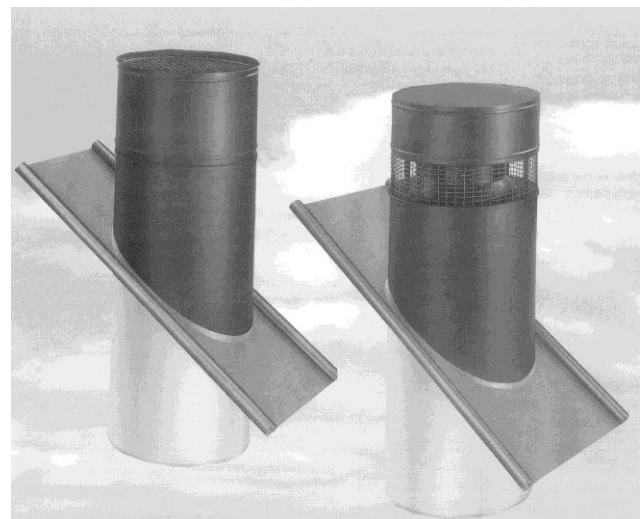


Fig. 4.4 Taghætter til afkast og indtag af ventilationsluft (Exhausto katalog)

Det rektangulære tværsnits væsentligste fordel er at det kan udføres efter mål og dermed tilpas-

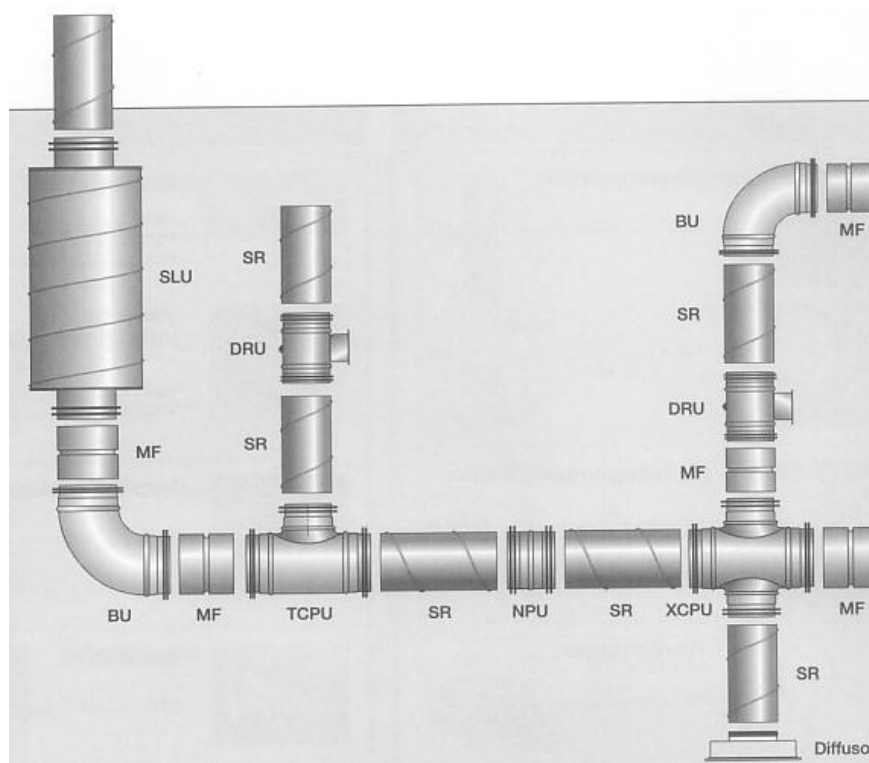


Fig. 4.5 Komponenter i et kanalsystem (Lindab Ventilation katalog)

kasthætter er åbne opadtil så de kan sprede luften godt, og her er lufthastigheder over 10 m/s ønskelige for at føre luften videre opad uanset vindpåvirkningerne. Indtag og afkast udformes så de ikke generer omgivelserne og placeres så den fremherskende vindretning ikke fører til kortslutning mellem dem

Kanalsystemet består af lige strækninger samt formstykker for tilpasning af kanalernes dimension og retning. På kanalerne er monteret komponenter til regulering og registrering af strømningsforholdene. Kanalerne kan udføres af rør med cirkulært eller rektangulært tværsnit, men de cirkulære tværsnit har afgørende fordele

- Er billigst at producere og montere.
- Har mindst tværsnitsareal fordi det cirkulære tværsnit er det hydraulisk set mest effektive.
- Har mindre lækage.
- Er lettere at isolere.

ses trange pladsforhold. De anvendes normalt ved dimensioner over Ø1200.

Sædvanligvis benyttes rør af galvaniseret stålplade (også kaldet tyndplade), men aluminium og plast kan også benyttes. I det følgende refererer bogstavbetegnelserne til fig. 4.5.

Lige rør (SR) udføres som spiralfalsede tyndpladerør (Spirorør i daglig tale) med vægtykkelser fra 0,4 mm til 1,5 mm og længde på normalt 6 m. Diametrene er standardiserede fra 63 mm til 1200 mm med spring på ca. 25%.

Nipler (NPU) er korte rørstykker med lidt mindre diameter end de lige rør og med en vulst på midten og en omkransende gummiring til hver side. To lige rør samles ved at de skydes fra hver sin side ind over niplen. Gummiringene tætnes samlingen.

Bøjninger (BU) og *knæk* findes med forskellige drejningsvinkler og leveres formstøbte i små størrelser, mens de store er opbygget i segmenter, der ændrer vinklen trinvis.

Faconstykker er komponenter, der får luftstrømmen til at ændre retning. TCPU er et T-

stykke til forgrening eller samling af luftstrømme, mens XCPU er et X-stykke, der benyttes når to tilslutningskanaler ligger lige ud for hinanden, fx modsatliggende kontorer.

Reduktionsstykker giver mulighed for at ændre diameteren med en eller to størrelser.

Muffer (MF) benyttes til at samle to faconstykker. Faconstykker har i hver ende en kort strækning med lidt mindre diameter og med en omkransende gummiring. Disse ender skydes ind i muffen indtil midterfordybningen og giver med gummiringen en tæt samling.

Spjæld (DRU) benyttes til at regulere luftstrømmene. Indreguleringspjældet på fig. 4.6 kaldes et pladespjæld og er beregnet til indregulering én gang for alle (CAV). Det benyttes oftest i kanalsystemet i modsætning til de rektangulære jalousispjæld i aggregatet og har foroven en skala med en stillingsmarkering der viser åbningsgraden samt en låseanordning. Reguleringspjæld benyttes til kontinuert regulering ved motorstyring (VAV), og afspærringspjæld, der enten er helt åbne eller helt lukkede, kan være brandspjæld og røgspjæld.



Fig. 4.6 Pladespjæld til indregulering af luftstrømme (Lindab Ventilation katalog)

Lyddæmper (SLU) placeres normalt på armaturesiden af spjældene for at dæmpe spjældstøjen. Da de fylder ekstra i højden, findes der også rektangulære lyddæmpere med lavere byggehøjde til cirkulære kanaler.

Renselemme monteres hver 10-15 m langs kanalerne for at give adgang til inspektion og regelmæssig rensning af hensyn til effektivitet, hygiejne og brand, fx en gang om året (afhæn-

gig af de benyttede filtre). Aftagelige endebunde for enden af kanalerne har samme funktion.

4.3 VAV-systemer

Det enkleste ventilationssystem at opbygge og regulere er et CAV-system (Constant Air Volume), hvor volumenstrømmen holdes konstant gennem tiden og hvor rummenes afkølingsmulighed ligger i at variere indblæsningsluftens undertemperatur. Systemet er udmærket til rum med nogenlunde konstant rumbelastninger.

Ønsker man bedst mulig komfort i form af for eksempel konstant rumtemperatur eller en maksimalværdi for CO₂-indholdet, er CAV ikke tilstrækkelig og må da erstattes af VAV (Variable Air Volume), hvor ventilationsmængden kan reguleres kontinuert til opretholdelse af et konstant indeklima. Også for rum med stor forskel i nødvendig minimum og maksimum ventilationsmængde ligger der en stor fordel i VAV.

4.3.1 Anvendelse

Varmebelastningerne i et rum kan variere fordi

- Solindfaldet varierer i løbet af dagen på grund af solens bevægelse og variabelt skydække
- Personantallet i et rum varierer
- Elektrisk udstyr aktiveres/deaktiveres

VAV er specielt egnet for

- Kontorer
- Møderum
- Butikker

Økonomisk betragtet bliver VAV-systemets ventilationsmængder på årsbasis omtrentligt halveret i forhold til CAV-systemets og giver herved en mindre transportudgift og en mindre belastning på aggregatets komponenter, så de holder længere. Til gengæld er VAV-systemet reguleringsmæssigt mere avanceret og dermed dyrere, ligesom de motoriserede spjæld afgiver støj. Støjen modvirkes ved begrænse strømningshastighederne opadtil, selv om det skulle medføre en forøgelse af dimensionerne.

Man kan også sige, at VAV benyttes ved anlæg med så store luftstrømme, at merudgiften kan hentes hjem over den billigere drift.

der så regulerer armaturets åbningsareal, og dermed ventilationsmængden, så afvigelser fra setpunktet udjævnes. Forøges for eksempel per-

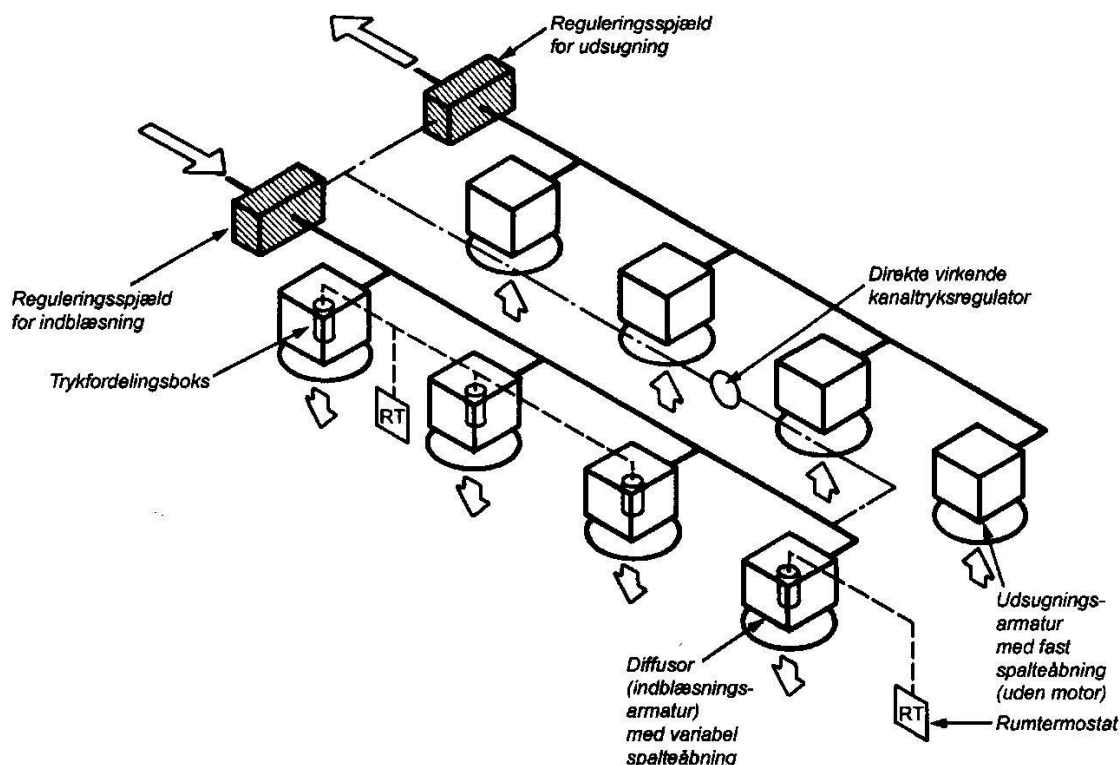


Fig. 4.7 VAV-regulering af zone med både indblæsning og udsugning (*Jensen, Netavent)

4.3.2 Regulering

Et VAV-system er opbygget af VAV-zoner, der er forbundet med hovedkanalen gennem zonespjæld. Fig. 4.7 viser en sådan zone, der kan indeholde op til 10-15 indblæsningsarmaturer. VAV-systemets regulering begynder ved følere installeret i de rum, der skal reguleres efter. En føler (fx rumtermostaten nederst til højre på figuren) kan registrere én eller flere af disse størrelser

- Temperatur
- CO₂-koncentration
- Relativ fugtighed
- Om der er bevægelse i rummet

Registreringen sammenlignes elektronisk med en given forindstilling (setpunkt, fx en given temperatur) og resultatet sendes kontinuert til en motor i et eller flere indblæsningsarmaturer,

sonantallet i et kontor, forsøger temperaturen og CO₂-koncentrationen at stige, men føleren forøger indblæsningsmængden og hindrer det derved i at ske. Den forøgede indblæsningsmængde får til gengæld trykket i den bagvedliggende kanal til at falde.

Anden fase i VAV-reguleringen består i at kanalens trykændring registreres af en tryktransducer placeret et repræsentativt sted på fordelingsledningen, typisk omkring 2/3-punktet, på en uforstyrret lige kanalstrækning med normalt hastighedsprofil. Trykændringen aktiverer zonespjældet ved fordelingsledningens begyndelse, således at volumenstrømmen reguleres i retning af at fastholde det oprindelig valgte tryk.

Zonespjældet skal for at kunne regulere luftmængderne tilfredsstillende have en vis autoritet, det vil sige en passende stor del af zonen tryktab på strækningen. Er tryktabsandelen lille, kan ændringer i spjældåbningen ikke

påvirke strømmingen ret meget. Derfor sættes trykfaldet gennem zonespjældet til mindst 50% af transducerens trykindstilling. Zonespjældene bliver herved altid forholdsvis lukkede, men deres mest fleksible arbejdsområde er også ved åbningsvinkler på $45^\circ \pm 15^\circ$.

Tredje fase i VAV-reguleringen består i, at der på hovedledningen ligeledes placeres en transducer der kan variere ventilatorens om-løbstal i takt med ventilationsbehovet. Hermed er hele kanalnettet reguleret.

Udsugningssystemerne udformes normalt så der opretholdes balance mellem indblæsning og udsugning. Det kan gøres ved at registreringerne i indblæsningssystemet også bringes til at påvirke spjæld i udsugningssystemet, der så virker som slave af indblæsningssystemet.

Ved dimensionering af CAV-systemer dimensioneres kanalerne altid efter volumenstrømme svarende til maksimal belastning fordi volumenstrømmene ikke kan reguleres nedad. Det kan de derimod for VAV-systemer, hvilket kan udnyttes ved projekteringen. Der vil være strækninger hvor det maksimale antal personer ikke er til stede samtidig eller hvor luften skal føres til rum med både lille og stor solbelastning, således at det er rimeligt at multiplicere volumenstrømmene med en såkaldt samtidighedsfaktor på 0,8, eller hvad man finder rimeligt i den aktuelle situation. Herved opnås en væsentlig anlægs- og driftsbesparelse.

En bygning kan indrettes til kombineret CAV/VAV-ventilation ved at CAV-zonen indledes med et specielt spjæld der opretholder en konstant volumenstrøm denne vej.

4.4 Lækage

Et kanalsystem er en samling af et stort antal komponenter med deraf følgende risiko for lækage af ventilationsluft til omgivelserne. Et kanalsystems lækage bestemmes ved at man påtrykker luften i kanalerne et prøvetryk på 400 Pa og måler det udsivende luftflow $q_{v,læk}$. Det bestemmer en lækagekoefficient $L_{læk}$ givet ved

$$q_{v,læk} = L_{læk} A \quad 4.1$$

hvor A er kanalsystemets indvendige overfladeareal. Ventilationsnormen (*DS447) definerer 3 tæthedsklasser A, B og C, hvor C er den bedste med kravet $L_{læk} \leq 0,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$. De meget

benyttede spiralfalsede rør med gummisamlinger opfylder normalt dette krav, mens rektangulære (svejste) kanaler bør opfylde klasse B med $L_{læk} \leq 0,44 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$. *SBI-anvisning 102 omtaler lækagebestemmelse.

4.5 Brandsikring

Brandsikring af bygninger er et meget væsentligt emne og er derfor også meget omfattende beskrevet i lovgivningen. Det følgende er kun en summarisk omtale af retningslinierne, idet der i øvrigt til henvises *Bygningsreglement, *DS428 og *SBI-anvisning 159.

Mange lande har aktiv brandsikring, hvor ventilationsanlægget skal medvirke til brandsikringen. I Danmark og andre lande benyttes passiv brandsikring, hvilket vil sige at et ventilationsanlæg ikke må forringe en bygnings brandsikkerhed. Ventilationsanlægget skal derfor udføres, så det ikke medfører brandfare eller røgspredning.

En bygning inddeles i brandceller begrænset af BD60 konstruktionsdele (branddrøje i 60 minutter). Brandceller kan sammensættes til brandsektioner begrænset af BS60 konstruktionsdele (brandsikre i 60 minutter). Ved spredning forstås udbredelse af brand/røg til andre brandceller eller brandsektioner end den, hvori branden er opstået.

Sikkerhedskravene skal opfyldes for et anlæg i hvile, da det kan være i hvile ved brandens udbrud eller blive standset af branden. Er spredning af brand og røg farligere for anlægget i drift end i hvile, skal anlægget kunne bringes til standsning.

Brandspredning kan dels ske ved at brandmodstandsevnen af bygningsdele, hvorigennem kanalen føres, svækkes. Dels ved spredning af meget varme røggasser samt ved at kanaltemperaturen bliver så høj, at brandbare materialer i nærheden af kanalerne antændes. Røgspredning via kanalsystemet afhænger af trykforholdene under brand. Røgspredning er uacceptabelt af flere grunde: Røgen indeholder bl.a. kulilte, den kan nedsætte sigtbarheden, som er vigtig i forbindelse med evakuering og slukningsarbejdet, og endelig sværter røgen alt.

Et kanalsystem beliggende inden for en enkelt brandsektion regnes brandsikkert når det er

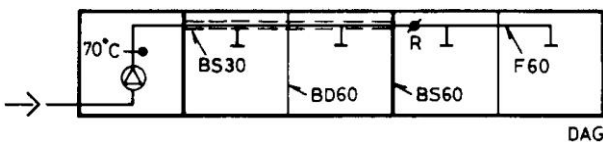
udført som F-kanal 60 (flammestoppende i 60 minutter) af ubrændbare materialer, fx spiral-falsede tyndpladerør (Spirorør), der overholder minimumstykkelserne fra *DS447. Gennem-bryder kanalsystemet en brandsektionsadskil-else, skal kanalen endvidere være en BS-kanal 30 (brandsikker i 30 minutter svarende til ud-vendig isolering med 60 mm temperaturstabil mineraluld). Kanaler i den yderste brandsektion skal dog ikke brandsikres.

I kanaler, der forgrener sig til brandsektioner på forskellige etager, kan der monteres brandspjæld i afgreningerne til hver enkelt etage. Kanaler i ventilationsrum, tagrum, det fri, samt i installationsskakter skal ikke brandsikres, dvs F-kanal 60 er tilstrækkeligt. I installati-onsskakt og ventilationsrum ligger brand-sikringen i selve rummet, der skal være en BS-60 konstruktion.

Sikring mod røgspredning fra én brandsek-tion til andre (for natopholdsbygninger endvi-dere mellem brandceller) sker ved røgspjæld, der automatisk lukker, når ventilationsanlægget er stoppet samt ved strømsvigt.

Et ventilationsaggregat er tilstrækkeligt sik-ret mod brand, når det placeres i et ventilations- rum udført som en selvstændig brandcelle, der ikke indebærer særlig brandfare. Ellers må det placeres i det fri eller i et uudnytteligt tagrum. Indeholder aggregatet varmegenvindingskom-ponenter hvor tætning mellem indblæsnings- og udsugningssiden ikke er garanteret, må der også sikres med brandtermostater eller røgdetektorer.

Eksempel 4.1 Brandsikring af dagopholdsrum



Figur efter *SBI anvisning 159

Et ventilationsanlæg skal betjene nogle dagopholds- rum placeret på samme etage som anlægget.

Etagen opbygges af BS60 brandsektioner opdelt i BD60 brandceller og med aggregatet i en selvstæn- dig brandsektion. Selve aggregatet sikres med en 70°C brandtermostat eller røgdetektor, mens F60 ventilationskanalen er forsynet med et røgspjæld i

yderste sektion og BS30 brandisolering i de øvrige sektioner.

4.6 Kanaldimensionering

Med kanaldimensionering menes bestemmelse af kanalernes nødvendige tværdimensioner. Kanaldimensionering er et kompromis mellem ønsket om små dimensioner af pladshensyn og små hastigheder (dvs store dimensioner) af hen- syn til kanalstøj. Afhængigt af kanaltypen anbefales følgende intervaller for middelhastigheden

Tilslutningskanaler:	2 – 3 m/s
Fordelingskanaler:	
Til rum	2 - 4 m/s
Mellem rum	4 – 6 m/s
Hovedkanaler:	6 – 8 m/s
	:

VAV-anlægs regulatorer (spjæld) afgiver nogen støj, så her dimensioneres med en maksimal hastighed på 4 m/s i fordelingskanalerne.

En kanals middelhastighed v er givet ved volumenstrømmen q_v og tværsnitsarealet A

$$q_v = vA \quad 4.2$$

Normalt er volumenstrømmen kendt ud fra ven- tilationsbehovene nedstrøms for tværsnittet, hvorved formlen bestemmer det anbefalede areal. For et cirkulært tværsnit giver indsættelse af øvre grænse v_{\max} for hastighedsintervallet

$$d > \sqrt{\frac{4 \cdot q_v}{\pi v_{\max}}} \quad 4.3$$

Alternativt til hastighedsintervallerne kan man gå ud fra en anbefalet maksimal trykgradient $R_{\max} = 1 \text{ Pa/m}$ gældende for alle 3 kanaltyper.

Trykgradienten R er en vigtig størrelse, der om- tales nærmere i afsnit 5.3. Den er forbundet med strømningens middelhastighed v og rørdia- meteren d (hydraulisk diameter hvis tværsnittet ikke er cirkulært) gennem Colebrooks formel

$$\frac{v}{\sqrt{dR/\rho}} = -1,23 \cdot \ln \left[\frac{1,8 \cdot \nu_1}{\sqrt{dR/\rho} \cdot d} + \frac{h_{ru}}{3,7 \cdot d} \right] \quad 4.4$$

hvor

ρ er luftens densitet ($= 1,2 \text{ kg/m}^3$ ved 20°C)

ν_1 er luftens kinematiske viskositet
($= 15,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ved 20°C)

h_{ru} er vægruheden ($= 0,15 \text{ mm}$ for tyndplade-

kanaler)

Formlen gælder for fuldt udviklet turbulent strømning, hvilket også forekommer når R ligger omkring 1 Pa/m.

Diameter	Maksimal hastighed	Maksimal volumenstrøm
100 mm	2,3 m/s	0,018 m ³ /s
125 mm	2,7 m/s	0,034 m ³ /s
160 mm	3,3 m/s	0,065 m ³ /s
200 mm	3,8 m/s	0,119 m ³ /s
250 mm	4,4 m/s	0,216 m ³ /s
315 mm	5,1 m/s	0,400 m ³ /s
400 mm	6,0 m/s	0,750 m ³ /s
500 mm	6,9 m/s	1,360 m ³ /s
630 mm	8,0 m/s	2,500 m ³ /s

Fig. 4.8 Maksimal hastighed og volumenstrøm i kanaler med trykgradient 1 Pa/m

I fig. 4.8 er middelhastigheden og volumenstrømmen beregnet svarende til forskellige handelsdiametre d med benyttelse af trykgradienten $R = 1$ Pa/m

Litteratur

- Bygningsreglement. Erhvervs- og Byggestyrelsen (2010).
- DS428. Dansk Ingeniørforenings norm for brandtekniske foranstaltninger ved ventilationsanlæg. 2. udgave (1986)
- DS447. Dansk Ingeniørforenings norm for ventilationsanlæg (1981).
- Exhausto Katalog.
- Halton. Design Guide for behovsstyret ventilation. (2002). Halton
- Jensen, Bjarne: VAV-systemet til køling. VVS nr 7, maj 2002
- SBI-anvisning 102:Ventilationstekniske målinger (1975)
- SBI-anvisning 159. Brandsikring ved ventilationsanlæg. (1988)

5. Tryktabsberegning

- 5.1 Trykforhold i enkeltkanal
- 5.2 Trykbalance i grennet
- 5.3 Friktionstab
- 5.4 Enkelttab
- 5.5 Tryktabsberegning for VAV
- 5.6 Systemtab
- 5.7 Ventilatordimensionering
- 5.8 Specifikt elforbrug (SEL)

I afsnit 4.6 blev vist hvorledes et ventilationsystems enkelte kanaler dimensioneres, dvs de nødvendige diametre bestemmes. I det følgende betragtes kanalernes og de øvrige komponenters tryktab, og resultatet benyttes til dimensionering af de ventilatorer, der skal drive luftstrømningerne henholdsvis ind i og ud af bygningen. Beregningerne tjener også til bestemmelse af de tryktab, der i form af indreguleringsspjæld skal indlægges i kanalnettet til opnåelse af den ønskede udflætning af luftstrømmene. Disse spjældmodstande har så igen betydning for lydforholdene.

Først gives et overblik over trykforholdene i en ventilationskanal uden forgreninger og dernæst beskrives mere detaljeret forholdene i et forgrenet kanalsystem.

5.1 Trykforhold i enkeltkanal

I ventilationsteknikken arbejder man med 3 slags tryk:

$$\begin{array}{rclcl}
 p_t & = & p_s & + & p_d \\
 \text{totalt} & & \text{statisk} & & \text{dynamisk} \\
 \text{tryk} & & \text{tryk} & & \text{tryk}
 \end{array} \quad 5.1$$

Højresidens statiske tryk p_s er hvad man normalt vil kalde trykket i luftstrømningen, svarende til det tryk, molekylbevægelserne udøver. Det regnes normalt til 0 ved atmosfæretryk og

repræsenterer altså et overtryk i forhold til atmosfæretryk. Det dynamiske tryk p_d er betegnelsen for den kinetiske energi $\frac{1}{2} \rho v^2$ af en volumenenhed af den strømmende luft. Summen af de to størrelser kaldes det totale tryk p_t . Det totale tryk er interessant fordi tryk kan overføres mellem statisk og dynamisk tryk, der altså begge kan både vokse og aftage, mens det totale tryk ikke kan vokse i strømrretningen med mindre strømmingen tilføres energi udefra, fx fra en ventilator. Det totale tryk kan undertiden regnes næsten konstant i strømrretningen, men normalt reduceres det dels på de lige kanalstrækninger (friktionstab) og dels når der optræder lokale forstyrrelser (enkelttab). Når der i det følgende omtales uspecificerede tryk, er der tale om totale tryk.

For strækningen mellem 2 tværsnit 1 og 2 kan man således for de totale tryk skrive

$$p_{t1} + \Delta p_{\text{ventilator}} = p_{t2} + \Delta p_f + \Delta p_e \quad 5.2$$

Her er det totale tryk i tværsnit 1 plus tryktilvæksten fra en eventuel ventilator mellem snittene omsat til et totalt tryk i tværsnit 2 plus tryktabet mellem de to snit på grund af friktion og enkelttab.

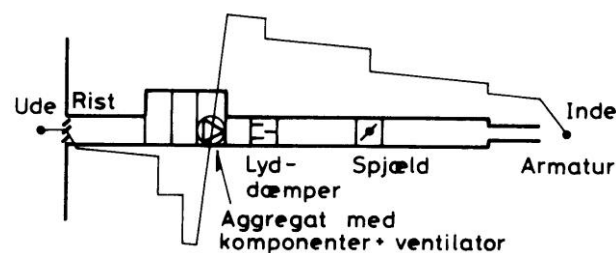


Fig. 5.1 Variation af det totale tryk gennem en enkeltkanal

Fig. 5.1 viser en kanal uden afgreninger (enkeltkanal). Luftstrømningen begynder med tryk 0 og hastighed 0, altså med totalt tryk $p_t = 0$ uden for kanalen. Ind gennem kanalen falder det totale tryk dels brat på grund af enkeltkomponenter og dels retlinet på grund af vægfriktion. Dog sker der ved ventilatoren en brat trykforøgelse. Ved kanalens slutning er trykket tilbage ved 0 (dvs atmosfæretryk). Ligning (5.2) viser, at ventilatorens trykforøgelse skal være lig med summen af tryktabene til friktion og enkelttab, ellers vil strømmingen selv ændre sin volumenstrøm i opadgående eller nedadgående retning, således at balancen opnås.

5.2 Trykbalance i grennet

For at kunne dimensionere et kanalsystem er det vigtigt at forstå begrebet trykbalance, som fig. 5.2 skal forklare. De 3 armaturer D, E og F skal hver levere de angivne volumenstrømme, men det sker ikke af sig selv. Det skyldes, at al den ventilationsluft, der ved punkt Z strømmer fra hovedledningen ind i fordelingsledningen undergår samme tryktab uanset dens vej gennem systemet, idet al luften har samme tryk i forgreningspunkt Z og også samme tryk ude i de enkelte rum efter armaturerne. Men luften gennem armatur D møder mindst modstand undervejs og luften gennem armatur F mest, hvorfor en relativt større luftmængde af sig selv vil strømme den lette vej gennem D og en relativt mindre luftmængde den vanskelige vej gennem F. For at opnå de ønskede volumenstrømme, må vi skabe trykbalance ved at sørge for, at al luft møder samme strømningsmodstand uanset hvilken vej den bevæger sig gennem systemet.

Hertil begynder vi i rummet efter det fjerneste armatur F, hvor trykket i rummet er 0 (regnet i overtryk over atmosfæretryk) og bevæger os baglæns op mod punkt Z, idet trykken i de enkelte punkter beregnes efter principper, der omtales i det efterfølgende og med benyttelse af de ønskede volumenstrømme. Dernæst fortsætter vi med tryk 0 for rumluften efter armatur E og regner os baglæns op til punkt B. De 2 beregnede tryk i punkt B vil givetvis være forskellige, og systemet er derfor i ubalance. Balancen oprettes ved at der på strækningen med mindst tryktab (på figuren antages det at

være mellem B og E) placeres et spjæld med netop så stor åbningsgrad, at trykket i B bliver lige stort ved de to beregninger. Herefter behandles strækning A – D på samme måde til bestemmelse af endnu en spjældmodstand, og beregningen fortsætter til alle tilslutningskanaler er medtaget. Beregningen fortsættes for ledningssystemets andre fordelingsledninger (ikke vist), hvorefter deres zonespjæld (svarende til figurens Z) indreguleres efter samme princip.

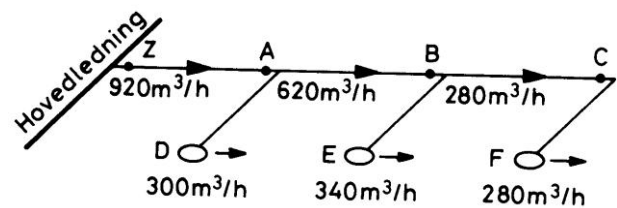


Fig. 5.2 Grennet skal være i trykbalance

Ventilationsarmaturer for CAV (D, E og F på fig. 5.2) har indbyggede spjæld, der kan benyttes til indregulering af trykbalancen. De kan dog ikke klare helt store tryktab fordi støjniveauet herved kan blive for stort uden mulighed for dæmpning. Støjen fra kanalernes pladespjæld kan derimod reduceres med en efterfølgende lydæmper.

Et ventilationsanlæg udføres ikke altid præcis som planlagt, og beregningerne af det følger ikke altid virkeligheden helt. Endvidere kan der forekomme lækager forskellige steder i nettet. Når anlægget er opført, foretages derfor en endelig, praktisk indregulering, hvor spjældene stilles i de positioner, der giver de ønskede ventilationsmængder.

5.3 Friktionstab

Friktionstab er tryktab på lange, lige kanalstrækninger. Friktionstabet Δp_f er proportionalt med kanalstrækningens længde l og kan derfor skrives på formen

$$\Delta p_f = R l \quad 5.3$$

hvor R [Pa/m] kaldes trykgradienten, der angiver tabet i totalt tryk pr længdeenhed kanalstrækning. Trykgradienten R er givet ved Colebrooks formel (4.4), men da formelen er lidt upraktisk ved at indeholde trykgradienten implicit, benyttes ofte den lidt tilnærmede, men eksplicitte form

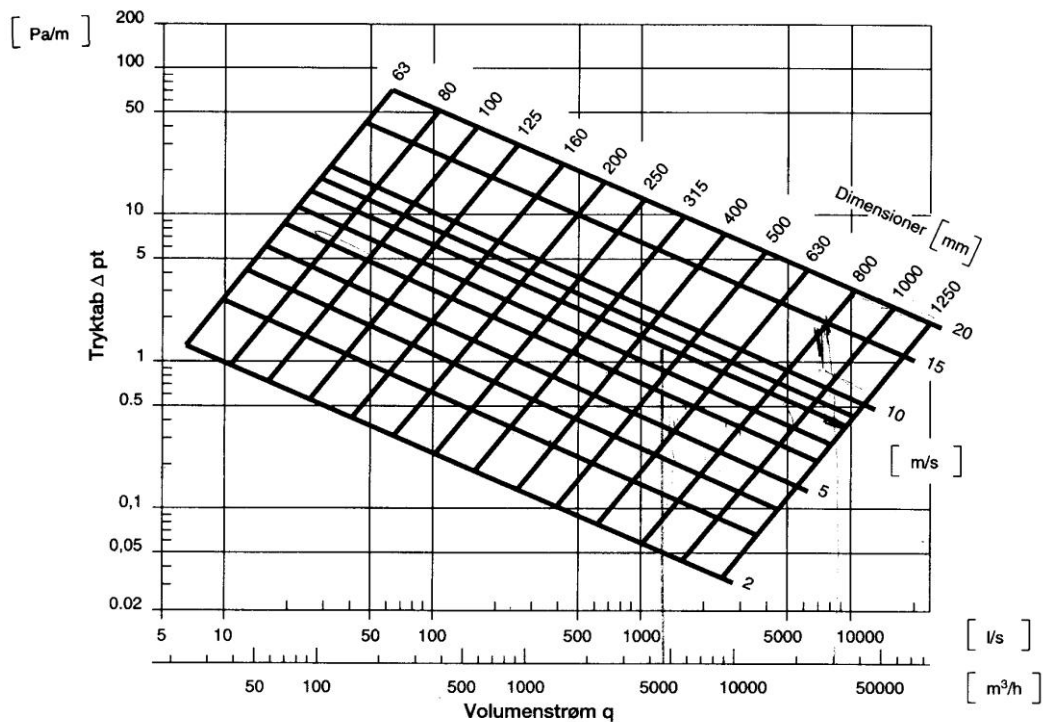


Fig. 5.3 Tryktabsdiagram for sammenhængen mellem volumenstrøm q_v , trykgradient R , middelhastighed v og diameter d (Lindab Ventilation katalog)

$$R = \frac{0,66 \rho}{d} \cdot \frac{v^2}{\left[\ln \left[\frac{5,8}{Re^{0,9}} + \frac{h_{ru}}{3,7 \cdot d} \right] \right]^2} \quad 5.4$$

Formlen gælder for fuldt udviklet turbulent strømning, dvs når Reynolds tal Re givet ved

$$Re = \frac{v d}{\nu_l} \quad 5.5$$

er større end 3000 á 4000. Formlerne indeholder 3 parametre, hvor

ρ er luftens densitet (= 1,2 kg/m³ ved 20°C)

ν_l er luftens kinematiske viskositet
(= 15,1 · 10⁻⁶ m²/s ved 20°C)

h_{ru} er vægruheden (= 0,15 mm for tyndpladekanaler)

Kravet om fuldt udviklet turbulent strømning er normalt opfyldt, for tilslutningskanaler dog kun når middelhastigheden er over ca 0,4 m/s.

Til praktiske beregninger af kanalsystemer står forskellige grafiske hjælpemidler til rådighed. Diagrammet på fig. 5.3 forener Colebrooks

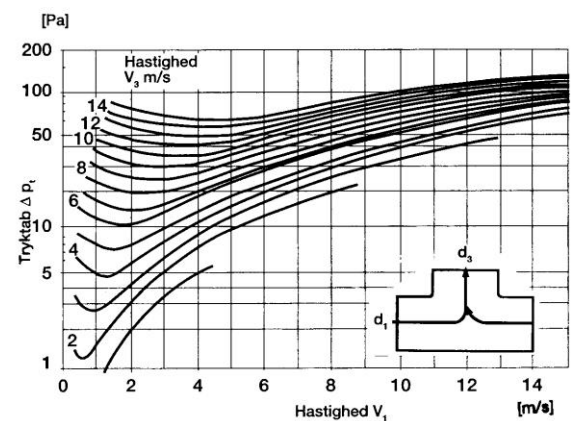
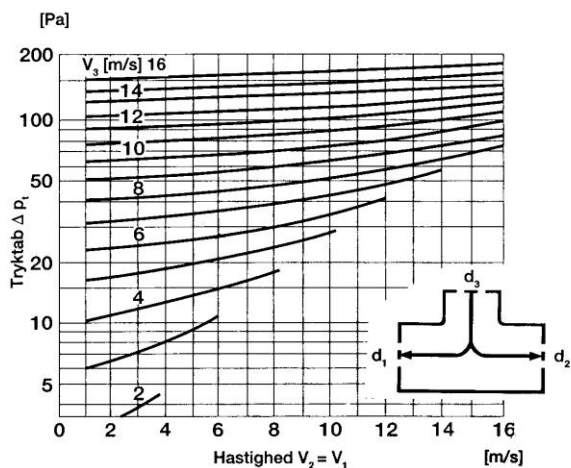
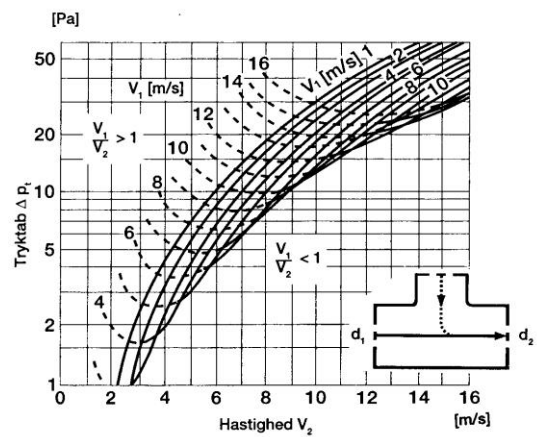
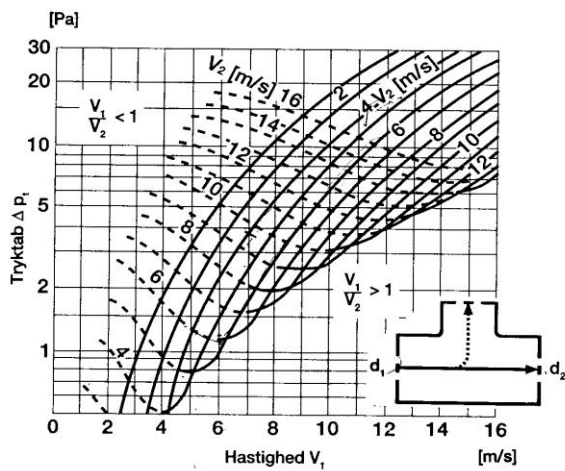
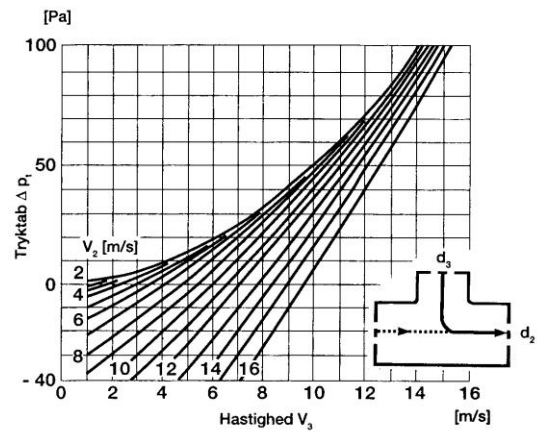
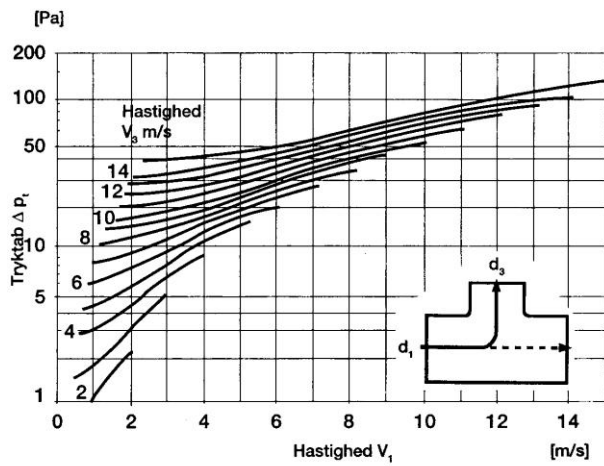
formel og volumenstrømsformlen $q_v = v \cdot A$ og kan benyttes til både dimensionering og tryktabsberegning. Volumenstrømmen q_v og trykgradienten R er abscisse og ordinat, mens de indtegnede 2 kurveskarer svarer til konstant handelsvarediameter d og konstant hastighed v . Man kan fx gå ind i diagrammet med den kendte volumenstrøm på abscisseaksen og gå lodret opad til grafen med den maksimale anbefalede hastighed eller den maksimale anbefalede trykgradient, Herefter går man lodret nedad igen til førstkommende graf for en kommercielt tilgængelig diameter, der så er den søgte diameter. Ved nu at gå vandret mod venstre kan den tilsvarende trykgradient aflæses på ordinataksen.

5.4 Enkelttab

Enkelttab Δp_e er tryktab der forekommer ret lokalt på grund af ændringer i et strømningsforløb, fx en tværsnitsændring, en afgrening, en kanalbøjning eller en indsat komponent.

For tværsnitsændringer på retlinede strækninger kan man benytte Carnots formel

$$\Delta p_e = \frac{1}{2} \rho (v_1 - v_2)^2 \quad 5.6$$



Figur 5.4 Enkelttab i forgrenende indblæsningskanaler (Lindab Ventilation katalog)

med v_1 og v_2 som hastighederne før og efter ændringen.

Enkelttab kan sjældent bestemmes teoretisk og må derfor slås op i fabrikanternes kataloger. Figureerne 5.4-5.5 viser enkelttab for forgreninger, idet indeks 1 og 2 gælder den gennemgående kanal og indeks 3 afgreningen. Figureerne

Figur 5.5 Enkelttab i forgtrnende udsugningskanaler (Lindab Ventilation katalog)

inkluderer enkelttab i reduktionsstykker monteret mindre end 3 diameter fra forgreningen.

Fig. 5.6 giver tryktabet for en 90° kanalbøjning. For en vilkårlig bøjningsvinkel $\theta \leq 90^\circ$ kan tryktabet udtrykkes ved formlen

$$\Delta p_e = \frac{0,33}{d^{3,9}} \cdot q_v^{1,85} \cdot \frac{\theta}{90^\circ} \quad 5.7$$

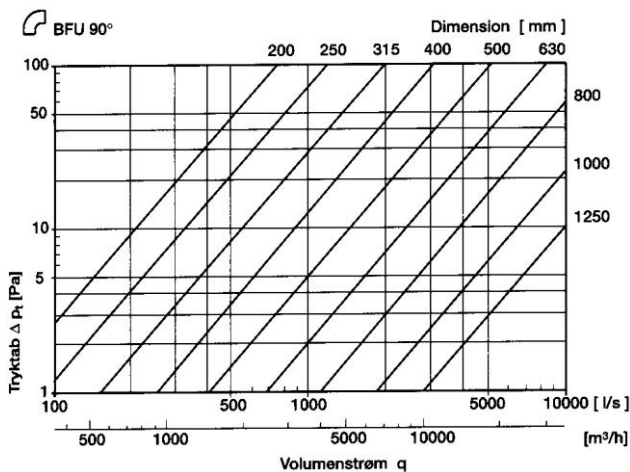


Fig. 5.6 Enkelttab for 90° bøjning i Lindab BFU90-kanal (*Lindab Ventilation)

hvor diameteren d indsættes i meter og volumenstrømmen q_v i m^3/s .

Enkelttab skal lægges oven i de normale friktionstab for strækningerne.

Eksempel 5.1 Indblæsningskanaler

På fig. 5.7 er skitseret indblæsningsdelen af et CAV kanalnet. Nettet indeholder 4 armaturer hver med volumenstrømmen 80 l/s.

Volumenstrømmen kan bestemmes på alle kanalstrækninger ved addition fra armaturerne og bagud i nettet. Herefter fastsættes de nødvendig diameter ud fra data i fig. 4.8 eller af fig. 5.3 svarende til en maksimal trykgradient på $R = 1 \text{ Pa/m}$.

Beregningen af kanalernes aktuelle tryktab foregår også baglæns fra armaturerne og op imod punkt A, og tryktabene summeres så man ud fra det totale tryk 0 i rummene kender trykket i hvert af de navngivne punkter. Når 2 beregningsveje giver forskellige tryk i et punkt, vælges det største af disse tryk, og der noteres ud fra det mindste tryk (sat i parentes) det nødvendige ekstra tryktab Δp for at skabe trykbalance.

Afgreningen mod armatur D mangler et tryktab på 5 Pa, der er så lille, at det givetvis kan indlægges i armaturets trykfordelingsboks (se eksempel 6.2). Tilsvarende indlægges 5 Pa ved armatur G i trykfordelingsboksen. Det ekstra tryktab på 6 Pa fra punkt B mod armaturerne F og G kan også indlægges i disse armaturers trykfordelingsboks (så de kommer op på 6 Pa og 11 Pa). Bliver lydniveauet efter armaturerne for højt, må tryktabet i stedet indlægges som et spjæld (med efterfølgende lyddæmper) i forgreningen efter punkt B, men spjæld er ikke egnede til at give helt små tryktab.

5.5 Tryktabsberegning for VAV

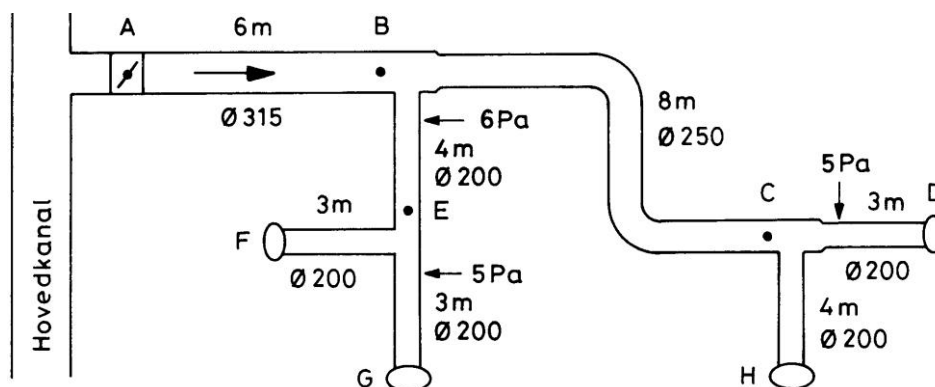
I et VAV-system er volumenstrømmene variable og tryktabene derfor også. Tryktabsberegningen for et VAV-system tager udgangspunkt i den dimensionsgivende situation med maksimale volumenstrømme, dog eventuelt reduceret med en samtidighedsfaktor på ca 0,8 i hovedledningen. For hver zone med VAV-spjæld beregnes tryktabet gennem det fjernestliggende armatur + trykfordelingsboks (ca 30 Pa) samt tryktabet tilbage gennem kanalerne til tryktransducerens placering (20-30 Pa). Trykket på dette sted er transducerens setpunkt. Herefter regnes videre tilbage til zonespjældet, hvor trykket bliver 60-70 Pa. Af hensyn til zonespjældenes autoritet over for strømmingen, dimensioneres det for et tryktab af næsten samme størrelse, så trykket foran spjældet bliver 100-120 Pa. Alle de nævnte trykangivelser er kun orienterende. Nu regnes videre til bestemmelse af tryktransducerens setpunkt i hovedkanalen således at ventilatormotorens frekvensomformer kan styres til at fastholde dette tryk mens volumenstrømmen varierer.

Til dimensionering af indblæsningsventilatoren beregnes tryktabene videre baglæns gennem hovedkanalen, aggregatet og forsyningskanalen til udeluften.

5.6 Systemtab

Systemtab er tryktab der forekommer fordi de aktuelle strømningsforhold ikke er så ideelle som antaget i beregningsforudsætningerne. Det kan være fordi beregningsformlerne kun er begrænset gyldige eller fordi indbygningsforholdene er dårlige, så anlægsopbygningen bliver mere kompliceret end oprindeligt antaget. Disse ekstra tryktab fra supplerende kanalstrækninger, bøjninger og knæk kan være vanskelige at vurdere, men de kan være meget væsentlige, og skal derfor medregnes bedst muligt. *Ventilations Ståbi giver gode regneregler for mange standardsituationer.

De gængse beregningsformler forudsætter ideelle strømningsbetingelser, blandt andet at strømningsforholdene er normale før og efter en betragtet komponent, hvilket kræver passen -



Betegnelse	q_v l/s	d mm	v m/s	R , Pa/m el. Δp_e , Pa	l , m el. antal	Δp Pa	$\Sigma \Delta p$ Pa	Kommen- tar
Armaturl H	80					40		
C-H friktion	80	200	2,55	0,5	4,0	2		Fig. 5.3
C-H forgrening	160/80	250/200	3,26/2,55			5		Fig. 5.4
Tryk i punkt C							47	
Armaturl D	80					40		
C-D friktion	80	200	2,55	0,5	3,0	2		Fig. 5.3
C-D forgrening	160/80	250/200	3,26/2,55			0		Fig. 5.4
Tryk i punkt C							(42)	$\Delta p = 5$ Pa
B-C friktion	160	250	3,26	0,6	8,0	5		Fig. 5.3
B-C bøjninger	160	250	3,26	3	2	6		Fig. 5.6
B-C forgrening	320/160	315/250	4,11/3,26			0		Fig. 5.4
Tryk i punkt B							58	
Armaturl F	80					40		
E-F friktion	80	200	2,55	0,5	3,0	2		Fig. 5.3
E-F forgrening	160/80	250/200	3,26/2,55			5		Fig. 5.4
Tryk i punkt E							47	
Armaturl G	80					40		
E-G friktion	80	200	2,55	0,5	3,0	2		Fig. 5.3
E-G forgrening	160/80	250/200	3,26/2,55			0		Fig. 5.5
Tryk i punkt E							(42)	$\Delta p = 5$ Pa
B-E friktion	160	250	3,26	0,6	4,0	2		Fig. 5.3
B-E forgrening	320/160	315/250	4,11/3,26			8		Fig. 5.4
Tryk i punkt B							(52)	$\Delta p = 6$ Pa
A-B friktion	320	315	4,11	0,7	6,0	4		Fig. 5.3
Tryk i punkt A							62	Søgte tryk

Fig. 5.7 Gennemregning af eksempel 5.1

de lange lige kanalstrækninger (ofte 3-4 kanal-diameter) omkring komponenten. Er strækningerne kortere, ændres strømningsforløbet i komponenten og dermed også tryktabet, der kan blive større eller mindre, men normalt bliver større.

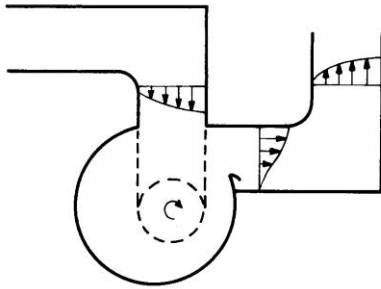


Fig. 5.8 Dårlig kanalføring med systemtab omkring ventilator. Indløbet til ventilatoren sker omkring akslen bag ventilatoren

Fig. 5.8 med forholdene omkring en ventilator indeholder mange systemtab. Strækningen efter første bøjning er så kort, at formlen for bøjningstab bliver unøjagtig. Dernæst er bøjningen så tæt på ventilatoren at luften har en forhåndsrotation ved indgangen til ventilatoren og dermed reducerer ventilatorens ydelse i forhold til ventilatordiagrammerne omtalt i næste afsnit. Efter ventilatoren er strækningen for kort til at strømmingen når at blive ensformig, hvorved både ventilatordiagrammet og tryktabsformlen for efterfølgende bøjning fejlbehæftes.

5.7 Ventilatordimensionering

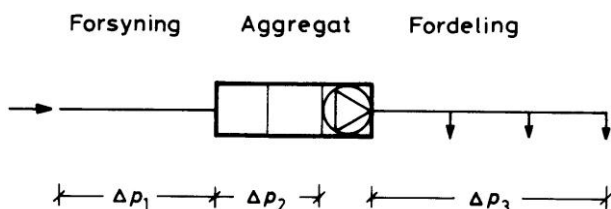


Fig. 5.9 Tryktab gennem system

Et ventilationsanlægs ventilator skal trække en luftstrøm hele vejen mellem udeluft og rumluft og derved være i stand til at tilføre ventilationsluften en tryktilvækst lig med summen af de tryktab, ventilationsluften møder undervejs ved at strømme gennem kanalerne og diverse kom-

ponenter og kanalrørsformstykker. Principielt ser situationen ud som vist på fig. 5.9. Ventilationsluften begynder og slutter ved atmosfæretryk, men undergår tab på tre strækninger: (1) mellem udeluft og aggregat, (2) i aggregatet og (3) mellem aggregat og rumluft. Summen af disse tab skal ventilatoren yde:

$$\Delta p_{\text{ventilator}} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \quad 5.8$$

Alle størrelserne afhænger af volumenstrømmen gennem aggregatet, men skal betragtes i den dimensionsgivende situation. Bestemmelsen af tryktabene Δp_1 og Δp_3 er omtalt i det foregående. For Δp_2 for aggregatet gav fig. 3.16 nogle optimale værdier.

En ventilators ydeevne beskrives ved et ventilatordiagram som vist på fig. 5.10. Ad akserne er angivet volumenstrøm og tryktab, mens skærerne af grafer svarer til tilstande med konstant omløbstal for ventilatorakslen, konstant virkningsgrad for ventilatoren, konstant effektforbrug og konstant lydniveau. Ved at indplotte punktet svarende til dimensionsgivende volumenstrøm og tryktab kan de øvrige nævnte størrelser aflæses og det kan afgøres, om den pågældende ventilator er egnet til formålet eller der skal findes en anden.

Ventilatorens effekt, volumenstrøm, trykstigning og virkningsgrad er forbundne ved formlen

$$P_V = \frac{q_V \Delta p_{\text{ventilator}}}{\eta_V} \quad 5.9$$

Effekten gælder for ventilatoren alene. Effekten P_{el} fra el-nettet fås ved yderligere division med virkningsgraden for motoren, motorens frekvensomformer (der regulerer omløbstallet) samt for det eventuelle remtræk

$$P_{el} = \frac{P_V}{\eta_{mo} \eta_{fr} \eta_{rem}} \quad 5.10$$

El-effekten P_{el} er ca 25% højere end ventilatoreffekten P_V for en ventilatoreffekt på 3 kW, lidt mere for mindre ventilatoreffekt og lidt mindre for større.

Ventilatorens energiforbrug (Elforbrug) er

$$E_{el} = P_{el} \tau \quad 5.11$$

hvor τ er benyttelsestiden.

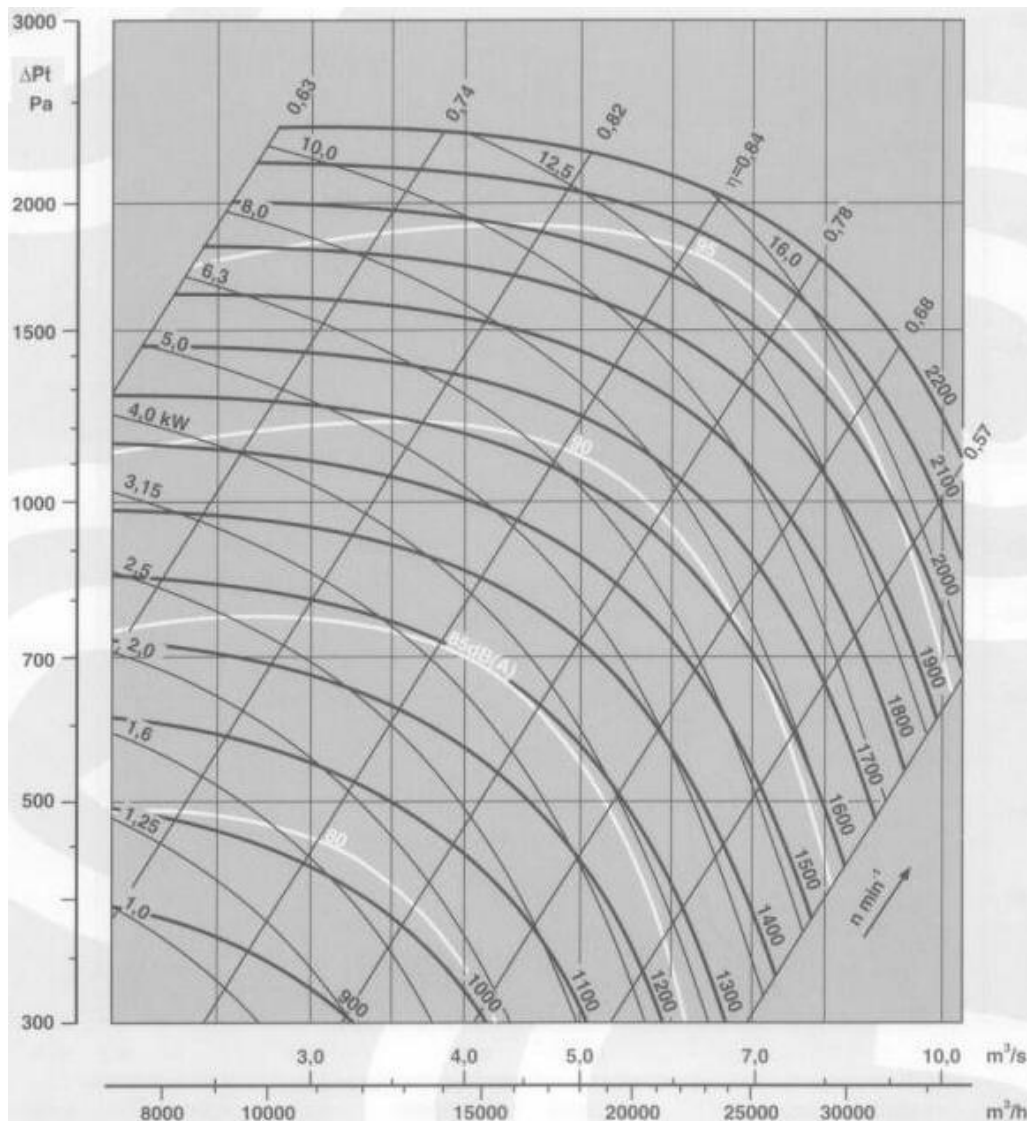


Fig. 5.10 Ventilatoridiagram (*Danvent katalog)

I forbindelse med ventilatorer må to forhold tages i betragtning: (i) Ventilatoridiagrammet har forudsat givne kanaltilslutninger på sugesiden og tryksiden. For ventilatorer til ventilationsaggregater kan forudsætningen være at luften suges fra et rum og at den trykkes ud i en lang, lige kanal af samme dimension som udløbsåbningen. For andre tilslutninger må der medregnes ekstra tryktab, eventuelt opgivet i leverandørkataloget. (ii) I forbindelse med ventilatorens kanaltilslutninger kan optræde de i foregående afsnit omtalte systemtab på grund af ekstra kanalbøjninger og fordi kanalstrækningerne fra den ene ændring til den næste er for korte til at normale strømningsforhold kan gendannes på den mellemliggende strækning.

Man kan læse mere om disse væsentlige tab i *Ventilation Ståbi.

Eksempel 5.2 Ventilatordimensionering

For et anlæg med volumenstrøm $q_v = 4 \text{ m}^3/\text{s}$ er tryktabene på indblæsningsdelen beregnet til

$\Delta p_1 =$	100 Pa	Fra udeluft til aggregat
$\Delta p_2 =$	400 Pa	I aggregat
$\Delta p_3 \equiv$	150 Pa	Fra aggregat til rumluft
$\Sigma p =$	650 Pa	For indblæsningssystemet

Herefter giver fig. 5.10 den fine virkningsgrad $\eta = 0,82$, effektforbruget 3,2 kW og omløbstallet 1260 o/m. På grund af motor og remtræk bliver elforbruget ca 25% højere, dvs 4,0 kW.

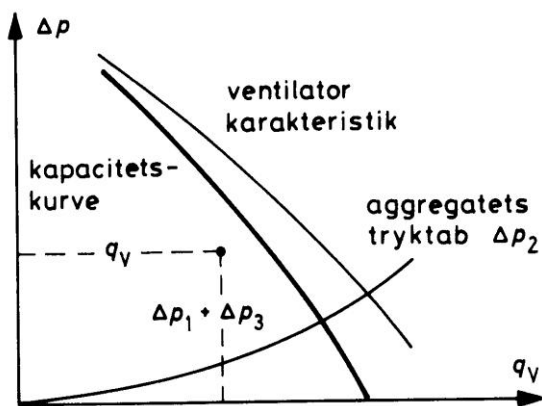


Fig. 5.11 Kapacitetskurve for kompaktaggregat

Kompaktaggregaters standardudformning betyder, at fabrikanterne allerede kender tryktabene Δp_2 i aggregaterne som funktion af volumenstrømmen, ligesom de kender ventilatorkarakteristikken svarende til maksimalt omløbstal. De to grafer er skitseret med tynd streg på fig. 5.11. Ved at subtrahere de to grafer fremkommer den viste kapacitetskurve, som fabrikanterne kan nøjes med at angive. Kompaktanlægget er anvendeligt for alle datasæt (q_v , $\Delta p_1 + \Delta p_3$) beliggende under grafen.

5.8 Specifikt elforbrug (SEL)

Energieffektiviteten af et ventilationsanlæg kan måles ved at man sætter ventilatorernes samlede elforbrug i forhold til den transporterede udeluftmængde. Forholdet kaldes det specifikke elforbrug, *SEL* (på engelsk *SFP* = Specific Fan Power)

$$SEL = \frac{\sum P_{el}}{\sum q_{v, udeluft}} \quad 5.12$$

Tælleren angiver samtlige ventilatorers forbrugte eleffekt, mens nævneren kun er udeluftmængden. *Bygningsreglement stiller i afsnit 8.3 krav om at ventilationsanlæg dimensioneres energiøkonomisk hensigtsmæssigt og angiver følgende krav til *SEL*

$$SEL \leq \begin{cases} 1800 \text{ J/m}^3 & \text{CAV} \\ 2100 \text{ J/m}^3 & \text{VAV} \\ 800 \text{ J/m}^3 & \text{Udsugning} \\ 1000 \text{ J/m}^3 & \text{En bolig} \end{cases} \quad 5.13$$

For anlæg med variabel ydelse (VAV) tillades en højere *SEL*-værdi end ved konstant ydelse (CAV) fordi man her betragter det dimensionsgivende tilfælde og anlægget det meste af tiden arbejder med langt mindre last.

SEL-værdien for udsugning gælder udsugningssystemer uden mekanisk udelufttilførsel. Værdien for boliger gælder ved mekanisk ventilation med indblæsning og udsugning.

Man kan selv vælge om *SEL*-kravet skal opfyldes for en hel bygning eller for dele af bygningen hver for sig.

Kravet til *SEL* kan føre til valg af et større og dermed dyrere aggregat end ellers fordi kravet nedsætter tryktabene gennem anlægget og dermed strømningshastighederne, så kanaldiametrene skal forøges. Men merudgiften opvejes af en bedre driftsøkonomi.

En analyse af elforbrug til ventilation kan findes i *SBI-anvisning 188.

Eksempel 5.3 *SEL*-værdi for bygning

Indblæsningsventilatoren i eksempel 5.2 havde et elforbrug på 4,0 kW ved en volumenstrøm på 4 m³/s. Hvis udsugningsventilatorens elforbrug sættes til 3,6 kW, bliver anlæggets *SEL*-værdi

$$SEL = \frac{\sum P_{el}}{q_{v, udeluft}} = \frac{4000 \text{ W} + 3600 \text{ W}}{4,0 \text{ m}^3 / \text{s}} = 1900 \text{ J/m}^3$$

For et VAV-anlæg er dette mindre end 2100 J/m³ og dermed i orden.

Litteratur

- Bygningsreglement. Erhvervs- og Byggestyrelsen (2010).
- Danvent Produktkatalog (1998).
- SBI-anvisning 188. Peter Olufsen: Ventilationsanlæg med lavt elforbrug. (1995).
- Ventilation Ståbi, 2. udgave. Ingeniøren|bøger (2001).

6. Opblandingsventilation

6.1 Lovkrav

6.2 Armaturplacering

6.3 Indblæsning

6.3.1 Kastelængde

6.3.2 Stråleudbredelse

6.3.3 Isotherme frie stråler

6.3.4 Isotherme vægstråler

6.3.5 Ikke-isoterme stråler

6.4 Udsugning

6.5 Lydforhold

6.6 Produktspecifik dimensionering

Ventilationsluft skal passere bygningens rum, så den giver en effektiv gennemluftning af rummene uden at genere de tilstedeværende med træk, kuldefornemmelse og støj. At opfylde disse krav er en balancegang, fordi en forbedring af gennemluftningen også forøger generne.

Ventilation af rum kan ske efter mange forskellige principper, hvoraf her skal omtales opblandingsventilation med både indblæsning og udsugning.

I det følgende omtales lovkravene, og der gives generelle teoretiske principper for spredning af isoterme og ikke-isoterme ventilationsstråler. Dernæst vises den praktiske brug af leverandørernes diagrammer ved valg af armaturer. Her får man også oplysning om armaturernes tryktab, der benyttes ved dimensionering af det samlede anlæg, og om deres lydavgivelse.

6.1 Lovkrav

Kravene til ventilationens størrelse blev omtalt i kapitel 2. Om begrænsning af ventilationens gener fra luftbevægelser siger *Bygningsreglementet i kapitel 11.2:

”Ved tilførsel af luft og bortskaffelse af luft skal det i rum, hvor personer opholder sig i længere tid, sikres, at der ikke i opvarmningssæsonen optræder træk i opholdszonen”

Det anføres som vejledning, at lufthastigheden højst bør være 0,15 m/s i opholdszonen. Opholdszonen blev defineret på fig. 1.5.

*Bygningsreglementets kapitel 6.4.3 siger at støjniveau fra tekniske installationer ikke må overstige 30 dB(A) i undervisningsrum. I boliger anbefales samme grænseværdi.

6.2 Armaturplacering

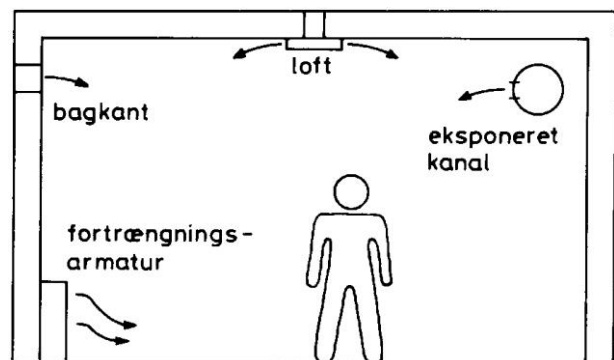


Fig. 6.1 Indblæsningsmuligheder ved opblandingsventilation. Ved gulvet ses et armatur til fortrængningsventilation

Det er vigtigt, at indblæsningsarmaturer placeres hensigtsmæssigt. For opblandingsventilation viser fig. 6.1 tre mulige indblæsningsmåder:

- Midt i rummet, enten i selve loftet eller i nogen afstand fra loftet. God løsning for store, ikke for højloftede lokaler.

- Ved en væg, enten i selve væggen eller i loftet. God for små rum hvor ventilationsrækkevidde er tilfredsstillende.
- Gennem kanaler ført gennem lokalet. Benyttes ved højloftede lokaler eller hvor der ikke er plads til en skjult kanalføring.

6.3 Indblæsning

6.3.1 Kastelængde

Luften forlader normalt armaturerne med en hastighed på 2-3 m/s, der reduceres fremad mod opholdszonen på grund af modstanden fra og opblandingen med den stillestående rumluft. Ventilationsluften kan have samme temperatur som rumluften (isoterme forhold) eller den kan ved indblæsningen fra armaturet være undertempereret (ikke-isoterm) med op til ca 12 K undertemperatur. Ved ikke-isoterme forhold bevirker tyngden, at luften på grund af sin større densitet af sig selv drejer nedad samtidig med at opblandingen reducerer temperaturforskellen til rumluften. Indblæsningsarmaturerne skal placeres og indrettes til at give en god gennemluftning af lokalet samtidig med at bygningsreglementets krav angående træk i opholdszonen overholdes.

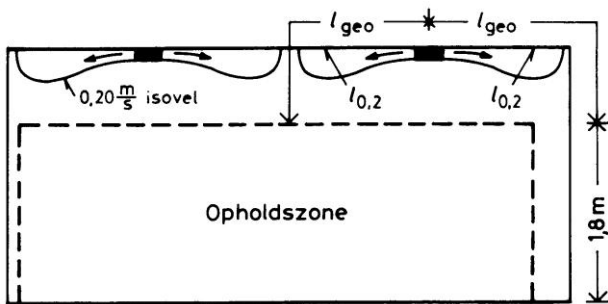


Fig. 6.2 Definition af kastelængde $l_{0,2}$ og geometrisk længde l_{geo}

Til sikring af dette kan vi betragte de 2 loftarmaturer (sortfarvede) på fig. 6.2. Under isoterme forhold bevæger luften sig vandret indtil den møder en væg eller en modsat rettet stråle, hvorefter den drejer nedad mod opholdszonen, som nås efter den tilbagelagte geometriske strækning l_{geo} . Luftbevægelserne i strålen kan karakteriseres ved hjælp af isoveler, der er punkter med samme hastighed, på figuren hastigheden 0,2 m/s. Afstanden fra armaturets midte til isovelens fjerneste punkt kaldes strå-

lens kastelængde l_v svarende til den valgte isovelhastighed v , her altså $l_{0,2}$. Hvis kastelængden er lig med geometrisk længde, har man ved væggen ud for opholdszonens øvre grænse en hastighed på 0,2 m/s og dermed forventeligt en hastighed i selve opholdszonen mindre end *Bygningsreglementets anbefalede 0,15 m/s. For at opnå en god gennemluftning af rummet ønskes en stor kastelængde. Kastelængden må altså hverken være for lang eller for kort og regnes optimal i intervallet i den højre ligning 6.1:

$$0,5 \leq (\text{"Skal"}) \frac{l_{0,2}}{l_{geo}} \leq 1 \quad 0,75 \leq (\text{"Bør"}) \frac{l_{0,2}}{l_{geo}} \leq 1 \quad 6.1$$

Den opskrevne betingelse i den højre ligning på 0,75 er ikke altid opnåelig i praksis, når der også skal tages hensyn til støj fra indblæsningen til rummet. Da kravet til støj og træk er væsentligere end kravet til god gennemluftning, kan ligningen til venstre anvendes med en mindste værdi på 0,5 og en maksimal værdi på 1,0; men disse værdier SKAL overholdes. Hvis værdien kommer ned under 0,5, vil der ikke forekomme opblanding, og ventilationen vil således ikke fungere i rummet. Husk at der også er et l_{geo} fra retningen vinkelret på tegneplanen på fig. 6.2.

Kravet om en maksimal lufthastighed i opholdszonen er vanskeligt at håndtere fordi træk fra åbne døre og vinduer, fra utætte bygningsdele og fra radiatorer alt sammen indvirker på strømningsbilledet. Personer i fysisk arbejde er endvidere ikke særligt generet af luftbevægelserne og kan normalt acceptere hastigheder på 0,3-0,4 m/s.

6.3.2 Stråleudbredelse

Ved udstrømning gennem en skarpkantet åbning som på fig. 6.3 kan en stråle ikke følge åbningens konturer, men foretager en kontrak-

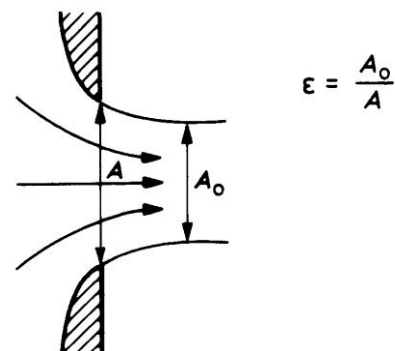


Fig. 6.3 Definition af kontraheret areal A_0

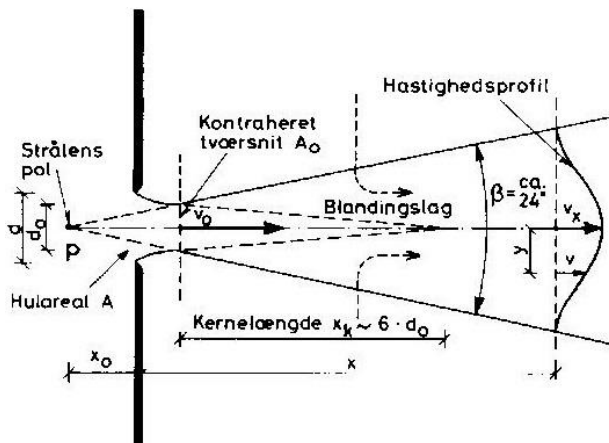


Fig. 6.4 Udbredelse af cirkulær stråle (*Danvak grundbog)

tion (sammentrækning) til et kontraheret areal (udløbsarealet) A_o , der er mindre end åbningens hulareal A . Forholdet mellem de to arealer kaldes kontraktionsfaktoren ε

$$\varepsilon = \frac{A_o}{A} \quad 6.2$$

Kontraktionsfaktoren kan antage værdier fra 0,60 til 1 afhængig af strålens evne til at følge åbningens kontur. Relationen mellem volumenstrøm, arealer og hastigheder er da

$$q = vA = v_o A_o = \varepsilon v_o A \quad 6.3$$

En isotherm stråles udbredelse fra et kontraheret eller ikke-kontraheret cirkulært udløbsareal og herefter foregår efter principperne vist på fig. 6.4. Lufthastigheden er konstant i udløbsarealet, men i fremadgående retning bevirker friktionen fra den omkringliggende stillestående luft at arealet med konstant hastighed snævrer ind, samtidig med at strålen trækker den nærmestliggende luftmasse med ind i bevægelsen. På en strækning efter udløbet kan hele området inddeles i 3 dele: En central kerne, hvor hastigheden er lig hastigheden i udløbstværsnittet, et yderområde med stillestående luft samt et midterområde med opblanding, hvor hastigheden varierer mellem 0 og kærnens hastighed. Blandingslagets tykkelse vokser retlinet fremad i strømningsretningen fra den teoretiske værdi 0 ved en fiktiv pol P bag udløbsåbningen. Tilsvarende aftager kærnens tykkelse retlinet fremad og er efter ca 6 åbningsdiametre reduceret til værdien 0. Fra dette sted og herefter har ha-

stighedsprofil karakter af en såkaldt 'Napoleonshat' med en midterhastighed der aftager i strømretningen og en bredde der vokser i strømretningen fordi mere og mere af den stillestående luft inddrages i bevægelsen. Det er kun området med Napoleons hatten, der beskrives i det følgende, og beskrivelsen gælder følgelig ikke helt tæt ved udløbsåbningen.

6.3.3 Isotherme frie stråler

Strålen på fig. 6.4 kalder 'fri' fordi den udbreder sig uafhængigt af andre stråler og rummet ikke begrænser dens udbredelse. Den kan for eksempel være dannet af dysen på fig. 6.5. Stråleformens napoleonshat kan beskrives ved

$$y = 0,12 x \sqrt{\ln \left[\frac{7,1 v_o \sqrt{A_o}}{x v} \right]} \quad 6.4$$

hvor x er afstanden langs midteraksen og y er afstanden vinkelret på midteraksen ud til punktet på den isovel, der har hastigheden v . Kastelængden for denne stråleform er den værdi af x (> 0), der giver $y = 0$:

$$l_v = 7,1 \frac{v_o \sqrt{A_o}}{v} \quad \text{cirkulær åbning} \quad 6.5$$

Formlerne viser, at kastelængden er proportional med v_o og at strålens maksimale tykkelse $0,10 \cdot l_v$ optræder for $x = 0,60 \cdot l_v$.



Fig. 6.5 Indblæsningsdyse (Lindab Comfort katalog)

Ventilation gennem indblæsningsarmaturer skaber nogle luftbevægelser, der i rimeligt omfang kan beskrives ved 3 typiske tilfælde: Den ovenfor omtalte cirkulære stråle fra en dyse (fig. 6.5), en plan stråle fra en spalte med konstant højde og (uendelig) stor bredde (fig. 6.6) samt en radiær stråle fra en cirkulær spalte mellem to

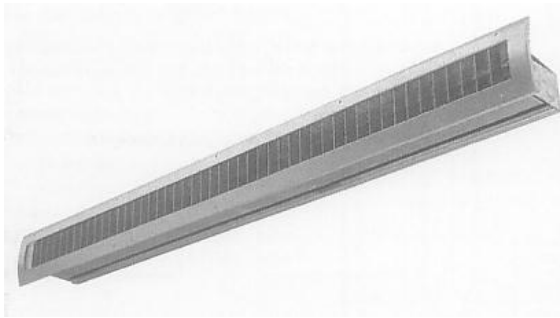


Fig. 6.6. Indblæsning gennem spalte (Neta-vent katalog)

skiver med radius r (fig. 6.7). Lufthastigheden v_x midt i strålen i afstanden x fra udløbet kan udledes teoretisk bortset fra en proportionalitetsfaktor, der bestemmes eksperimentelt:

$$\frac{v_x}{v_o} = 7,1 \cdot \frac{\sqrt{A_o}}{x} \quad \text{cirkulær dyseåbning}$$

$$\frac{v_x}{v_o} = 2,0 \cdot \sqrt{\frac{h_o}{x}} \quad \text{plan, bred spalte} \quad 6.6$$

$$\frac{v_x}{v_o} = 1,9 \cdot \frac{\sqrt{r h_o}}{x} \quad \text{cirkulær spalte}$$

Afstanden x fra armaturerne forudsættes så stor, at formlerne giver $v_x \leq v_o$.

Kvadratiske og rektangulære stråler kan et stykke fra udløbsåbningen regnes som cirkulære stråler med samme udløbsareal, men jo mere aflangt et åbningsareal er, jo længere skal man frem i strømrøret før tilnærmelsen bliver god.

Kastelængden l_v svarende til isovelen med hastighed v kan for en cirkulær spalte findes af nederste formel i (6.6), idet $v_x = v$ for $x = l_v$

$$l_v = 1,9 \cdot \frac{v_o \sqrt{r h_o}}{v} \quad \text{cirkulær spalte} \quad 6.7$$

Det ses, at kastelængden igen er proportional med udløbshastigheden v_o fra armaturet. For at holde kastelængden konstant i VAV-systemer hvor udløbshastigheden v_o varierer med tiden, reguleres spaltehøjden h_o således at dette opnås.

Den omvendte proportionalitet mellem l_v og v for cirkulære åbninger og cirkulære spalter betyder, at man simpelt kan omregne mellem

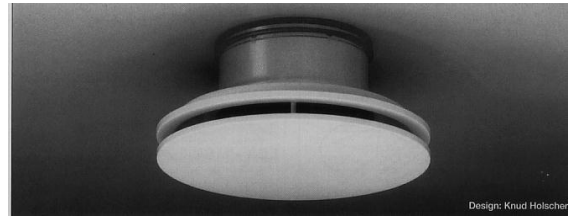


Fig. 6.7. Armatur med cirkulær indblæsningsspalte (Lindab Comfort katalog)

kastelængder for forskellige isoveler, for eksempel har man

$$l_{0,15} \cdot 0,15 \text{ m/s} = l_{0,2} \cdot 0,2 \text{ m/s} \quad 6.8$$

For en plan spalte skal hastighederne kvadreres i denne formel.

6.3.4 Isoterme vægstråler

Når en stråle udbreder sig langs med en fast begrænsning, fx en loftflade, taler man om en vægstråle. En vægstråle kan fysisk opfattes som den ene halvdel af en fri stråle med det dobbelte udløbsareal af den halve frie stråle. Derfor kan hastighederne i en vægstråle bestemmes ud fra de foregående formler for frie stråler ved at man sætter udløbsarealet til det dobbelte af det virkelige areal. Det svarer til, at de tre højresider i formel (6.6) multipliceres med $\sqrt{2}$, hvorefter man indsætter det virkelige areal.

De forøgede hastigheder i vægstråler skyldes, at strålen ikke kan trække den stillestående omgivende luft til sig fra den side, der vender mod vægbegrænsningen og derfor ikke bremses af opblandet luft fra denne side. I stedet dannes langs vægbegrænsningen et sug, der får strålen til at "klæbe" til vægbegrænsningen og derved bevæge sig længere fremad end ellers. Fænomenet betegnes Coanda-effekt. Virkningen forudsætter at lufthastigheden er større end 0,3 m/s og virkningen er ubetydelig hvis den begrænsende væg er mere end ca 0,4 m fra strålens akse. Den begrænsende væg må endvidere ikke indeholder fremspring (fx bjælker og lysarmaturer) der er højere end angivet på fig. 6.8, der også gælder for ikke-isoterme stråler.

En bjælke placeret en halv kastelængde fra udløbsåbningen må således kun være 75 mm høj hvis Coandaeffekten skal opretholdes når undertemperaturen er 10 K.

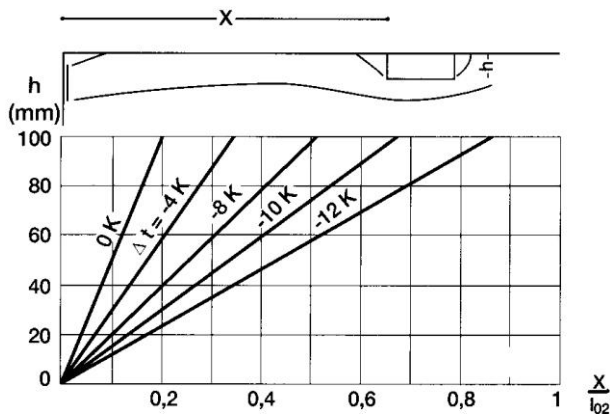


Fig. 6.8. Maksimale fremspring i væg for bevarelse af Coandaeffekten, for både isoterme og ikke-isoterme stråler. (Lindab Comfort katalog).

Fig. 6.9 er et vandret og lodret snit gennem 0,2 m/s isovelen for en enkeltstråle. Strålens maksimale højde b_v bør ikke være større end at rummet har mindst 2 m frihøjde under strålen. Strålens maksimale bredde b_h er af betydning for den gensidige påvirkning mellem parallelle stråler som vist på fig. 6.10. Monteres armaturerne med en afstand A mindre end b_h , forstærkes strålevirkningen, så de oprindelige kaste-længder multipliceres med den viste faktor K .

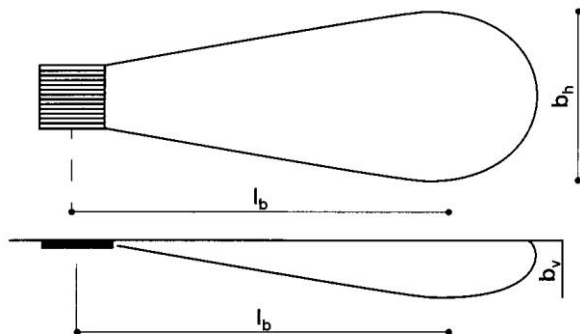


Fig. 6.9. Loftstråle med 0,2 m/s isovel set fra neden og fra siden (Lindab Ventilation).

Har man adskillige åbningsarealer tæt på række, kan de opfattes som en spalte med en højde svarende til at de to situationer får samme åbningsareal.

Ved pendulophængte lysarmaturer bør en flugtnie fra underside indblæsningsarmatur til overside lysarmatur have en hældning på mindst 1:10.

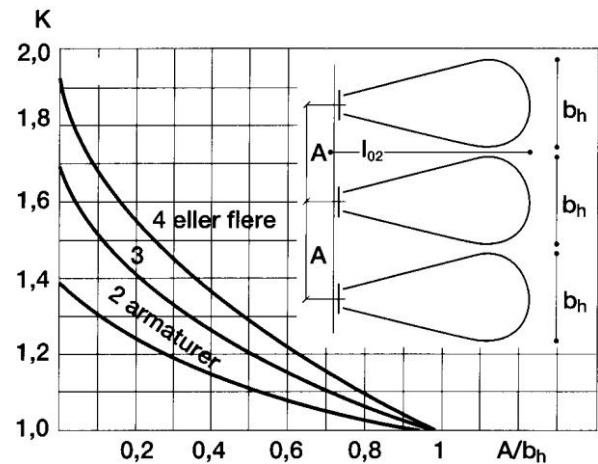


Fig. 6.10. Ved tætsiddende armaturer multipliceres kastelængden med faktoren K .

6.3.5 Ikke-isoterme stråler

Ikke-isoterme stråler har en overtemperatur eller undertemperatur i forhold til rumluften. Det er ikke så tit, man opvarmer rumluften ved hjælp af ventilationsanlægget, men i givet fald rettes stråleretningen nedad, således at luftens inerti kan overvinde opdriften.

De tidligere angivne formler for hastighedsvariation i strømningsretningen i en isotherm stråle ændres kun svagt, idet kastelængden ved ventilation med undertempereret luft reduceres med ca 1,5% pr grad undertemperatur i forhold til isotherm indblæsning. Men formlerne beskriver ikke strålernes afbøjning på grund af densitetsforskellen.

En undertempereret stråle er tungere end rumluften, så strålen bevæger sig fremad og afbøjer mere og mere nedad under bevægelsen. Dens lodrette afvigelse y som funktion af tilbagelagt afstand x kan beskrives ved formlen

$$y = 0,0019 \frac{\text{m}}{\text{s}^2 \text{K}} \cdot \frac{\Delta t_o x^3}{v_o^2 \sqrt{A_o}} \quad 6.9$$

hvor $\Delta t_o = t_i - t_o$ er ventilationsluftens undertemperatur ved indblæsningsstedet $x = 0$. For undertemperaturen t_x i stråleaksen kan udledes

$$t_x - t_i = (t_o - t_i) \cdot \frac{v_x}{v_o} \quad 6.10$$

6.4 Udsugning

Udsugning af ventilationsluft giver kun væsentlige hastigheder i et lokalt område meget tæt ved udsugningsåbningen. Man har derfor stor frihed ved placering af udsugningsarmaturer, da luften fra indblæsning og udsugning kun i ringe grad påvirker hinanden. Nogle forhold skal dog tages i betragtning:

- Indblæsning af isoterm luft bør ikke ske direkte ind i en udsugningsåbning.
- Udsugningsåbningen bør placeres højt for at opsamle den varme luft
- Udsugningen bør ikke placeres tæt ved klimaskærmen, da undertrykket i området omkring udsugningsåbningen kan trække kold udeluft ind i bygningen.
- Udsugningen placeres nær forureningskilder hvis sådanne findes.

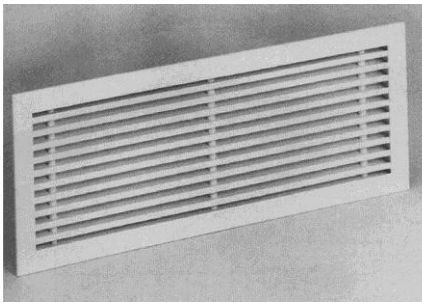


Fig. 6.11 Standardrist til udsugning (Lindab Comfort katalog)

Af arkitektoniske grunde anvendes ofte samme type armatur til udsugning og indblæsning, selv om enklere armaturer er brugbare til udsugning. Fig. 6.11 viser en simpel standardrist til formålet. I kontrolventilen på fig. 6.12 kan strømningsmodstanden reguleres, så den ønskede volumenstrøm opnås. Ventilen benyttes blandt andet på toiletter, hvor der i øvrigt ikke er indblæsning, men kun udsugning for at holde et undertryk i forhold til resten af bygningen.



Fig. 6.12 Kontrolventil til udsugning (Lindab Comfort katalog)

6.5 Lydforhold

I kapitel 10 behandles lydforhold dels generelt og dels specielt for ventilationsanlæg. Nærværende lille afsnit omhandler kun den oplevede lyd fra armaturer og skulle kunne læses uafhængigt af kapitel 10.

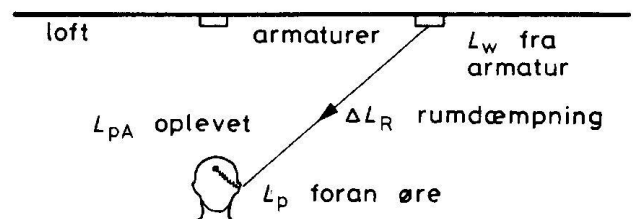


Fig. 6.13 Lydudbredelse fra armatur til hjerne

På fig. 6.13 spreder et armatur lyd ud i rummet. Personen modtager lyden dels direkte fra lydkilden og dels efter at den er reflekteret én eller flere gange fra rummets begrænsende flader. Men er man mere end ca 1 meter fra lydkilden (dvs i det såkaldte frie felt), er den reflekterede lyd normalt altdominerende, og denne lyd er uafhængig af stedets placering i forhold til lydkilden. For at beskrive den oplevede lyd i hjernen indregnes et såkaldt A-filter, der korrigerer for ørets bearbejdning af lyden.

Lydens effekt fra armaturet udtrykkes på logaritmisk form som et lydeffektniveau L_w . Ved herfra at trække rumdæmpningen ΔL_R fra lydens vej gennem rummet, får man lydtrykkniveauet L_p i rummet. Når hertil lægges det såkaldte A-filter, der kompenserer for ørets bearbejdning af lydindtrykket, fremkommer det oplevede lydtrykkniveau L_{pA}

$$L_{pA} = L_w - \Delta L_R + A - \text{filter} \quad 6.11$$

Normalt er A-filteret allerede indregnet i leverandørernes opgivne lydeffektniveauer som så kaldes L_{wA} , og formelen reduceres til

$$L_{pA} = L_{wA} - \Delta L_R \quad 6.12$$

Det er lydtrykkniveauet L_{pA} , der stilles krav til i Bygningsreglementet. Alle lyd-niveauer regnes i dB (decibel) og betegnes undertiden dB(A) når A-filteret er indregnet.

*Ventilation Ståbi giver de på fig. 6.14 viste eksempler på rumdæmpning ΔL_R .

Nogle leverandører angiver i deres kataloger lydtrykkniveauet L_{pA} i stedet for lydeffektni-

veauet L_{wA} , idet de går da ud fra en standard rumdæmpning på 4 dB svarende til kontorer. Lydeffektniveauet L_{wA} findes i disse tilfælde ved at lægge de 4 dB til katalogernes L_{pA} .

Rumtype	ΔL_R	Beskrivelse
Enkeltkontor	4 dB	Tæppe på gulvet
Kontorlandskab	12 dB	Tæppe og lydabsorberende loft
Konferencerum	10 dB	Tæppe og lydabsorberende loft
Skolelokale	7 dB	Absorberende loft og 2 opslagstavler
Soverum	4 dB	

Fig. 6.14 Lyddæmpning for udvalgte lokaler

Ved mere end 1 lydkilde i et rum, skal lydtrykniveauerne adderes logaritmisk, hvilket for n ens lydkilder giver

$$L_{pA, n} = L_{pA, 1} + 10 \cdot \log_{10}(n) \quad 6.13$$

Lyden fra 4 ens armaturer er således 6 dB højere end for et enkelt armatur.

Hidtil er kun betragtet lyd fra selve armaturerne. Den lyd, der kommer fra kanalsystemet til et armatur, dæmpes ved passage af armaturet (inklusive dets trykfordelingsboks) og skal herefter adderes logaritmisk til armaturets egen lyd. En sådan beregning er lidt krævende, men kan med rimelig nøjagtighed forenkles ved at man forhøjer armaturets lydeffektniveau L_{wA} med typisk 3 dB.

Eksempel 6.1

Et klasseværelse har 2 indblæsnings- og 2 udsugningsarmaturer, der ifølge et leverandørkatalog hver har et lydeffektniveau på $L_{wA} = 32$ dB. Hvor stort bliver det oplevede lydtrykniveau?

Klasseværelset tillægges jævnfør fig. 6.14 en rumdæmpning på 7 dB. Med 4 armaturer i stedet for 1 forøges lydtrykniveauet med $10 \cdot \log 4 = 6$ dB, så det samlede lydtrykniveau L_{pA} bliver $32 - 7 + 6$ dB = 31 dB. Kanalstøjen kan inkluderes ved addition af 3 dB, så resultatet bliver 34 dB.

6.6 Produktspecifik dimensionering

På markedet findes en mangfoldighed af indblæsningsarmaturer fra forskellige leverandører. Ved valg af armatur skal man være op-

mærksom på deres induktion, dvs evne til at opblande indblæsningsluften med den eksisterende rumluft. Ved lav induktion fortsætter indblæsningsluften med stor hastighed og ringe temperaturændring gennem rummet og giver en stor kastelængde, men ikke særlig god komfort. Et eksempel er risten på fig. 6.11, hvor luften strømmer ud vinkelret på risten. Stor induktion (lille kastelængde) og dermed god komfort opnås med armaturet på fig. 6.15. I spalten mellem pladerne indblæses luft med ret stor hastighed og dermed ret lille tryk, således at rumluft suges op gennem den yderste rand af huller i bundpladens perforering og opblandes med indblæsningsluften allerede inden den har forladt armaturet. Endnu bedre induktion opnås i en anemostat, hvor luften strømmer ud gennem mange cirkulære spalter, men sådanne benyttes ikke til komfortventilation af æstetiske grunde.



Fig. 6.15 Tallerkenventil med perforeret bundplade (Lindab Comfort katalog)

Leverandører af indblæsningsarmaturer fremstiller diagrammer (fx fig. 6.16) med angivelse af de væsentligste data for hvert enkelt armatur som funktion af ydre parametre såsom volumenstrøm og åbningsgrad for det spjæld, der er indbygget i armaturet. Et armatur vælges ud fra

- Volumenstrøm maksimalt 250-300 m³/h
- Tryktab omkring 30 Pa
- Lydtrykniveauet L_{pA} passende lille afhængig af rummets anvendelse. Højest 35 dB for kontorer og 30 dB for skoler.
- Forholdet mellem kastelængde og geometrisk længde helst mellem 0,75 og 1

Leverandørernes kastelængder gælder for den forventede montage af armaturet (fristråler eller vægstråler) og må modificeres i henhold til leverandørens opgivelser ved anden montage.

Diagrammer for horisontal indblæsning under loft og ved isotermiske forhold.
Ved frithængende diffusor forkortes kastelængden med ca. 20%.

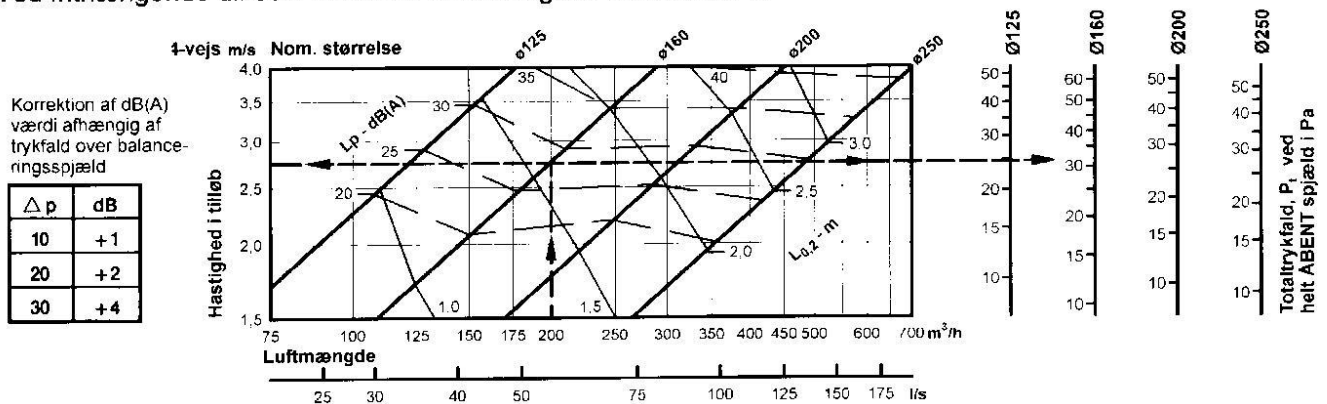


Fig. 6.16 Dimensioneringsdiagram for indblæsningsarmaturet i eksempel 6.2 (Netavent VAV katalog)

Undertempererede stråler, der indblæses i vandret retning, forøger på grund af tyngden hurtigere deres bredde end tempererede stråler, og opnår herved hurtigere de små hastigheder. Kastelængden skal af denne grund, som ovenfor nævnt, reduceres med 1,5% pr grad under-temperatur.

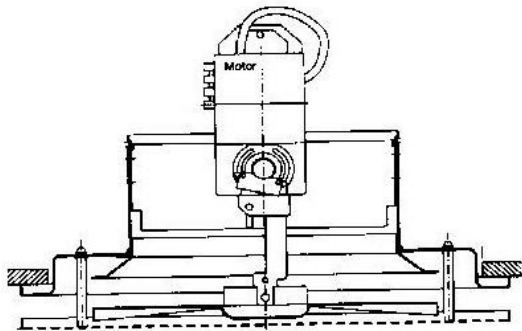


Fig. 6.17 VAV-armatur med deflektorplade (lige over den stiplede bundlinie) til regulering af udløbsarealet (Lindab Comfort katalog)

I VAV-systemer varierer volumenstrømmen gennem de enkelte armaturer i takt med rummets ventilationsbehov. For at undgå varierende udløbs hastighed fra armaturerne og dermed også varierende kastelængde, er armaturerne som vist på fig. 6.17 forsynet med en deflektorplade, der ved hjælp af en motor kan bevæge sig i lodret retning og således ændre det effektive udløbsareal, så kastelængden bevares.

Eksempel 6.2 Dimensionering af armatur



Et kontor med grundareal 3 m · 6 m og loftshøjde 2,7 m skal ventileres med 2 indblæsningsarmaturer hver på 200 m³/h. Rumdæmpningen er 5 dB. Et passende armatur søges.

Netavents Lotus-serie følger dimensioneringsdiagrammet på fig. 6.16. For størrelse Ø160 bliver trykfaldet ved åbent spjæld meget passende 31 Pa. Lydtrykniveauet bliver $L_{pA} = 28$ dB svarende til en standard lyddæmpning på 4 dB, hvorved lydeffektniveauet er $L_{wA} = 32$ dB. Med 2 armaturer i rummet bliver lydtrykniveauet

$$L_{pA} = L_{wA} - \Delta L_R + 10 \cdot \log_{10} 2$$

$$= 32 \text{ dB} - 5 \text{ dB} + 3 \text{ dB} = 30 \text{ dB}$$

Venstre side af fig. 6.16 viser, at man ved delvis lukning af armaturets spjæld kan forøge trykfaldet med 30 Pa uden at lydtrykniveauet stiger mere end 4 dB. Så store trykfaldsforøgelser er der sjældent brug for til opnåelse af trykbalance i kanalsystemet.

Kastelængden aflæses på fig. 6.16 til $l_{0,2} = 1,62$ m. Antages luften underafkølet med 6 K giver det reduktionen $8 \cdot 1,5\% = 12\%$ til ca 1,55 m. Den geo-

metriske længde er $l_{\text{geo}} = \frac{1}{2} \cdot 3 \text{ m} + (2,7 \text{ m} - 1,8 \text{ m}) = 2,4 \text{ m}$, så en kastelængde mellem 1,8 m og 2,4 m er passende. Men det opnås altså ikke helt i dette tilfælde.

Litteratur

Awbi, H. B.: Ventilation of Buildings. E&FN Spon (2003)

Bygningsreglement. Erhvervs- og Byggestyrelsen (2010).

Danvak grundbog, 2. udgave (1997). Danvak ApS

Lindab Comfort katalog (2001)

Lindab Ventilation katalog (2001)

Netavent. VAV katalog (2002)

Ventilation Ståbi. Ingeniøren|bøger (2001)

7. Boligventilation

7.1 Baggrund

7.2 Bygningsreglementets krav

7.3 Udsugnings i boligejendomme

7.4 Balanceret mekanisk ventilation

7.5 Dimensionering

7.6 Andre forhold

Boliger ventileres for at skabe et godt indeklima for beboerne og for at bevare bygningerne. Traditionelt ventileres boliger med et udsugningsanlæg alene, men balanceret mekanisk ventilation med både indblæsning og udsugning er et krav med Bygningsreglementet fra 2010.

7.1 Baggrund

Den naturlige luftcirkulation i boliger er i dag mindre end den var for 30 år siden fordi boliger tætnes og udføres tættere for at spare på varmen. Luftcirkulationen er dog stadig tilstrækkelig til at tilføre den fornødne ilt og fraføre de udviklede CO₂-mængder i forbindelse med beboelsen. Boliger ventileres væsentligst for at friske luften op og fjerne fugt, lugte samt radon, der er nærmere omtalt i kapitel 2.

En familie på 4 personer udvikler omkring 12 kg vanddamp i døgnet i en bolig. Hver m³ luft kan optage omkring 5 g vanddamp, så der er behov for et ventilation på 100 m³/h, der med 80 m² gulvareal svarer til luftskiftet 0,5 h⁻¹. Hvis fugten ikke fjernes, giver den anledning til kondens på kolde flader såsom ydervægge og vinduer og kan på længere sigt føre til mug- og skimmeldannelse samt til husstøvmider og deraf følgende allergiske reaktioner hos beboerne.

Lugtproblemer fra madlavning, snavsede rum og tobaksrygning kan ligeledes give allergiske reaktioner. Radonstrålingen er vanskeligere at erkende, men ikke mindre alvorlig.

7.2 Bygningsreglementets krav

Om boligens indeklima siger *Bygningsreglement

”Boligheder skal ventileres enten med et udsugningsanlæg kombineret med udeluftventiler eller med et ventilationsanlæg med både indblæsning og udsugning”

Det siges videre, at udelufttilførslen skal være mindst 0,3 l/s pr. m² opvarmet etageareal og at følgende minimumskrav til udsugning skal overholdes:

Køkkener: 20 l/s

Bade- og wc-rum: 15 l/s

Særskilte wc-rum: 10 l/s

Endvidere gives en nærmere beskrivelse af ventilationsforholdene og ventilationsåbningernes placering. Blandt andet skal beboelsesrum have en oplukkelig dør eller et oplukkeligt vindue til det fri, samt en udeluftventil med friareal på mindst 30 cm² pr 25 m² gulvareal. Herved kan ventilatorerne i køkken- og baderum som vist

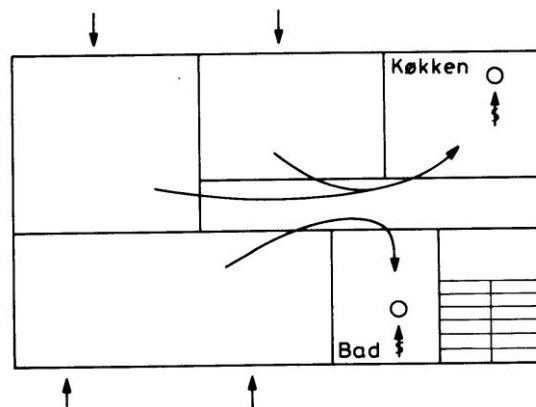


Fig. 7.1 Ventilationsluftens bevægelse gennem bolig

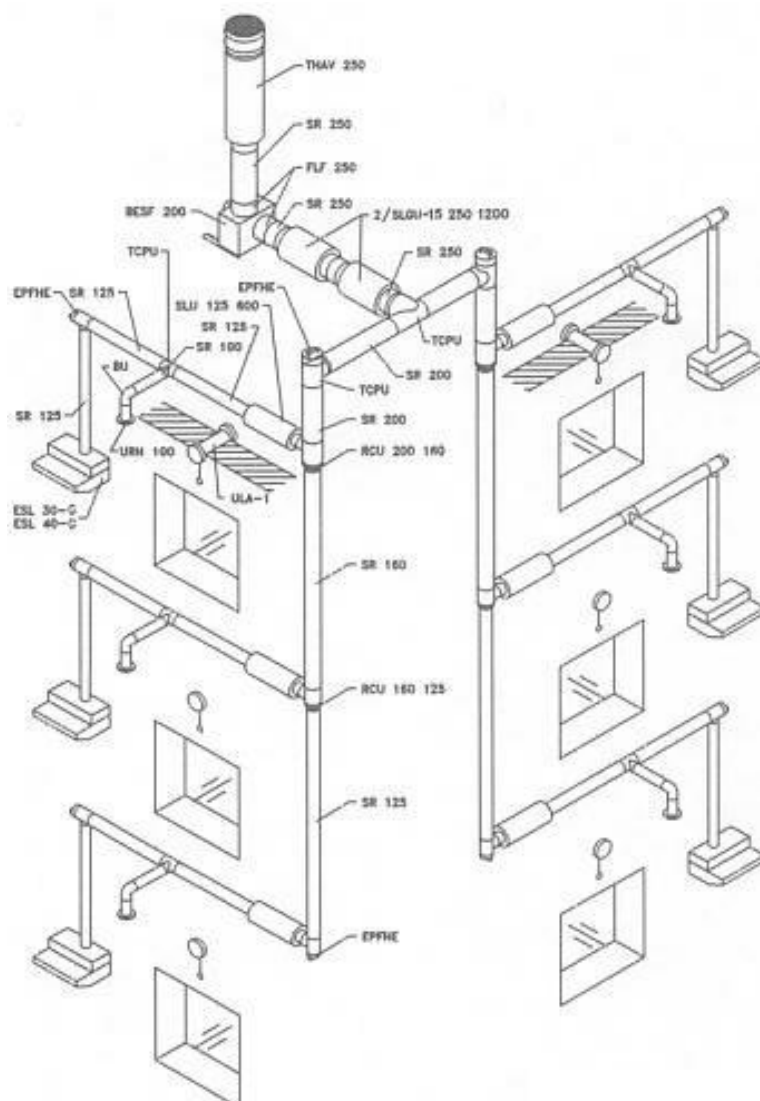


Fig. 7.2. Principiel udformning af en ejendoms udsugningssystem

principielt på fig. 7.1 trække udeluft gennem først de mindre forurenede opholdsrum og dernæst de forurenede rum indtil den afkastes til det fri gennem taghætter.

7.3 Udsugning i boligejendomme

Boligejendomme ventileres for det meste kun med udsugningsanlæg. Fig. 7.2 viser den mest anvendte udformning, hvor en ventilator (placeret på loftet) trækker udeluft ind i de enkelte lejligheder og videre gennem lejlighedernes tilslutningskanaler og en lodret samlekanal til afkast over tag. Sjældnere benyttes en udform-

ning hvor hvert udsugningssted forsynes med en lodret kanal til en samlekasse på loftet, hvorfra luften så udsuges og afkastes.

Komponenterne på fig. 7.2 beskrives her i luftstrømmens retning:

Udeluftventil. Monteres i ydermur og henter ventilationsluften ind i opholdsrum og soverum ved hjælp af det generelle undertryk i huset. Er på figuren placeret over vinduerne og ses gennemskåret over øverste vindue. Der bør være 2 ventiler i stuen og 1 ventil i hvert soverum.

Emfang. (Emhætte uden ventilator) Trækker køkkenluft ud i lejlighedens tilslutningskanal.



Fig. 7.3 Boksventilator med bagudkrumme skovlblade, ”spareventilator”. (Exhausto)

Er ofte indrettet til såvel basisventilation som forcering, hvor en større luftmængde (fx det dobbelte) kan trækkes ud i en periode med specielt behov. En ”timer” sørger for automatisk tilbagekobling efter fx 1 time.

Kontrolventil. Armatur, der benyttes til udsugning i bad og bryggers.

Lyddæmper. Sikrer ønsket lydniveau i lejligheden.

Lodrette samlekanaler. Udformes normalt som spirorør (galvaniseret stål med cirkulært tværsnit). Forsynes øverst og nederst med endebunde og for hver 10 á 15 m med renselemme for inspektion og rensning af kanalerne.

Lyddæmpere reducerer ventilatorstøjen ned mod boligerne.

Boksventilator. Centrifugalventilator (fig. 7.3), der trækker al ventilationsluft fra udestanden gennem alle lejligheder og videre til afkast over tag. Kan have fremadrettede skovlblade (billigst og mindst) eller bagudrettede (mest effektiv, mest støjsvag, selvrensende).

Taghætte. Lovgivningen kræver at afkast af ventilationsluft sker over tag i boligejendomme.

Trykføler. For at sikre et givet undertryk overalt i kanalsystemet, monteres en trykføler, der regulerer ventilatorens omløbstal, således at det indstillede tryk opretholdes uafhængigt af de aktuelle volumenstrømme. Trykføleren er ikke vist på fig. 7.2, men kan monteres i samlekanalen mellem de to nederste tilslutningskanaler eller ved emfanget fjernest fra ventilatoren. Det skal være et sted med inspektionsadgang.

7.4 Balanceret mekanisk ventilation

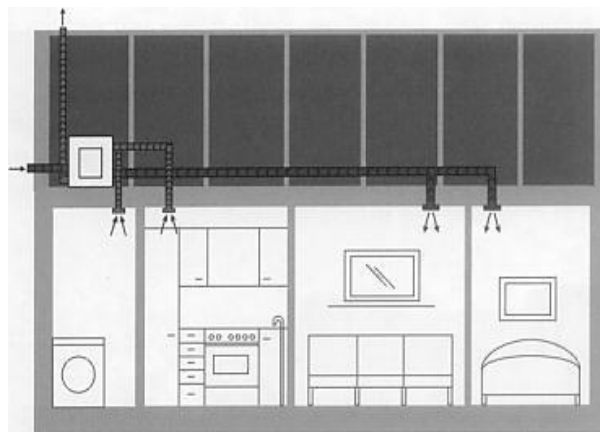


Fig. 7.4 Balanceret mekanisk ventilation i en-familiehus (Genvex)

Det bedste indeklima i en bolig opnås med balanceret mekanisk ventilation, som nu benyttes i stigende grad selv om lovgivningen ikke kræver det. Balanceret mekanisk ventilation med både indblæsning og udsugning kan for enfamiliehus se ud som vist på fig. 7.4. Luft udsuges fra boligens mest fugtbelastede lokaler til afkast gennem en taghætte efter at have afgivet varme til den indkommende udeluft, der fordeles til bygningens øvrige væsentlige rum og indblæses gennem loftarmaturer eller riste. Det kompakte ventilationsaggregat kan placeres i bryggers, kælder, teknikrum eller på husets loft. Det indeholder ventilatorer, varmeveksler, filter og varmeblade. Den balancerede ventilation giver et sundere indeklima på grund af den forbedrede ventilation, og en del af merudgiften i forhold til udsugningsventilation kompenseres af at varmeveksleren næsten helt overtager radiatorernes opvarmning af udeluften.

På fig. 7.5 ses et eksempel på balanceret ventilation i en etageejendom på 4 etager med en lejlighed på hver etage. Udsugningen sker fra emfang og toilet i figurens højre side og indblæsningen til opholdsrummene i venstre side, så trykforskellene bevirker en gennemstrømning af lejlighederne med ventilationsluft.

7.5 Dimensionering

For at modvirke spredning af brandrøg gennem ventilationsanlægget fastsætter brandnormen *DS428 forskellige alternative foranstaltninger,

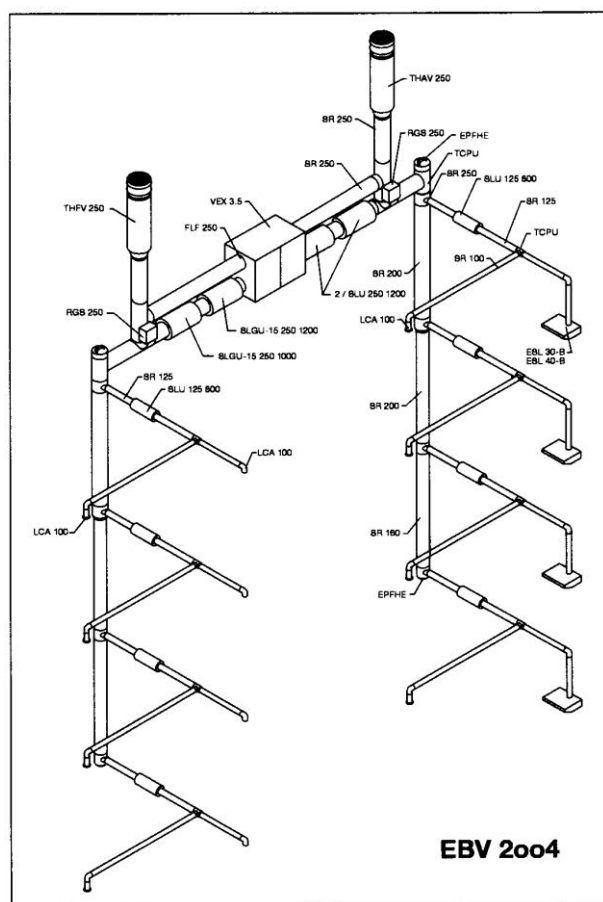


Fig. 7.5 Balanceret ventilation i etageejendom (Exhausto Boligventilation katalog)

fx at emfang og badeværelsesarmaturer skal have et tryktab på mindst 100 Pa. For en sikkerheds skyld benyttes i praksis ofte værdien 120 Pa. Hele kanalnettet får herved et undertryk, der forstærkes op mod ventilatoren.

Som for andre anlæg er kanaldimensionerne et kompromis mellem små pladsbesparende dimensioner og store dimensioner, der giver en god driftsøkonomi og reducerer lyden i kanaler, formstykker og komponenter. Tilslutningskanalerne dimensioneres for forceret drift, fx 2×20 l/s + 15 l/s = 55 l/s, og der tillades en trykgradient på 2 Pa/m på de lige strækninger. I resten af anlægget regnes med normal drift (basisventilation) og en maksimal trykgradient på $1,0$ á $1,2$ Pa/m. For tryktabsberegningen henvises til fremgangsmåden i kapitel 5. Tabellen på fig. 7.6 viser de omtrentlige tryktab for udsugningsanlægget på fig. 7.2.

Komponent	Tryktab
Udeluftventil	20 Pa
Emfang	100 Pa
Kanalsystem	80 Pa
Taghætte	20 Pa
Samlet tryktab	220 Pa

Fig. 7.6 Omtrentlige tryktab for udsugningsanlægget på fig. 7.2

7.6 Andre forhold

7.6.1 Kanalisolering

Isolering af kanaler tjener til at modvirke kondensdannelse, varmetab, brand og støj. Kondens kan dannes på indersiden af kanalerne når de fører varm ventilationsluft gennem kolde tagrum. Uønskede varmetab sker ved balanceret ventilation i kolde tagrum før varmevekslingen. I henhold til *DS452 kan der for eksempel isoleres med 2×30 mm lamelmåtter.

Enfamilieboliger er tilstrækkeligt brandsikret ved anvendelse af spirorør, mens kanalerne i boligejendomme skal isoleres med 60 mm isoleringsmåtter af temperaturstabil mineraluld eller med de mere pladsbesparende dobbeltkappede kanaler med 25 mm mineraluld imellem.

De omtalte isoleringstyper medvirker alle til dæmpning af lyden gennem kanalvæggen.

7.6.2 Lydkrav

*Bygningsreglement tillader i boliger (eksklusiv bad og WC) et støjniveau på maksimalt 30 dB(A) fra tekniske installationer. Lige uden for huset er kravet på maksimalt 40 dB(A).

Litteratur

- Bygningsreglement. Erhvervs- og Byggestyrelsen (2010)
- DS428. Norm for brandtekniske foranstaltninger ved ventilationsanlæg (1986).
- DS452: Termisk isolering af tekniske installationer (2000).
- Exhausto Bolig Ventilation (EBV) katalog.
- Jens Møllergaard: Notat om boligventilation. Danmarks Ingeniørakademi, bygningsafdelingen (1994)
- Stampe, Ole B.: Ventilationsteknik. Danvak ApS (2000)

8. Naturlig ventilation

8.1 Ventilationsprincipper

8.2 Fordele og ulemper

8.3 Bygningsudformning

8.4 De drivende kræfter

8.4.1 Temperatur

8.4.2 Vind

8.5 Dimensionering

8.6 Ventilationsåbninger

8.6.1 Vinduer

8.6.2 ventiler

8.7 Ventilationsstrategier

8.8 Varmegenvinding

Naturlig ventilation er betegnelsen for ventilation af bygninger ved at luft på grund af påvirkninger fra temperaturforskelle og vind passerer ind og ud gennem klimaskærmens åbninger på en planlagt og eventuelt reguleret måde. Hybrid ventilation er betegnelsen for at en assisterende ventilator er monteret til brug i situationer, hvor naturens drivende kræfter er for svage.

8.1 Ventilationsprincipper

En bygning kan ventileres naturligt efter forskellige strømningsprincipper som vist på fig. 8.1. Ensidig ventilation kan benyttes ved små rumdybder. Hvis ventilationen sker ind og ud gennem samme åbning skal figurens faktor 2,5 reduceres til 2. Tværv ventilation kan benyttes i tilfælde hvor ventilationsluften forbliver tilstrækkelig frisk på den sidste del af strækningen. Udløbsåbningen kan eventuelt være et tagvindue eller en taghætte. Ved opdriftventilation (også kaldet stakventilation) opnås et godt drivtryk fra opdriften af den varme luft i bygningens centrale rum. Man kan i toppen åbne den udløbsåbning der har mindst udtryk for at opnå størst drivtryk. Det centrale rum kan alternativt erstattes af lodrette kanaler udgående fra hver sin etage.

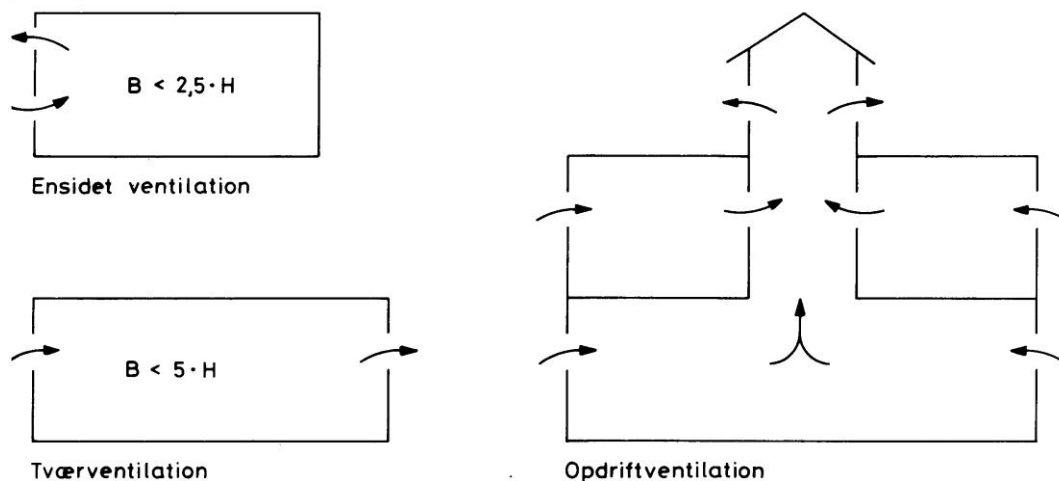


Fig. 8.1. Tre ventilationsprincipper for naturlig ventilation

8.2 Fordele og ulemper

Naturlig ventilation er et alternativ til den konventionelle mekaniske ventilation og har ved sammenligning de væsentlige fordele:

- Lavere anlægsomkostninger fordi mekanisk ventilationsaggregat og kanalsystem kan udelades.
- Lavere udgifter til drift og mekanisk vedligeholdelse.
- Sparer plads til teknikrum. Pladsen til kanaler er ikke altid sparet fordi naturlig ventilation kræver god rumhøjde.
- Reducerer brug af elektrisk energi og giver derfor mindre atmosfærisk forurening.

De væsentligste ulemper er:

- Afhængig af udeklimaet og kræver derfor god regulering.
- Benytter ufiltreret udeluft og kræver derved større rengøring og bygningsmæssig vedligeholdelse.
- Varmegenvinding fra afkastluften er endnu kun i sin vorden.

8.3 Bygningsudformning

Det er af afgørende betydning for en bygnings egnethed til naturlig ventilation at bygningens varmebelastning er lille om sommeren hvor ventilationsbehovet er størst og de naturlige drivkræfter er mindst. Ved udformning eller ændring af bygningen bør følgende generelle forhold i øvrigt tages i betragtning:

Bygningsorientering. Nordvendte og sydvendte facader er at foretrække. Nordvendte har lille solbelastning og sydvendte har væsentligt reduceret solbelastning fordi solen står højt på himlen i de varmeste timer.

Solafskærmning. En god solafskærmning kan reducere solens belastning betragteligt. Den bør udformes så den ikke kræver kompenserende elektrisk belysning og ikke dækker for bygningens ventilationsåbninger.

Termisk masse. Bygninger med god termisk masse kan afkøles inden ibrugtagning på sommertidspunkter (natkøling). Senere på dagen kan en del af overskudsvarmen optages, hvorved rumtemperaturens variation udjævnes og maksimalværdien sænkes med op til 2 á 3°C.

Højloftede rum. Disse er velegnede fordi overskudsvarmen og den genererede forurening især transporteres langs loftet.

Ventilationsåbninger. Placeres så forurening og støj udefra minimeres. Endvidere dimensioneres de så den kraftige sommerventilation ikke flytter løse papirark.

Fig. 8.2 konkretiserer kravene for at en bygning er egnet eller muligt egnet til naturlig ventilation.

Parameter	Kriterium
Glasareal i % af facadeareal	
Udvendig solafskærmning	< 50%
Indvendig solafskærmning	< 25%
Rumhøjde	> 2,7 m
Nettogulvareal pr person	> 8 m ² /prs
Intern varmebelastning	< 30 W/m ²
Luftskifte om vinteren	< 2 h ⁻¹
Trafik (luftkvalitet og støj)	Moderat
Må ventilationsåbninger stå åbne hele døgnet?	Ja

Fig. 8.2. Kriterier for naturlig ventilation. Efter *By og Byg anvisning 202

8.4 De drivende kræfter

8.4.1 Temperatur

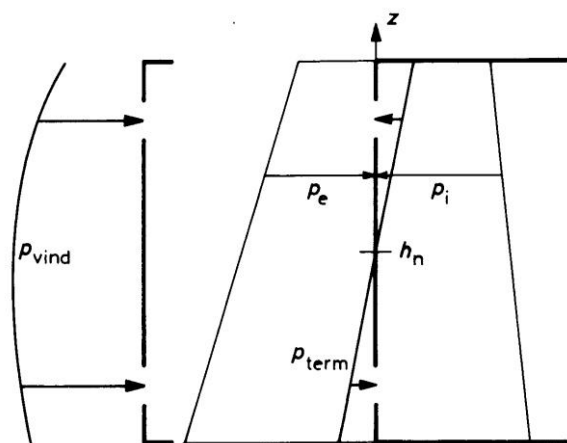


Fig. 8.3. Vindpåvirkning og temperaturpåvirkning på ydervæg. To ventilationsåbninger er vist

I det følgende antages lufttemperaturen inde i en bygning og uden for bygningen (index i og e) at være konstante med størst temperatur inde. Lufts densitet er hermed også konstant de to steder med størst densitet ude. På hver side af ydervæggen (z -aksen) på fig. 8.3 varierer luft-

trykket derfor retlinet som vist med tynd streg, men med forskellig hældning ude og inde. Trykdifferensen kaldes det termiske drivtryk p_{term} og er angivet med tykkere streg. Trykdifferensens nulniveau kaldes neutralplanet og adskiller vægdelene med termisk drivtryk rettet indad (for nedenu) og udad (for oven) og dermed også med luftstrømninger i disse retninger gennem åbninger i klimaskærmen. Da der skal være balance i luftmasserne ind og ud, ligger neutralplanet et sted mellem den højeste og den lavest placerede åbning. Den nøjagtige placering bestemmes af efterfølgende balanceligning.

Atmosfærisk luft følger tilstandsligningen

$$p = \rho R T \quad 8.1$$

hvor p er det absolutte lufttryk, ρ er densiteten, R er gaskonstanten for luftarten og T er den absolutte temperatur. For luft der bevæger sig ind eller ud gennem klimaskærmen er det absolutte tryk praktisk talt konstant, så man har

$$\rho_e T_e = \rho_i T_i \quad 8.2$$

Det termiske drivtryks variation kan beskrives ud fra koten z langs væggen (med selvvalgt nulpunkt) og neutralplanets kote h_n . Regnet positivt i retningen ude fra og ind fås

$$\begin{aligned} p_{term} &= (\rho_e - \rho_i) g (h_n - z) \\ &= \frac{\rho_i}{T_e} \Delta T g (h_n - z) \end{aligned} \quad 8.3$$

I den sidste omformning er benyttet ligning (8.2) samt temperaturdifferensen mellem inde og ude, $\Delta T = T_i - T_e$.

8.4.2 Vind

Vinden påvirker en bygnings klimaskærm, og dermed også klimaskærmens åbninger, på en måde, der afhænger af vindforholdene før bygningen, af bygningens form og størrelse og af det betragtede sted på bygningen. Vindtrykket på et givet sted af klimaskærmen skrives formelt på formen

$$p_{vind} = C_p \cdot \frac{1}{2} \rho_e v_{ref}^2 \quad 8.4$$

hvor v_{ref} er en referencevindhastighed målt foran bygningen i højde med tagryggen for den ønskede beregningssituation, og hvor C_p er en vindtryksfaktor, der er uafhængig af vindhastigheden men som varierer langs klimaskærmen

og også afhænger af bygningens form og størrelse. Fig. 8.4 viser et eksempel på en sådan variation med de typiske overtryk på bygningens vindside og undertryk på de øvrige flader. I store projekter bestemmes C_p -værdierne ved avancerede computerberegninger (Computational Fluid Dynamics).

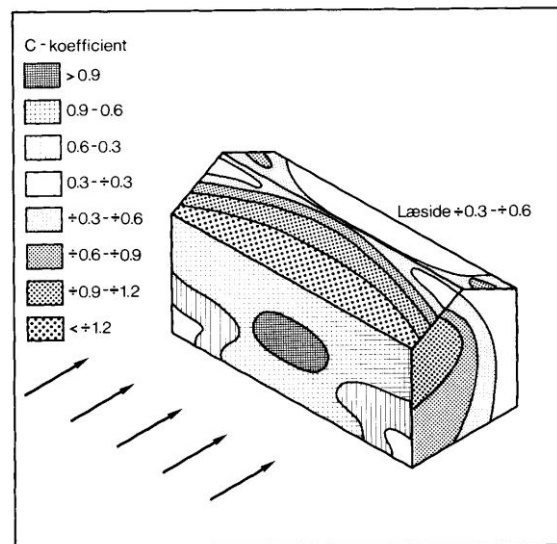


Fig. 8.4 Eksempel på vindtryksfaktorer C_p omkring en bygning. *SBI-anvisning 128

8.5 Dimensionering

De følgende betragtninger gælder for et rum eller flere sammenhængende rum efter hinanden (regnet i strømningsretningen) med mellemliggende åbninger, der er væsentligt større end klimaskærmens ventilationsåbninger.

Når den samlede trykforskel fra temperatur og vind er positiv for en åbning i klimaskærmen, presses luften ind gennem åbningen med en hastighed v_{eff} svarende til at trykforskellen omdannes til et dynamisk tryk

$$p_{term} + p_{vind} = \frac{1}{2} \rho v_{eff}^2 \quad 8.5$$

Venstresidens drivtryk er typisk 10 Pa og v_{eff} således omkring 4 m/s. v_{eff} kan også skrives som q/A_{eff} , hvor A_{eff} er det effektive gennemstrømmede areal (se eventuelt fig. 6.2), der ved skarpkantede åbninger kan ligge helt nede på 60% af det geometriske areal, men som oftest sættes til 70%. Ligningen lyder herefter ved indsættelse af (8.3) og (8.4)

$$\frac{\rho_i}{T_e} \Delta T g (h_n - z) + C_p \cdot \frac{1}{2} \rho_e v_{ref}^2 = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{q}{A_{eff}} \right)^2 \quad 8.6$$

Når trykforskellen tilsvarende er negativ, skal højresiden tilføjes et minus for at bestemme luftstrømningen ud gennem klimaskærmen. Densiteten ρ skal egentlig indsættes for udeluften ved bevægelse indad og for indeluften ved bevægelse udad, men kan uden større fejl sættes ens i de to tilfælde. Når q regnes med fortegn og regnes positiv ved strømning ind i bygningen, bliver volumenstrømmen

$$q = A_{\text{eff}} \sqrt{\frac{2|X|}{\rho}} \cdot \text{Sgn}(X) \quad 8.7$$

$$\text{hvor } X = \frac{\rho_i \Delta T}{T_e} g (h_n - z) + C_p \cdot \frac{1}{2} \rho_e v_{\text{ref}}^2$$

Fortegnssfunktionen $\text{Sgn}(X)$ antager værdien +1 eller -1 afhængig af om X er positiv (indstrømning) eller negativ (udstrømning).

Et rums luftmasse kan med god tilnærmelse regnes konstant svarende til at den samlede massestrøm indad, regnet med fortegn, er 0

$$\sum q = 0 \quad 8.8$$

En praktisk løsningsmetode til fastlæggelse af en zones ventilation kan være at vælge neutralplanets højde h_n og dernæst benytte formel (8.7) til for hver eneste indløbsåbning at indsatte størrelsen X samt det dimensionsgivende ventilationsflow q til bestemmelse af åbningens nødvendige effektive areal A_{eff} . Herefter bestemmes udløbsåbningernes nødvendige effektive arealer således at kontinuitetsligningen (8.8) opfyldes. Følgende bemærkninger kan anføres til orientering:

- Det samlede udløbsareal bliver normalt noget større end det samlede indløbsareal.
- Jo højere beliggende neutralplan, jo større udløbsåbninger og mindre indløbsåbninger opnås.
- Uden vindpåvirkning skal neutralplanet ligge mellem øverste indløbsåbning og nederste udløbsåbning,
- Positive vindtryk sænker neutralplanet (der ved vindtryk kan ligge langt under eller over bygningen).

Er opgaven omvendt at bestemme neutralplanet ud fra givne flow q og givne åbningsarealer A_{eff} , indsættes formel (8.7) for q i kontinui-

tetsligningen (8.8), og der divideres med $\sqrt{2\rho}$ (idet densitet af indeluft og udeluft regnes ens)

$$\sum \sqrt{|X|} \cdot \text{Sgn}(X) = 0 \quad 8.9$$

Ved 3 eller flere åbninger findes det søgte h_n forholdsvis bekvemt ved nulpunktsøgning i en regnearkscelle. For kun 2 åbninger med indstrømning gennem åbning 1 ($\text{Sgn} = +1$) og udstrømning gennem åbning 2 ($\text{Sgn} = -1$) er løsningen

$$h_n = \frac{A_{\text{eff}1}^2 (z_1 - \beta C_{p1}) + A_{\text{eff}2}^2 (z_2 - \beta C_{p2})}{A_{\text{eff}1}^2 + A_{\text{eff}2}^2} \quad 8.10$$

$$\text{med } \beta = \frac{v_{\text{ref}}^2 T_i}{2 g \Delta T}$$

8.6 Ventilationsåbninger

Indtagsåbninger og afkaståbninger skal helst placeres hvor vinden skaber mest henholdsvis overtryk og undertryk i sommerperioden, hvor de termiske drivkræfter er små. Ventilationsåbninger kan have mange forskellige udformninger under hensyntagen til pladsforhold, komfort, design og reguleringsmuligheder.

8.6.1 Vinduer

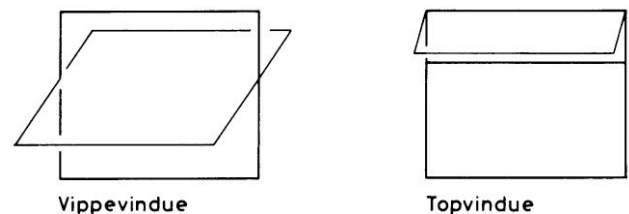


Fig. 8.5 Eksempel på vinduesåbninger

Vinduer er naturlige ventilationsåbninger. Sidehængte samt top- og bundhængte vinduer har størst ventilationskapacitet og er egnede når luftstrømmen kun skal gå den ene vej. Vippevinduet på fig. 8.5 har noget mindre kapacitet og når allerede sin maksimalkapacitet ved en åbning på omkring 20° . Det er egnet når luftstrømmen ved ensidet ventilation med 1 åbning skal passere hver sin vej i øverste og nederste del, og det medvirker ved tværv ventilation til at luftstrømmen ledes op under loftet for at udnytte Coandaeffekten til at holde sig oppe samtidig med at den tempereres af loftfladen. Topvinduet på figuren er så lille, at det er indbrudssik-

kert. Det kan være automatisk reguleret samtidig med at nederste fag er brugerreguleret.

8.6.2 Ventiler

Ventiler kan placeres i vægge, i vinduesrammer eller over vinduesrammer. De kan forsynes med lyd- og forureningsdæmpende filtre, der dog reducerer volumenstrømmen. Ventiler kan have konstant åbning og herved befordre et basisflow, eller de kan være regulerbare efter trykforholdene.

8.6.3 Skorstene

Skorstene er lodrette ventilationskanaler fra bygningens rum til det fri. De medvirker til en god opdrift i luften og skal dimensioneres med et tværmål så luftens tryktab bliver beskedent, fx med dimensionsgivende hastighed $< 0,5$ m/s.

8.7 Ventilationsstrategier

Et anlæg for naturlig ventilation kan kun fungere tilfredsstillende hvis åbningerne installeres med lukkeautomatik der følger forud valgte åbne/lukke-mønstre, eventuelt baseret på en vejrstation placeret uden for bygningen. Når udeklimaet tillader det, kan en strategi være at variere åbningsarealerne i takt med signaler fra målere der registrerer indetemperatur, CO₂-indhold eller tilstedeværelse af personer. Bedst brugertilfredshed opnås hvis der er mulighed for en bekvem og forståelig manuel overstyring af systemet.

Simple ventilationsstrategier er at lukke helt (regnvejr, kraftig blæst) eller at åbne helt med jævne mellemrum (pulsventilation) eller før et rum tages i brug om morgenen (natkøling). Strategierne kan være årstidsbestemte.

Om vinteren er der kun behov for et beskedent basisluftskifte, som kan opnås gennem en ventil bag en radiator eller ved at en højtsiddende spalte pulsventilerer 1 minut ad gangen så træk undgås. Man kan ventilere yderligere i pauser (fx frikvarterer) og inden rummene tages i brug om morgenen. Unødig ventilation bør undgås, da det øger risikoen for træk og kræver ekstra opvarmning.

Resten af året er udeluften så varm, at der ikke er trækproblemer, så indløbsåbningernes

størrelse kan varieres efter det aktuelle ventilationsbehov, der registreres af følerne.

8.8 Varmegenvinding

En af de hidtidige ulemper ved naturlig ventilation er den manglende mulighed for genvinding af afkastluftens varme. Problemet er dels at ind- og udstrømningerne foregår forskellige steder, så luftstrømmene ikke møder hinanden, dels at der er mange indtagsåbninger, og dels at et drivtryk af størrelsesordenen 10 Pa ikke tillader meget tryktab i varmegenvindingsudstyr.

Teknologisk Institut (*Østergaard m. fl.) har udviklet en varmeveksler af typen med væskekoblede flader (se afsnit 3.1.4.3). Den er forment strømlinet og har ved lufthastigheder under 0,7 m/s et tryktab under 2 Pa og en virkningsgrad over 0,7. Den er endnu kun på forsøgsstadiet.

Litteratur

- By og Byg anvisning 202: Naturlig ventilation i erhvervsbygninger (2002)
- CIBSE Application Manual AM10: Natural ventilation in non-domestic buildings (1997)
- Heiselberg, Per: Integrated Design of Buildings. Ålborg Universitet (2002)
- SBI-anvisning 128: Vindforhold omkring bygninger (1981).
- Østergaard Jensen, Søren og Ebbe Nørgaard: Naturlig ventilation med varmegenvinding – er det muligt? Danvak magasinet 02/2003.

9. Fugtig luft

9.1 Relativ fugtighed

9.2 Ix-diagrammet

9.3 Opvarmning og køling

9.4 Blanding af luftstrømme

9.5 Varmeveksling

9.5.1 Krydsvarmeveksler

9.5.2 Roterende veksler

9.6 Varme- og fugtbelastninger

9.7 Varme- og fugtbalance for rum

Dette kapitel giver teorien for og eksempler på beregninger af ventilationsluft med variabelt fugtindhold. Det kan benyttes for indblæsning i rum eller for passage af ventilationssystemets komponenter såsom køleflader og varmevekslere, hvor vand kan veksle mellem flydende form og dampform (fordampning og kondensering)

Beregninger på luftens vanddampindhold udføres i mindre omfang i dag end tidligere, fordi man nu ifølge Bygningsreglement ikke uden særlig grund må befugte lokaler ved hjælp af befugtere i ventilationsanlægget.

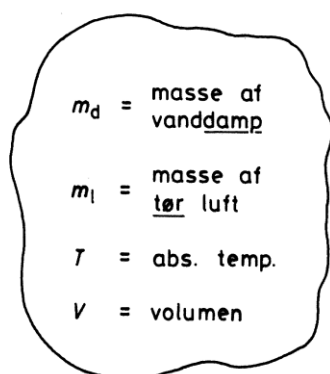


Fig. 9.1 Variable størrelser for afgrænset luftvolumen

Beskrivelserne af ventilationens delprocesser lægger op til, at deres forløb indtegnes grafisk i et såkaldt Ix-diagram, idet en sådan indtegnelse giver en særdeles overskuelig fremstilling af

processernes sammenhæng og af den samlede ventilationsproces

Der forudsættes bekendtskab med ventilationsaggregatets komponenter svarende til beskrivelserne i kapitel 3.

9.1 Relativ fugtighed

Fugtig luft er på fig. 9.1 vist opdelt i 2 komponenter: tør luft (index l) og vanddamp (index d). De udøver som vist på fig. 9.2 hvert sit partialtryk, der ifølge Daltons lov tilsammen udgør luftens atmosfæretryk

$$p_{atm} = p_l + p_d \quad 9.1$$

hvor atmosfæretrykket har standardværdien $p_{atm} = 101325$ Pa. Værdien af p_d ligger typisk omkring 1000 Pa, dvs på 1% af atmosfæretrykket. Begge komponenter følger med god tilnærmelse luftarternes tilstandsligning (idealgasloven)

$$p_l V = \frac{1000 m_l}{M_l} R T \quad 9.2$$

$$p_d V = \frac{1000 m_d}{M_d} R T$$

hvor V er blandingens volumen, $R = 8,31$ J/(mol·K) er den universelle gaskonstant, T er blandingens absolute temperatur og M er molekylmassen, der er 29,0 for tør luft og 18,0 for damp. De to ligninger adderes og Daltons lov benyttes

$$p_{atm} V = (287 \cdot m_l + 462 \cdot m_d) T \quad 9.3$$

Forholdet mellem ligningen (9.2) for damptrykket og ligningen (9.3) for atmosfæretrykket giver herefter

$$\frac{p_d}{p_{atm}} = \frac{x}{0,622 + x} \quad \text{hvor} \quad x = \frac{m_d}{m_l} \quad 9.4$$

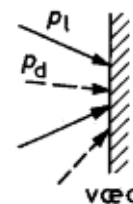


Fig. 9.2 Lufttryk og damptryk på væg

Forholdet x mellem volumenets masse af damp og af tør luft betegnes luftens vandindhold. Indsættes luftens mættede vandindhold x_m ved en given temperatur, giver formlen mættede dampes tryk p_{dm}

$$\frac{p_{dm}}{p_{atm}} = \frac{x_m}{0,622 + x_m} \quad 9.5$$

Forholdet mellem damptrykket p_d og mættede dampes tryk p_{dm} ved samme temperatur kaldes luftens relative fugtighed φ

$$\varphi = \frac{p_d}{p_{dm}} = \frac{x}{x_m} \cdot \frac{0,622 + x_m}{0,622 + x} \quad 9.6$$

Da x_m sjældent overstiger værdien 0,02 er den sidste brøk tæt ved 1.

x kan også skrives på formen:

$$x = 0,62198 \cdot \frac{\varphi \cdot p_{dm}}{p_{atm} - \varphi \cdot p_{dm}} \approx 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_{dm}}{p_{atm} - \varphi \cdot p_{dm}} \quad 9.6a$$

9.2 Ix-diagrammet

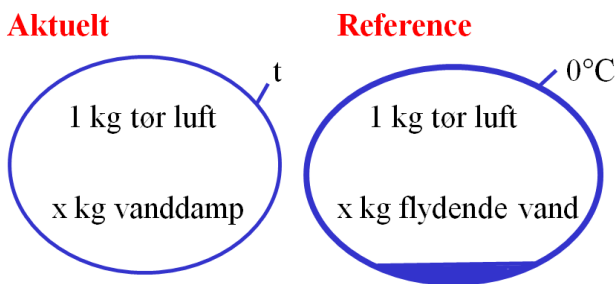


Fig. 9.3 Til definition af fugtig lufts entalpi

Beregning af processerne i et ventilationsanlæg er i vid udstrækning baseret på energibetrægtninger. På grund af de meget store energiom sætninger forbundet med vands overgang mellem flydende fase og dampfase, er det nødvendigt også at inddrage den bundne (latente) energi, vanddampen modtager når den fordamper og som afgives igen ved kondensation. Sådanne omdannelser af bunden energi sker uden temperaturændringer. På fig. 9.3 er volumen til venstre netop så stort, at det afgrænser 1 kg tør luft og tilhørende x kg vanddamp ved temperaturen t . Energiindholdet i dette volumen med 1 kg tør luft betegnes luftens entalpi I , der må være en funktion af både x og t . Entalpien defineres som udgangspunkt at være 0 i refe-

rencetilstanden vist til højre, hvor temperaturen er 0°C og al vanddampen er kondenseret til flydende vand. Entalpien ved temperaturen t , når denne er større end 0°C , kan da skrives

$$I = c_{pl} \cdot t + x \cdot (r_o + c_{pd} \cdot t) \quad 9.7$$

$$\Rightarrow I = 1,01 \cdot t + x \cdot (2500 + 1,8 \cdot t)$$

hvor

I = Fugtig lufts entalpi, kJ/(kg tør luft)

c_{pl} = 1,01 kJ/(kg tør luft), luftens specifikke varmekapacitet

c_{pd} = 1,8 kJ/(kg damp) er vanddampens specifikke varmekapacitet

r_o = 2500 kJ/(kg damp) er vanddampens specifikke fordampningsvarme ved 0°C

Højresidens første led angiver, at luftens energiindhold kan regnes proportionalt med temperaturen med luftens specifikke varmekapacitet som proportionalitetsfaktor. Da det afgrænsende volumen indeholder x kg damp, er leddet i den kantede parentes lig med energiindholdet i 1 kg damp. Det består af energimængden r_o tilført ved at 1 kg vand ved 0°C overgår fra vand i flydende form til vanddamp plus bidraget fra opvarmningen af den dannede vanddamp til temperaturen t . Dampens specifikke varmekapacitet c_{pd} afhænger lidt af temperaturen, men den angivne værdi er tilstrækkelig nøjagtig at anvende fordi bidraget normalt er ret beskedent. Bemærk, at de 3 fysiske konstanter opgives i kJ-enheder og at formlen derfor udregner entalpien i kJ/kg, ikke i J/kg.

Eksempel 9.1 Entalpieregning

En fugtig lufts tilstand er givet ved

$$t = 20^\circ\text{C} \quad \text{og} \quad x = 10 \text{ g damp}/(\text{kg tør luft})$$

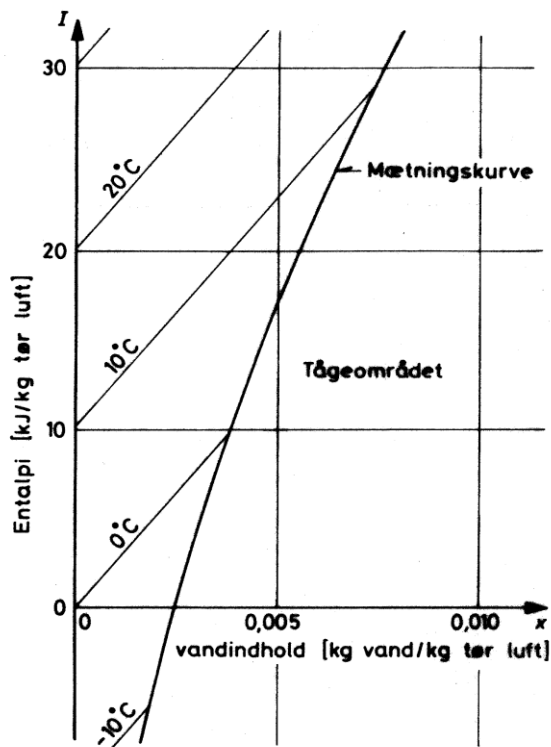
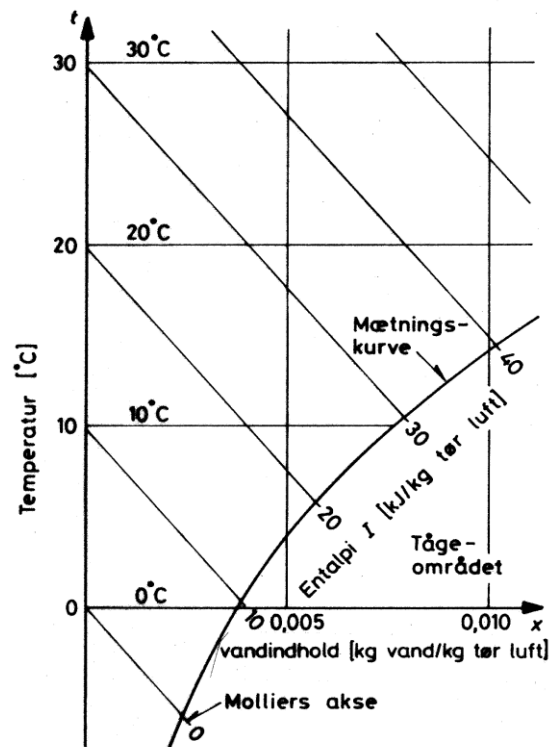
Denne luft har entalpien

$$I = 1,01 \cdot 20 + 0,01 \cdot [500 + 1,8 \cdot 20]$$

$$= (20,2 + 25,0 + 0,4) \text{ kJ}/(\text{kg tør luft})$$

$$= 45,6 \text{ kJ}/(\text{kg tør luft})$$

Eksemplet viser at den fugtige lufts entalpi især skyldes luftens temperatur og mængden af vanddamp, mens vanddampens temperatur (sidste led) er ret underordnet.

Oprindeligt Ix -diagramMolliers Ix -diagramFig. 9.4 Ix -diagram i oprindelig udgave (tv) og Molliers udgave (th)

Formlen for entalpi er afbildet på fig. 10.4(tv) med vandindholdet x og entalpien I ud ad akserne. Entalpien I varierer for enhver given temperatur t ($\geq 0^\circ\text{C}$) retlinet med vandindholdet x , således at den rette linies afskæring på I -aksen er proportional med temperaturen og hældningen (repræsenteret ved den kantede parentes) er meget svagt voksende med temperaturen fordi parentesens sidste led betyder så lidt.

Det kan vises eksperimentelt, at luft ved en given temperatur kun kan have en vis mængde vanddamp i sig. Når man markerer disse mætningsstilstande på de enkelte isotermer som vist på fig. 10.4(tv), fremkommer den viste krumme kurve kaldet mætningskurven. Tilstande oven over mætningskurven svarer til umættet luft, mens tilstande under mætningskurven svarer til at luften er vandmættet og at en overskydende mængde vanddamp tillige er omsat til flydende

eller fast form. Sidstnævnte område kaldes tågeområdet og har normalt ikke større praktisk betydning.

Ix -diagrammets væsentlige arbejdsområde ligger altså mellem mætningskurven og den lodrette akse og er dermed ikke særlig stort. Derfor foreslog tyskeren Richard Mollier at justere diagrammet ved at sænke alle diagrammets punkter proportionalt med deres x -værdi således at isotermerne $t = 0$ bliver vandret som vist på højre del af fig.9.4. Alle de parallelle vandrette isentalper $I = \text{konstant}$ bliver herved parallelle, skråt nedadgående linier. Isothermerne for $t > 0^\circ\text{C}$ bliver linier med svag positiv hældning, der vokser med temperaturen. Mætningskurven vrides et stykke nedad og giver på denne måde betragteligt mere plads at arbejde på. Herved er fremkommet Molliers Ix -diagram, der normalt benyttes i dag.

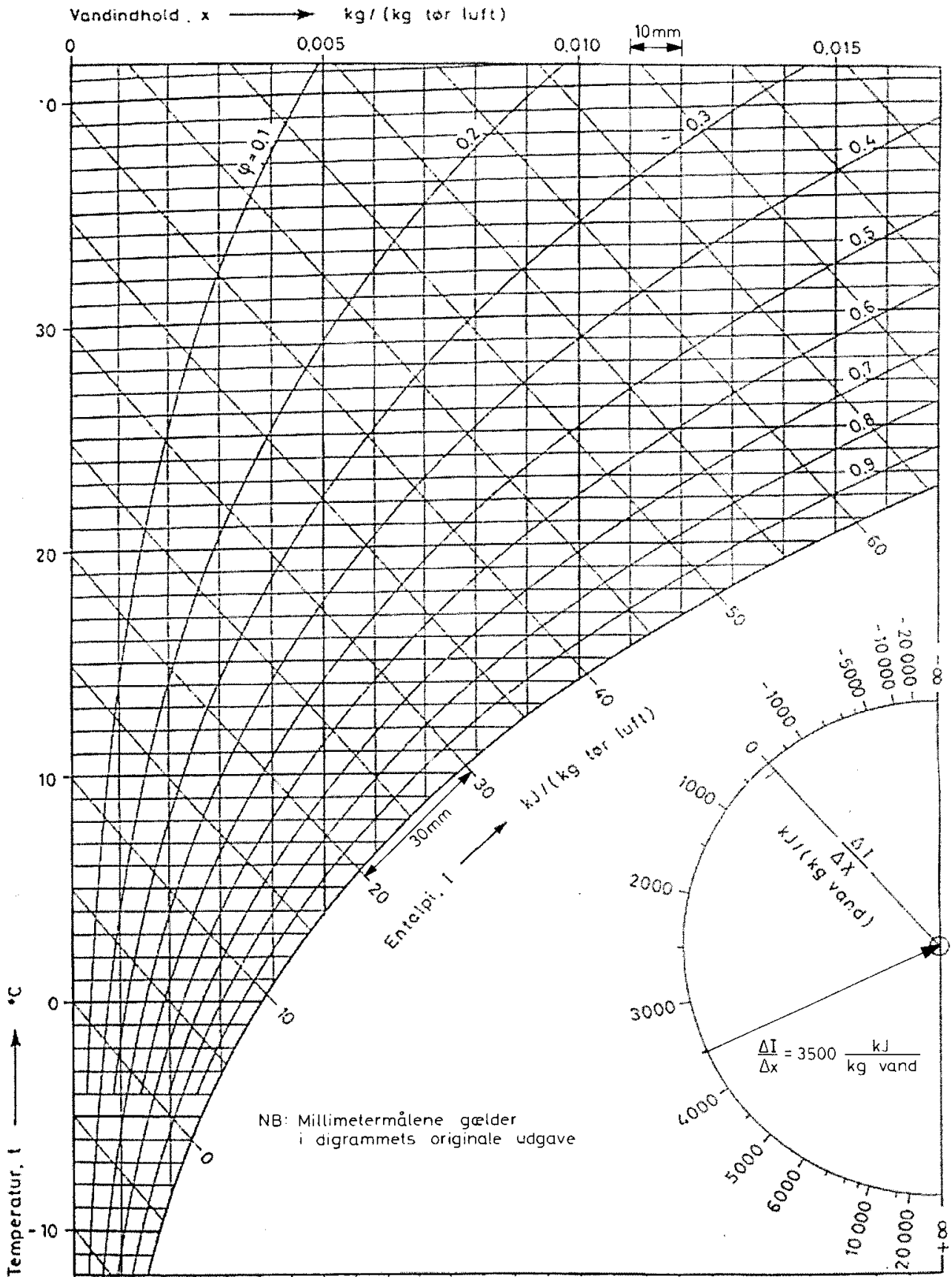


Fig. 9.5 Molliers I_x -diagram til konstruktion af ventilationsforløb. I originaludgaven er afstanden 10 mm (~0,001 kg damp/(kg tør luft)) mellem lodrette streger og 15 mm (~5 kJ/kg) mellem skrå streger

Fig. 9.5 er en formindsket gengivelse af Molliers I - x -diagram som det benyttes i praksis. Her er også på basis af foranstående afsnit 9.1 indtegnet grafer for konstante værdier af den relative fugtighed ϕ mellem 0 (helt tør luft, dvs lodrette akse) og 1 (helt fugtmættet luft, dvs mætningskurven). Desuden er x -aksen flyttet helt op i toppen af diagrammet. Afstanden mellem de lodrette linier er 10 mm og afstanden mellem de skrå linier er 15 mm i det originale diagram.

På halvcirklen i nederste højre hjørne kan man se retningen for en proces der forløber med en konstant værdi af $\Delta I/\Delta x$, på figuren værdien 3500 kJ/(kg damp).

Entalpi og vandindhold blev defineret pr kg tør luft og ikke pr kg fugtig luft fordi den tørre luftmængde er kontrollabel mens vanddampmængden kan ændres ved fordampning eller kondensation undervejs i en proces. Tilsvarende er det praktisk at regne med masseflowet q_{ml} for tør luft i stedet for masseflowet q_m for fugtig luft. Man har her sammenhængen

$$q_{ml} = \rho_l q_v \tag{9.8}$$

hvor tør lufts densitet ρ_l normalt sættes til 1,20 kg/m³, men også kan aflæses på fig. 1.2 som funktion af temperaturen.

Fig. 9.6 er en forenklet optegning af I - x -diagrammet med en proces der forløber fra tilstand 1 til tilstand 2. Under processen reduceres vanddampindholdet x , entalpien I og temperaturen t . Reduktionen i vanddampindholdet fra x_1 til x_2 betyder, at der kondenserer vanddampmængden $\Delta x = x_1 - x_2$ [(kg damp) / (kg tør luf)].

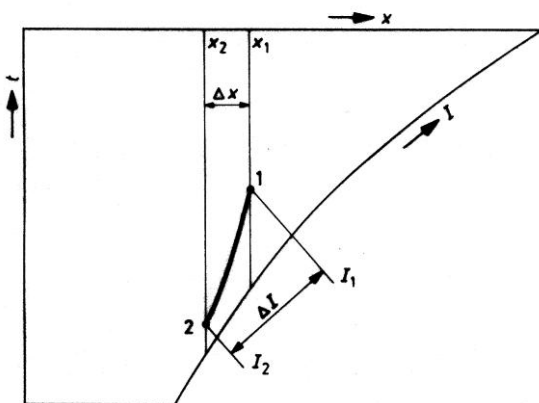


Fig. 9.6 En tilfældig proces i et I - x -diagram

Den kondenserede vandmasse $q_{m,kond}$ pr tidsenhed [(kg damp)/s] findes herefter af

$$q_{m,kond} = q_m (x_1 - x_2) \tag{9.9}$$

Processen på fig.9.6 mister også entalpien $\Delta I = I_1 - I_2$ svarende til effekten $\Phi_{1,2}$ givet ved

$$\Phi_{1,2} = q_m (I_1 - I_2) \tag{9.10}$$

For en proces med konstant vandindhold x i luften (der hverken optages eller afgives vanddamp), giver indsættelse af formel (9.7) for I

$$\begin{aligned} \Phi_{1,2} &= q_m (c_{pl} + x c_{pd}) \Delta t \\ &\approx q_m c_{pl} \Delta t \end{aligned} \tag{9.11}$$

hvor parentesens sidste led er helt uvæsentligt sammenlignet med første led.

9.3 Opvarmning og køling

Opvarmning og køling kan ske med varme-flader og køleflader som beskrevet i afsnit 3.1.3. Fig. 9.7 viser en opvarmningsproces indtegnet på et I - x -diagram ved bogstav a. t_{vf} er varmepladens temperatur og t_1 og t_2 er lufttemperaturen før og efter fladen. Bevægelsen sker lodret i diagrammet fordi vandindholdet x_1 holder sig konstant, da der hverken optages eller afgives vanddamp undervejs. Sluttemperaturen er givet ud fra varmepladens temperaturvirkningsgrad η_t

$$t_2 - t_1 = \eta_t (t_{vf} - t_1) \tag{9.12}$$

Ved en afkøling kan luftens tilstandsændring følge 2 veje i et I - x -diagram som vist ved bogstav b og c på fig.9.7. Den aktuelle vej afhæ-

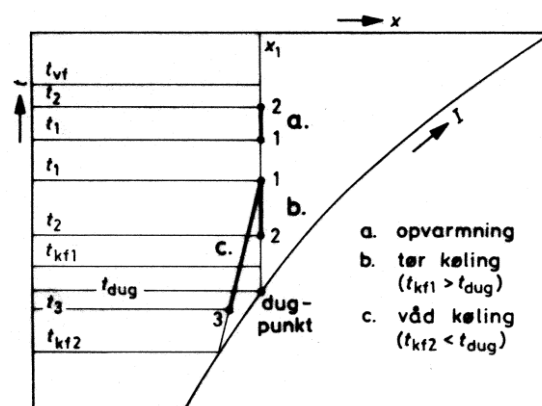


Fig. 9.7 3 processer 1-2: (a) opvarmning, (b) tør køling og (c) våd køling

ger af forholdet mellem kølefladens temperatur og luftens dugpunktstemperatur t_{dug} , der er den temperatur, luften får ved at blive afkølet indtil den når mætningskurven, dvs en bevægelse lodret nedad i I - x -diagrammet.

Tør køling ($t_{\text{kf}} \geq t_{\text{dug}}$). Bogstav b på fig. 10.7 beskriver en tør køling fordi kølefladens temperatur er så høj, at luften ikke når dugpunktet og vandindholdet x_1 derfor holder sig konstant.

Våd køling ($t_{\text{kf}} < t_{\text{dug}}$). Her afkøles luften teoretisk set til dugpunktet, hvorefter den følger mætningskurven videre nedad samtidig med at vandindholdet x aftager (vanddamp kondenserer). I praksis er der forskelle i luftens temperatur mellem kølefladens plader fordi noget luft passerer tættere op ad pladerne end andet luft og noget vanddamp derfor vil kondensere selv inden luftens *middel*temperatur når ned på dugpunktet. Den præcise afkølingskurve kan ikke angives fordi den afhænger af mange forhold, men den kan med rimelig nøjagtighed idealiseres ved en ret linie (bogstav c på fig. 9.7) mellem luftens begyndelsestilstand og punktet på mætningskurven svarende til kølefladens temperatur.

9.4 Blanding af luftstrømme

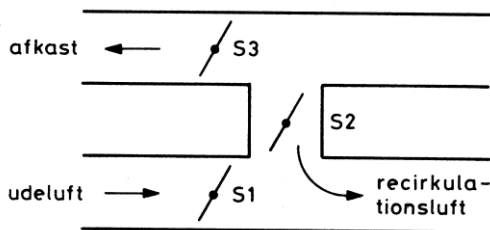


Fig. 9.8 Blandespjæld recirkulerer luft

Blanding af luftstrømme kan ske i en blandersektion af et ventilationsaggregat som vist skematisk på fig. 9.8. Ved at åbne spjældet S3 delvis og lukke de to andre spjæld delvis, recirkuleres noget af rumluften efter filtrering og medvirker herved til en økonomisk luftrensning af rummene fordi man undgår opvarmning af en tilsvarende mængde udeluft. Der skal dog altid benyttes en vis mængde udeluft, når der er mennesker til stede.

Fig. 9.9 viser en by-passledning forbi en krydsvarmeveksler med efterfølgende opblanding med den udeluft, der har passeret veksleren. Altså en form for temperaturregulering af indblæsningsluften.

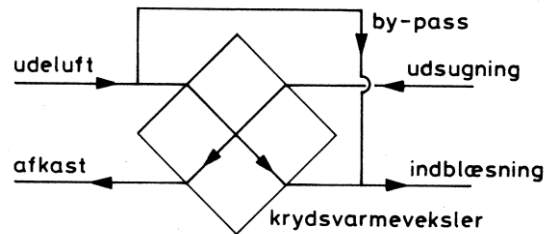


Fig. 9.9 Krydsvarmeveksler med by-passledning

Den skematiske blandesituation er vist på fig. 9.10 med 2 indkommende fugtige luftstrømme (index 1 og 2) med vandindhold x , entalpi I og masseflow for tør luft q_{ml} . De tilsvarende egenskaber søges for blandingsstrømmen (index 3).

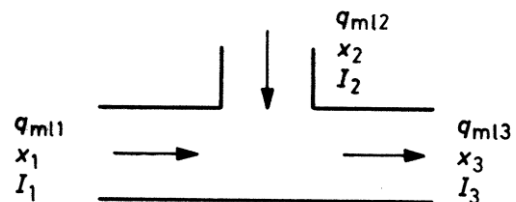


Fig. 9.10 Blanding af to luftstrømme

Det samlede masseflow af tør luft bevares ved blandingen

$$q_{\text{ml}3} = q_{\text{ml}1} + q_{\text{ml}2} \quad 9.13$$

Masseflow af vanddamp er $q_{\text{ml}} x$ med enhed [kg tør luft/s]·[kg vanddamp/kg tør luft] = [kg vanddamp/s]. Det samlede masseflow af vanddamp bevares

$$q_{\text{ml}3} x_3 = q_{\text{ml}1} x_1 + q_{\text{ml}2} x_2 \quad 9.14$$

Ved indsættelse af $q_{\text{ml}3}$ fra formel (9.13) findes

$$x_3 = \frac{q_{\text{ml}1} x_1 + q_{\text{ml}2} x_2}{q_{\text{ml}1} + q_{\text{ml}2}} \quad 9.15$$

Transporteret varmeeffekt er $q_{\text{ml}} I$ med enhed [kg tør luft/s]·[J/kg tør luft] = [J/s]. Den samlede varmeeffekt bevares ved blandingen

$$q_{\text{ml}3} I_3 = q_{\text{ml}1} I_1 + q_{\text{ml}2} I_2 \quad 9.16$$

hvoraf

$$I_3 = \frac{q_{ml1} I_1 + q_{ml2} I_2}{q_{ml1} + q_{ml2}} \quad 9.17$$

Blandingstemperaturen t_3 kan ikke bestemmes på tilsvarende måde, da der ikke findes sætninger om temperaturbevarelse. Men entalpien I_3 er defineret ved

$$I_3 = c_{pl} t_3 + x_3 (r_o + c_{pd} t_3) \quad 9.18$$

der kan løses med hensyn til t_3

$$t_3 = \frac{I_3 - r_o x_3}{c_{pl} + c_{pd} x_3} \quad 9.19$$

Heraf kan t_3 beregnes med benyttelse af de netop udledte formler for x_3 og I_3 . Vil man acceptere en fejl af størrelsesordenen $0,1^\circ\text{C}$, kan t_3 dog bestemmes tilsvarende x_3 og I_3

$$t_3 \approx \frac{q_{ml1} t_1 + q_{ml2} t_2}{q_{ml1} + q_{ml2}} \quad (\text{tilnærmet}) \quad 9.20$$

I I - x -diagrammet udgør linierne for konstant x en skare af parallelle linier, og det samme gør linierne for konstant I . Når formlerne for x_3 og I_3 indeholder samme vægtfunktioner på højresiden, kommer blandingspunktet i I - x -diagrammet til at ligge på en ret linie mellem de to punkter for tilstandene 1 og 2. Placeringen kan af ovenstående formler beregnes til

$$x_3 - x_1 = \frac{q_{ml2}}{q_{ml1} + q_{ml2}} (x_2 - x_1) \quad 9.21$$

$$x_2 - x_3 = \frac{q_{ml1}}{q_{ml1} + q_{ml2}} (x_2 - x_1)$$

og tilsvarende for I ved at x ombyttes med I . Brugen er vist på fig. 9.11. Hvis fx 40% af masseflowet kommer med tilstand 1 og 60% med tilstand 2, så ligger blandingspunktet 40% fremme ad forbindelseslinien mellem de to tilstandspunkter, regnet fra *tilstand 2*. Blandingspunktet ligger altid nærmest det tilstandspunkt, der repræsenterer det største masseflow.

Fig. 9.11 viser nederst at blandepunktet kan falde i I - x -diagrammets tågeområde. For at fastholde entalpien I_3 følges isentalpen op til mætningskurven, hvor punkt 4 beskriver den fysiske tilstand med vanddampindholdet x_4 og indholdet $x_3 - x_4$ af flydende vand.

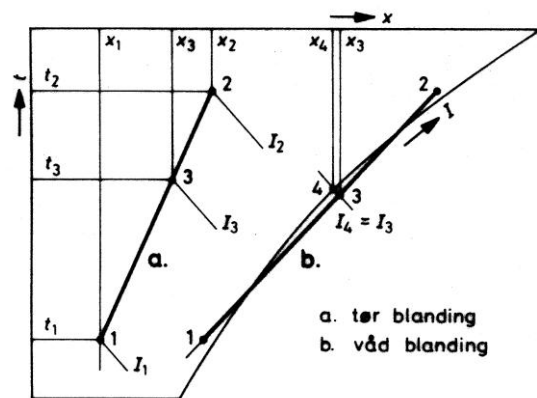


Fig. 9.11 Bestemmelse af blandetilstand

Eksempel 9.2 Blandetilstand

På fig. 9.11 blandes udeluft (index 1) med recirkulationsluft (index 2) fra en bygning:

$$\begin{aligned} x_1 &= 0,004 \text{ kg/kg} & t_1 &= 2^\circ\text{C} & q_{ml1} &= 0,8 \text{ kg/s} \\ x_2 &= 0,009 \text{ kg/kg} & t_2 &= 22^\circ\text{C} & q_{ml2} &= 1,2 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Blandingsluftens temperatur og vandindhold søges.

For vandindholdet fås direkte

$$\begin{aligned} x_3 &= \frac{0,004 \text{ kg/kg} \cdot 0,8 \text{ kg/s} + 0,009 \text{ kg/kg} \cdot 1,2 \text{ kg/s}}{0,8 \text{ kg/s} + 1,2 \text{ kg/s}} \\ &= 0,0070 \text{ kg/kg} \end{aligned}$$

Temperaturen beregnes ud fra entalpiformlen

$$\begin{aligned} I_1 &= 1,01 \cdot 2 + 0,004 \cdot [2500 + 1,8 \cdot 2] \text{ kJ/kg} \\ &= 12,0 \text{ kJ/kg} \\ I_2 &= 1,01 \cdot 22 + 0,009 \cdot [2500 + 1,8 \cdot 22] \text{ kJ/kg} \\ &= 45,1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

hvoraf

$$\begin{aligned} I_3 &= \frac{0,8 \cdot 12,0 + 1,2 \cdot 45,1}{0,8 + 1,2} \text{ kJ/kg} \\ &= 36,9 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Temperaturen bliver herefter

$$t_3 = \frac{36,9 - 2500 \cdot 0,0070}{1,01 + 1,8 \cdot 0,0070} = 14,04^\circ\text{C}$$

Den tilnærmede interpolationsformel for blandings-temperaturen giver $14,00^\circ\text{C}$ og rammer hermed næsten rigtigt

Eksemplet viser, at den kolde udeluft ved blandingsprocessen får en temperatur, der overflødig gør opvarmning før indblæsning.

Indblæsningstemperaturen kan varieres ved at man varierer på forholdet mellem de 2 flow, dog således at udeluftens nødvendige basisflow overholdes.

9.5 Varmeveksling

Varmevekslerens funktion blev beskrevet i afsnit 3.1.4.

9.5.1 Krydsvarmeveksler

De fysiske processer i krydsvarmeveksleren er skitseret på fig.9.12 med udeluft i tilstand 1 og rumluft i tilstand 3. Den kolde luft med temperatur t_1 kan i veksleren teoretisk set maksimalt opnå den varme lufts temperatur t_3 , men når i praksis kun en temperatur t_2 bestemt ved

$$t_2 - t_1 = \eta_t (t_3 - t_1) \quad 9.22$$

hvor η_t er vekslerens temperaturvirkningsgrad, der må regnes kendt ud fra de givne data, men ligger omkring 0,6 á 0,7. Temperaturforøgelsen $t_2 - t_1$ er gratisvarmen fra veksleren.

Vekslerens afkøling af den varme rumluft har interesse af hensyn til bestemmelsen af eventuelle kondensmængder. Afkølingen antages i I_x -diagrammet at ske langs en ret linie ned mod mætningskurvens punkt svarende til vekslerens middeltemperatur t_m . Denne defineres som middelværdien af de to luftstrømmes temperaturer t_1 og t_2 lige før veksleren

$$t_m = \frac{1}{2} \cdot (t_1 + t_2) \quad 9.23$$

Afkølingens slutpunkt bestemmes ud fra at veksleren kun udveksler en helt ubetydelig effekt med omgivelserne og at al effekten fra den varme luft derfor kan regnes modtaget af den kolde luft:

$$\Delta \Phi = q_{ml1} \Delta I_{12} = q_{ml3} |\Delta I_{34}| \quad 9.24$$

hvor q_{ml1} og q_{ml3} er masseflowet af henholdsvis kold og varm luft og ΔI_{12} og ΔI_{34} (<0) er de tilsvarende entalpiændringer. Masseflowene er ofte ens, men kan være forskellige fx fordi en del af udeluften passerer by-passet mens al den brugte luft passerer veksleren eller fordi indblæsning og udsugning ikke er helt balanceret. Da ΔI_{12} er kendt ud fra punkt 1 og 2, kan ΔI_{34} beregnes af formel (9.24) og afsættes som vist på fig. 9.12 til bestemmelse af punkt 4. På figuren ligger punkt M lavere end dugpunktet for punkt 3, hvorved Δx_{34} udtrykker kondensdannelsen. Lå punkt M højere end dugpunktet for punkt 3, dannedes ikke kondens.

Hvis afkølingens temperaturvirkningsgrad er kendt i stedet for opvarmningens, må konstruktionen begynde med afkølingen.

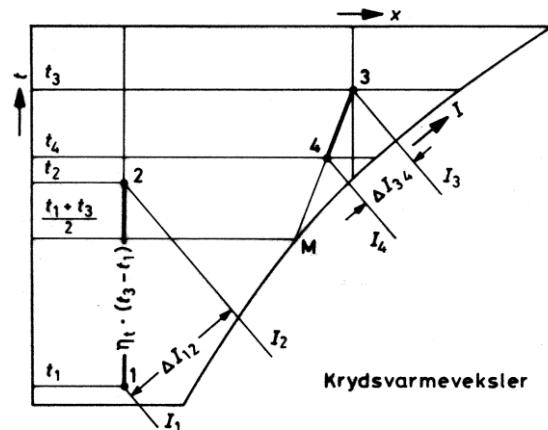


Fig. 9.12 Indblæsningslufts og afkastlufts tilstandsændring gennem krydsvarmeveksler

Eksempel 9.3

Der betragtes en situation hvor temperatur, fugtighedsgrad og masseflow for henholdsvis udeluft og returluft er givet ved

$$\begin{aligned} \text{ude:} \quad t_1 &= -12^\circ\text{C} & \phi_1 &= 0,90 & q_{ml1} &= 1000 \text{ kg/h} \\ \text{inde:} \quad t_3 &= 24^\circ\text{C} & \phi_3 &= 0,60 & q_{ml3} &= 1280 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

Temperaturvirkningsgraden for den kolde luft forbi varmebladen er $\eta_t = 0,60$. Afgangstemperaturerne t_2 og t_4 samt effektbesparelsen og kondensationsmængden ønskes bestemt.

Udeluften opvarmes med brøkdelen η_t af den maksimalt mulige opvarmning til værdien

$$t_2 = -12 + 0,60 \cdot (24 - (-12)) \text{ }^\circ\text{C} = 9,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Denne temperatur øges med et par grader gennem ventilator og kanalsystem og skal så opvarmes endnu 2-4 $^\circ\text{C}$ i varmebladen.

Krydsvarmevekslerens flader tillægges en middeltemperatur t_m givet ved

$$t_m = \frac{1}{2} \cdot (-12 + 24) \text{ }^\circ\text{C} = 6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ifølge I_x -diagrammet er t_m mindre end rumluftens dugpunktstemperatur (16 $^\circ\text{C}$), så rumluften køles vådt langs den rette linie fra indetilstanden ved $t_3 = 24^\circ\text{C}$ mod mætningspunktet ved $t_m = 6^\circ\text{C}$.

Udeluftens entalpitilvækst kan aflæses af I_x -diagrammet til 21,3 kJ/kg luft. Da hele effekttilførslen til udeluften kommer fra indeluften har vi

$$\Delta \Phi = q_{ml1} \Delta I_{12} = q_{ml3} |\Delta I_{34}|$$

$$1000 \text{ kg/h} \cdot 21,3 \text{ kJ/kg} = 1280 \text{ kg/h} \cdot |\Delta I_{34}|$$

og dermed $\Delta I_{34} = -16,7$ kJ/kg. Ved at afsætte ΔI_{34} ned ad linien 3-M findes punkt 4

$$t_4 = 14,7^\circ\text{C}, \quad \phi_4 = 0,81$$

Effektoverførslen og dermed effektbesparelsen bliver

$$\Delta \Phi = q_{m1} \Delta I_{12} = \frac{1000 \text{ kg}}{3600 \text{ s}} \cdot 21,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 5,9 \text{ kW}$$

Kondensationsmængden bestemmes ud fra rumluftens reduktion $x_3 - x_4 = 2,9 \text{ g/kg}$ i vandindhold

$$\begin{aligned} q_{m, kond} &= q_{m3} (x_3 - x_4) \\ &= 1280 \frac{\text{kg luft}}{\text{h}} \cdot 0,0029 \frac{\text{kg vand}}{\text{kg luft}} \\ &= 3,7 \text{ kg vand/h} \end{aligned}$$

Kender man i stedet temperaturvirkningsgraden η_t for afkølingen, begynder man analogt med at afsætte strækningen 3-4 som brøkdelen η_t af hele strækningen 3-M, hvorefter entalpiændringen ΔI_{34} omregnes til opvarmningens entalpi tilvækst ΔI_{12} .

9.5.2 Roterende varmeveksler

Den roterende varmeveksler overfører varme-effekt fra afkastluften til den indtagne udeluft med en virkningsgrad på ca 0,8 ved maksimalt omløbstal, men typisk med 0,7 eller mindre afpasset efter behovet. Det er specielt for den roterende varmeveksler, at den også kan overføre fugt efter følgende retningslinier, der også er illustreret på fig. 9.13 med eksemplerne a, b og c. I alle 3 tilfælde er regnet med en temperaturvirkningsgrad på 0,7.

Tilfælde a. En ikke-hygroskopisk (ikke-fugtoverførende) rotor overfører ikke fugt hvis udeluftens temperatur er højere end rumluftens dugpunkt, således at rumluften ikke har risiko for at kondensere.

Tilfælde b. En ikke-hygroskopisk rotor kan overføre fugt hvis udeluftens temperatur er lavere end rumluftens dugpunkt, idet en del af rumluften i så fald nedkøles så meget, at den kondenserer i rotorens kanaler og senere fordamper op i udeluften når luftstrømmen vender. Man definerer en fugtvirkningsgrad η_x som forholdet mellem udeluftens ændring af vanddampindhold og forskellen i vanddampindhold mellem rumluft og udeluft

$$\eta_x = \frac{x_{slut} - x_{ude}}{x_{rum} - x_{ude}} \quad 9.25$$

hvor x_{slut} er vanddampindholdet i udeluften efter rotoren. Typisk ligger η_x mellem 0,2 og 0,4.

Tilfælde c. En rotor gøres fugtoverførende ved at dens kanaler belægges med et silica-gel, der binder en del af afkastluftens vanddamp og

frigør det igen til udeluften. Dette sker med en virkningsgrad på maksimalt ca 0,6, typisk op til 0,5. På figuren er værdien 0,5 benyttet.

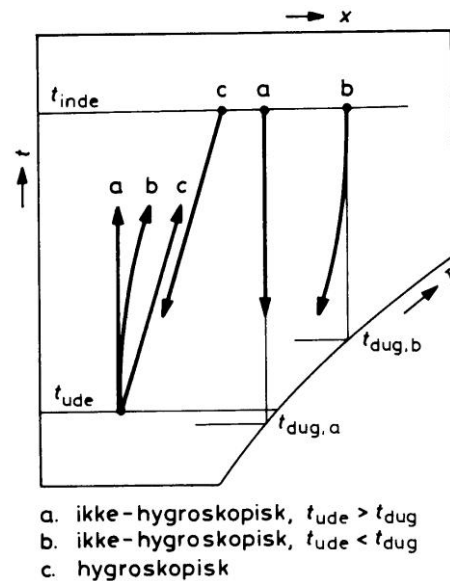


Fig. 9.13 Processer i roterende veksler med hygroskopisk og ikke-hygroskopisk rotor

9.6 Varme- og fugtbelastninger

Varmebelastninger blev omtalt i afsnit 2.2.5 I det følgende skal omtales bestemmelse af et rums fugtbaserede varmeomsætning og fugtom-sætning til brug for dimensionering af rummets nødvendige volumenstrøm. Den fugtbaserede varmeomsætning skal behandles lidt anderledes end tidligere når beregningerne baserer sig på entalpi begrebet..

Den våde varmebelastning kommer når der udvikles vand samtidig med varmeenergien, fx fra personer, bad, rengøring, madlavning og vandfordampere. I denne forbindelse er vand-damp væsentligt og flydende vand ret uvæsentlig. En vand- eller dampstrøm $q_{m,vand}$ giver varmeeffekten

$$\Phi_{våd} = \begin{cases} q_{m,vand} c_{pv} t_v & \text{vand} \\ q_{m,vand} (r_o + c_{pd} t_d) & \text{damp} \end{cases} \quad 9.26$$

hvor

$c_{pv} = 4,18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ er vands specifikke var-mefylde

$r_o = 2500 \text{ kJ/kg}$ er vands fordampningsvarme ved 0°C

$c_{pd} = 1,8 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ er vanddampens specifikke var-mefylde

Fugtafgivelsen fra personer afhænger meget af deres aktivitetsniveau og fremgår af fig. 9.14.

Aktivitet	Fri varme W	Bunden varme W	Damp-afgiv. g/h
Stillesiddende	70	30	45
Siddende i bolig, kontor, skole	80	40	60
Stående på indkøb,	100	60	90
Stående på køkken- arb., ekspedient,	120	80	120

Fig. 9.14 En voksen persons afgivelse af varme og vanddamp. Den fri varme bevirker en temperaturforhøjelse, mens den bundne varme er knyttet til vanddampen. Summen af dem giver varmebelastningen.

9.7 Varme- og fugtbalance for rum

Et rums varme- og fugtbelastning er af afgørende betydning for indblæsningsluftens nødvendige tilstand og mængde. På fig. 9.15 er vist et luftvolumen, der generelt set kan være vilkårligt, men som oftest er et rum eller en samling af ensartede rum.

Luftvolumenets varmebelastning er Φ_{varme} og vandbelastningen $q_{m,\text{vand}}$. I en stationær situation kan luftvolumenets varmebalance udtrykkes ved

$$\begin{array}{rcccl} q_{ml} I_{ind} & + & \Phi_{\text{varme}} & = & q_{m} I_{ud} \\ \text{tilført} & & \text{produceret} & & \text{udsuget} \\ \text{effekt} & & \text{effekt} & & \text{effekt} \end{array} \quad 9.27$$

hvor index 'ind' og 'ud' står for indblæsningsluftens og udsugningsluftens tilstand. Heraf findes

$$\Delta I_{rum} = I_{ind} - I_{ud} = \frac{\Phi_{\text{varme}}}{q_{ml}} \quad 9.28$$

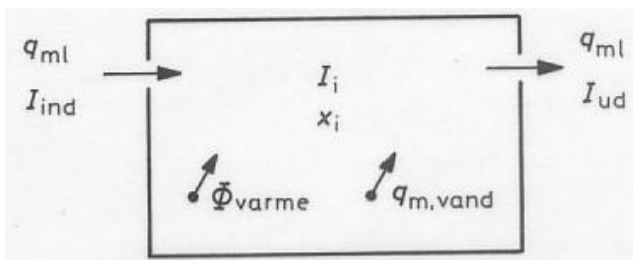


Fig. 9.15 Luftvolumen med ændring i entalpi og vandindhold

Ligningen giver en sammenhæng mellem rummets varmebelastning, ventilationsflowet og ventilationsluftens entalpiændring gennem rummet. Normalt er entalpien nogenlunde jævnt fordelt over rummet, og så er udsugningsluftens egenskaber lig med luftvolumenets egenskaber ($I_{ud} = I_i$).

En vandbalance for luftvolumenet i en stationær situation giver tilsvarende

$$\begin{array}{rcccl} q_{ml} x_{ind} & + & q_{m,\text{vand}} & = & q_{m} x_{ud} \\ \text{tilført} & & \text{produceret} & & \text{udsuget} \\ \text{vand} & & \text{vand} & & \text{vand} \end{array} \quad 9.29$$

Heraf fås

$$\Delta x_{rum} = x_{ind} - x_{ud} = \frac{q_{m,\text{vand}}}{q_{ml}} \quad 9.30$$

Ligningen giver sammenhængen mellem rummets vandproduktion, ventilationsflowet og ændringen i ventilationsluftens vandindhold gennem rummet. Normalt er fugtigheden nogenlunde jævnt fordelt over rummet, og så er x_{ud} lig med rumluftens vandindhold x_i . Hvis ventilationsflowet kendes, kan man nu i et I - x -diagram afsætte (Δx_{rum} , ΔI_{rum}) ud fra indblæsningsluftens tilstandspunkt og herved få rumluftens tilstandspunkt.

I den omvendte situation, hvor en given rumtilstand ønskes og ventilationsflowet q_{ml} søges, kan de to ligninger for ΔI_{rum} og Δx_{rum} divideres op i hinanden

$$\frac{\Delta I_{rum}}{\Delta x_{rum}} = \frac{\Phi_{\text{varme}}}{q_{m,\text{vand}}} \quad 9.31$$

Her er forholdet på venstresiden kendt fordi højresiden led kendes. På I - x -diagrammet fig. 9.5 kan man afsætte dette forhold på randskalaen (halvcirklen nederst til højre) og trække en ret linie hen til cirkelns centrum. Denne retning er indblæsningsprocessens bevægelsesretning i I - x -diagrammet. Det giver dog nogen usikkerhed at afsætte en given værdi på randskalaen samt at parallelforskyde bevægelsesretningen hen til indblæsningspunktet i I - x -diagrammet. Derfor bør man i stedet benytte randskalaen som vejledning til at optegne et hjælpepunkt for den søgte linie ved at beregne (Δx , ΔI) ud fra de givne formler men med benyttelse af en selvvalgt værdi af q_{ml} der er så lille, at hjælpepunktet falder langt fra indblæsningsstilstanden uden at falde uden for diagrammets rammer. De mu-

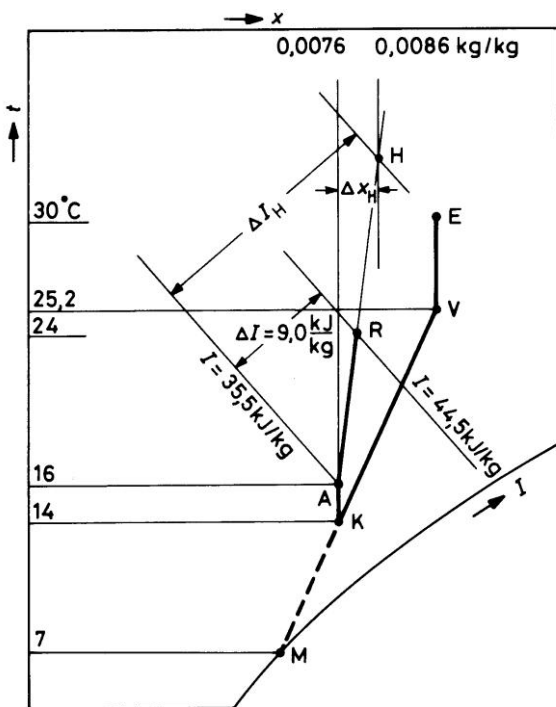
lige rumtilstande vil nu ligge på linien mellem indblæsningspunktet og hjælpepunktet H. Man kan så vælge en rumtilstand R på linien og beregne ventilationsflowet q_{ml} ud fra en vilkårlig af ligningerne for Δx_{rum} og ΔI_{rum} , idet begge disse størrelser nu kendes. Metoden illustreres med efterfølgende eksempel.

Eksempel 9.4 Kontorventilation

Et kontorlokale med 80 m² gulvareal og 12 m² vinduesareal (murhul) med energiruder mod syd betjener 10 personer. Man søger det nødvendige ventilationsflow til at opretholde en rumtemperatur på 24°C når udeluften har temperaturen 30°C og vandindholdet 10 g vand/(kg tør luft) svarende til en relativ fugtighed på knap 40%.

Ventilationsanlæggets varmeveksler har virkningsgraden 0,8. Kølefladen har middeltemperaturen 7°C og ventilationsluften må indblæses med maksimalt 8 K undertemperatur. Ventilationsluftens temperatur stiger 1 K i såvel ventilator som kanalsystem.

Kølefladens ønskede temperaturvirkningsgrad og den nødvendige volumenstrøm søges.



På Ix-diagrammet angiver den lodrette linie EV luftens passage gennem varmeveksleren, hvor vandindholdet bevares, men temperaturen falder med størrelsen

$$\Delta t_{veksler} = 0,8 \cdot (30^\circ \text{C} - 24^\circ \text{C}) = 4,8 \text{ K}$$

Luftens tilstandsændring gennem kølefladen er en ret linie fra V ned mod mætningskurvens punkt M ved kølefladens middeltemperatur. Tilstanden efter kølefladen svarer til punkt K ved temperaturen 24°C - 8 K - 2 K = 14°C. Kølefladens nødvendige virkningsgrad er hermed

$$\eta_{kø} = \frac{30^\circ \text{C} - 14^\circ \text{C}}{30^\circ \text{C} - 7^\circ \text{C}} = 0,70$$

Lufttilstanden ved indblæsning svarer til punkt A (armatur), der ligger ved samme vandindhold, men 2 K højere i diagrammet.

Rumbelastningerne bestemmer bevægelsesretningen op mod rumtilstanden R på 24°C isoterme:

Lokalets varmebelastning:

1,2 kW 10 prs á 120 W

0,6 kW Sol 500 W/m² · 12 m² · 0,8⁵ · 0,3

1,4 kW 10 PC'er á 140 W

0,8 kW Andet el + Varmetransmission indad

4,0 kW Φ_{varme} (samlet varmebelastning)

Lokalets fugtbelastning:

0,00017 kg/s Fugt fra 10 personer

0,00003 kg/s Anden fugt

0,00020 kg/s $q_{m,vand}$ (samlet fugtbelastning)

Rumbelastningernes ΔI_{rum} og Δx_{rum} kan ikke umiddelbart beregnes fordi volumenstrømmen er ukendt. I stedet vælges en massestrøm $q_{ml} = 0,20$ kg/s til bestemmelse af et hjælpepunkt H

$$\Delta I_H = \frac{4,0 \text{ kW}}{0,20 \text{ kg/s}} = 20 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta x_H = \frac{0,0020 \text{ kg/s}}{0,20 \text{ kg/s}} = 0,01 \text{ kg/kg}$$

Punkt H findes ved at addere disse størrelser til værdierne i indblæsningspunktet A. Rumtilstanden R ligger på en ret linie gennem A og H og afsættes i liniens skæring med isoterme 24°C. Af diagrammet aflæses rumbelastningens entalpitilvækst $\Delta I_{rum} = 9,3$ kJ/(kg tør luft). der giver den nødvendige massestrøm

$$q_{ml} = \frac{\Phi_{var me}}{\Delta I_{rum}} = \frac{4,0 \text{ kJ/s}}{9,3 \text{ kJ/kg tør luft}} = 0,43 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

svarende til $q_v = 360$ l/s. Hvis kølefladen køler mindre end 73% hæves indblæsningspunktet, hvilket reducerer entalpitilvæksten og øger den nødvendige massestrøm.

Med 3 m rumhøjde bliver luftskiftet

$$n = \frac{0,360 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 3600 \text{ s/h}}{3 \text{ m} \cdot 80 \text{ m}^2} = 5,4 \text{ h}^{-1}$$

Litteratur

Danvak. Varme- og Klimateknik. Grundbog.
(1997). Danvak ApS.

Stampe, Ole B.: Ventilationsteknik. (2000).
Danvak ApS.

Ventilation Ståbi. 2. udgave 2001. Ingeniør-
ren|bøger.

10. Lydudbredelse

10.1 Grundlæggende egenskaber

10.1.1 Lydtryk

10.1.2 Lydeffekt og intensitet

10.1.3 Addition af lydniveauer

10.1.4 Frekvensbånd

10.1.5 Ørets lydopfattelse

10.1.6 Lovkrav

10.2 Lydudbredelse i opholdsrum

10.2.1 Absorptionsfaktoren

10.2.2 Lyddæmpning i tomt rum

10.2.3 Lyddæmpning i møbleret rum

10.2.4 Efterklangstid

10.3 Lyd i ventilationsanlæg

10.3.1 Komponenters lydforhold

10.3.2 Lydgenerering

10.3.3 Lyddæmpning

10.3.4 Andre lydveje

10.4 God projekteringspraksis

10.1 Grundlæggende egenskaber

10.1.1 Lydtryk

Lydudbredelse i luft foregår ved at en vibrerende eller på anden måde bevægende lydkilde udsender trykssvingninger i form af fortætninger og fortyndinger i luften i forhold til luftens normale tilstand. Trykssvingningerne opfanges af øret og bearbejdes af hjernen, hvor de kan føles behagelige (musik, fuglesang), kommunikerende (tale, vækkeur) eller advarende (motorbanen). Når lyd er irriterende, kalder vi den støj.

Fig. 10.1 beskriver to simple lydbølger 1 og 2 som harmoniske svingninger, hvor lydbølge 2 i dette tilfælde som angivet i diagrammet for neden har dobbelt så stor frekvens og halvt så stor amplitude som lydbølge 1. Abscisseaksen kan enten være en stedakse, så man til et givet

tidspunkt ser lydtrykket variere i retning bort fra lydkilden, eller den kan være en tidsakse, så man i et givet punkt ser lydtrykket variere med tiden. De to lydbølger kan adderes til den viste sammensatte lydbølge 1+2. Virkelighedens lydbølger kan være sammensatte af (uendelig) mange harmoniske bølger med hver deres frekvens og amplitude.

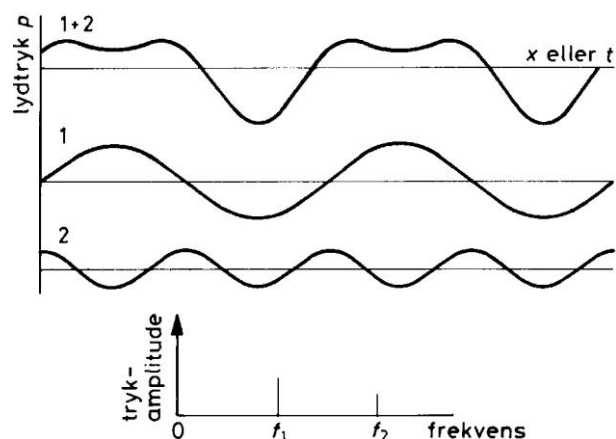


Fig. 10.1 To harmoniske lydbølger adderet til en sammensat lydbølge. Nederst et amplitudespektrum

Lydbølger er kun hørbare for mennesker når deres frekvens ligger mellem omtrentligt 20 Hz (20 svingninger pr sekund) og 20 kHz, for ældre mennesker dog kun op til ca. 10 kHz.

Bølgelængden λ for en harmonisk lydbølge er forbundet med frekvensen f ved

$$c = f \lambda \quad 10.1$$

hvor c er lydets hastighed i luft, der ved stuetemperatur kan sættes til 344 m/s. Frekvensintervallet fra 20 Hz til 20 kHz giver hermed bølgelængder fra 17 m ned til 17 mm.

Da lydets hastighed er af størrelsesordenen 100 gange så stor som normale strømningsha-

stigheder i kanaler, udbredes lyden praktisk talt lige godt med og mod strømningsretningen.

For en harmonisk lydbølge er lydtrykkets størrelse beskrevet ud fra trykamplituden. Sammensatte lydbølger har ingen amplitude og beskrives i stedet ved deres effektive tryk p_{eff} defineret ved at kvadratet på det effektive tryk sættes lig med kvadratet på det aktuelle tryk midlet over et passende langt tidsrum T

$$p_{\text{eff}}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T p^2 dt \quad 10.2$$

For en harmonisk bølge er det effektive tryk lig med trykamplituden divideret med $\sqrt{2}$.

De effektive tryk vi arbejder med, er ret små og varierer fra det netop hørbare omkring 20 μPa til ørets smertegrænse omkring 20 Pa. På grund af dette store interval angives lydtrykket ofte i form af et lydtrykniveau L_p defineret med brug af 10-tals logaritmen \log

$$L_p = 10 \log \frac{p_{\text{eff}}^2}{p_{\text{ref}}^2} = 20 \log \frac{p_{\text{eff}}}{p_{\text{ref}}} \quad 10.3$$

hvor p_{ref} er et fast referencetryk netop lig den ovenfor nævnte værdi 20 μPa . Formlen indeholder kvadratet på lydtrykket fordi kvadratet - og ikke lydtrykket selv - er proportionalt med lydkildens lydeffekt. Formlens logaritmeled siges at angive lydtrykniveauet i enheden Bel og hele højresiden har da enheden deciBel (dB). Lydtrykniveauet bliver herved 0 dB og 120 dB i de forannævnte 2 situationer med effektive lydtryk på 20 μPa og 20 Pa.

En forskel på 1 dB mellem to lydtrykniveauer er lige på grænsen af hvad det menneskelige øre kan skelne, så decibelværdier angives ikke med decimaler. Når p_{eff}^2 fordobles, vokser lydtrykniveauet med $10 \cdot \log 2 = 3$ dB.

En anden begrundelse for benyttelse af logaritmer er at øret opfatter lyd logaritmisk, det vil sige at lydstyrken opfattes at vokse med konstante trin når den i virkeligheden hver gang multipliceres med en konstant faktor.

10.1.2 Lydeffekt og intensitet

En lydkildes virkning angives i form af dens lydeffekt (akustiske effekt), der lige som lydtrykket kan variere inden for meget vide grænser, fra omkring 10^{-12} W = 1 pW (picowatt) til omkring 10^4 W (startende jefly). Med en refe-

renceeffekt på de nævnte $P_{\text{ref}} = 10^{-12}$ W tillægges lydeffekten P derfor et lydeffektniveau L_w i analogi til lydtrykniveauet ved definitionen

$$L_w = 10 \log \frac{P}{P_{\text{ref}}} \quad 10.4$$

Lydeffektniveauet bliver så 0 dB ved 10^{-12} W og 160 dB ved 10^4 W.

Lydeffekt er størrelsesmæssigt ikke sammenlignelig med elektrisk effekt. En støvsuger eller en elektrisk græsslåmaskine med elforbrug 1000 W omsætter således under 1 W til lyd.

Når lyd breder sig bort fra en lydkilde, kan lydets intensitet I i afstanden r fra lydkilden udtrykkes med brug af kuglefladens areal $4\pi r^2$

$$I = D \frac{P}{4\pi r^2} \quad 10.5$$

Brøken angiver intensiteten for en ideel lydkilde med jævn spredning i alle retninger, mens retningsfaktoren D kan kompensere for at spredningen ikke er jævn, fx fordi lydkilden ikke er helt kugleformet. I mangel af bedre sættes D normalt til 1.

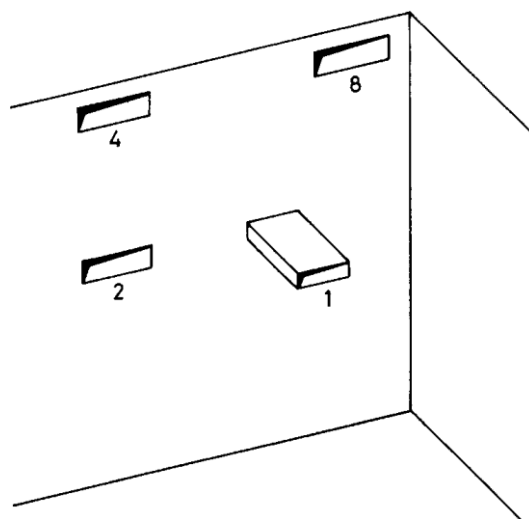


Fig. 10.2 Retningsfaktoren D afhængig af lydkildens placering i forhold til vægge

Retningsfaktorer D forskellig fra 1 benyttes når faste vægge begrænser lydets udbredelse. På fig. 10.2 er $D = 2$ for armaturet midt på væggen da spredningen kun sker til et halvrum, og D er lig med 4 ved en kant og 8 i et hjørne.

Intensiteten i et punkt af rummet er et samlet bidrag fra alle lydkilder inklusiv al reflekteret lyd fra genstande og begrænsende vægge.

For plane lydbølger (fx i en ventilationskanal) og for kugleformede lydbølger (som ovenfor), men altså ikke generelt, er intensiteten forbundet med det effektive tryk ved

$$I = \frac{p_{\text{eff}}^2}{\rho c} \quad 10.6$$

hvor c er lyd hastigheden og $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ er luftens densitet. Ligningen giver den vigtige sammenhæng mellem lydets årsag I (dvs P) og virkningen p_{eff} på omgivelserne.

Formålet med mange lydberegninger er netop at omsætte lydkildernes effekt til lydtryk på en given lokalitet og dernæst korrigere dette lydtryk så det svarer til ørets lydopfattelse.

Sammenhængen mellem en lydkildes lydeffektniveau L_w og lydtrykniveauet L_p i afstanden r fra kilden i det fri, dvs uden lydrefleksioner, findes ved indsættelse af I fra (10.5) i (10.6)

$$\frac{p_{\text{eff}}^2}{\rho c P_{\text{ref}}} = \frac{P}{P_{\text{ref}}} \cdot \frac{D}{4\pi r^2} \quad 10.7$$

Venstresidens nævner er praktisk talt lig med P_{ref}^2 . Ved at tage titalslogaritmen på begge sider af lighedstegnet og gange med 10 får man da

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log \frac{D}{4\pi r^2} \quad 10.8$$

Eksempel 10.1 Fra lydtryk til lydeffektniveau

Det effektive lydtryk måles til 1 Pa i 5 m afstand fra en udendørs lyd giver placeret ved foden af en mur. Hvad er lydeffektniveauet?

Af formlerne (10.6), (10.5) og (10.4) findes

$$I = \frac{p_{\text{eff}}^2}{\rho c} = \frac{1^2}{1,2 \cdot 344 \text{ m}^2} = 2,4 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$P = \frac{I \cdot 4\pi r^2}{D} = \frac{2,4 \cdot 10^{-3} \cdot 4\pi \cdot 5^2}{4} \text{ W} = 0,2 \text{ W}$$

$$L_w = 10 \cdot \log \frac{0,2 \text{ W}}{10^{-12} \text{ W}} = 113 \text{ dB}$$

Alternativt kan først (10.3) og så (10.8) benyttes:

$$L_p = 20 \log \frac{p_{\text{eff}}}{P_{\text{ref}}} = 20 \log \frac{1}{20 \cdot 10^{-6}} \text{ dB} = 94 \text{ dB}$$

$$L_w = L_p - 10 \log \frac{4}{4\pi 5^2} = 94 \text{ dB} + 19 \text{ dB} = 113 \text{ dB}$$

10.1.3 Addition af lydniveauer

For n lydkilder med samme eller forskellig effekt, er den samlede effekt P_{sam} lig med summen af de enkelte effekter

$$P_{\text{sam}} = P_1 + P_2 + \dots + P_n \quad 10.9$$

Er de enkelte effekter udtrykt som lydeffektniveauer, omskrives formelen med brug af (10.4):

$$L_{\text{sam}} = 10 \log 10^{L_1/10} + \dots + 10^{L_n/10} \quad 10.10$$

Her er indeks w for effekt udeladt, da formelen også gælder for lydtrykniveauer. Formlen er udmærket til computerberegning, men i praksis kan det være mere bekvemt at benytte fig. 10.3. Her adderes to lydniveauer ved at man går ind på absicseaksen med forskellen mellem den store og den lille værdi og på ordinataksen aflæser, hvad der skal lægges til den store værdi for at få resultatet. To ens lydniveauer giver for eksempel et tillæg på 3 dB.

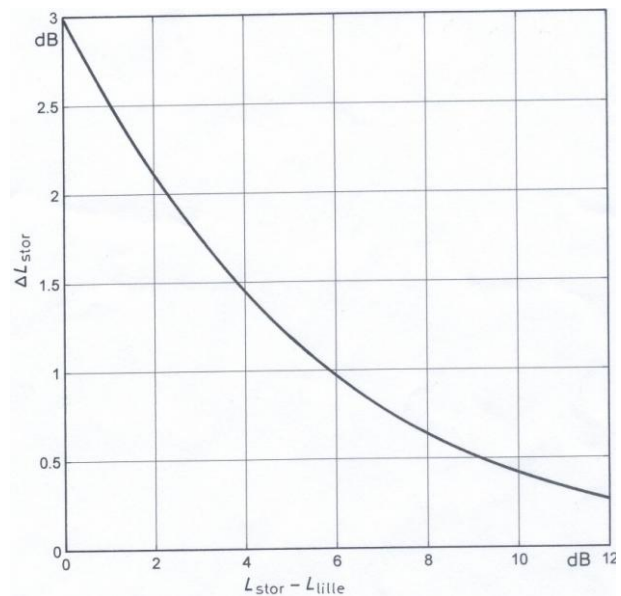


Fig. 10.3 Graf for addition af lydniveauer

En sum af mange lydniveauer bestemmes ved at man til stadighed udvælger to vilkårlige af lydniveauerne og erstatter dem med deres logaritmiske sum. Det er ofte lettest at begynde med de største fordi de mindste efterhånden viser sig for små til at give bidrag. Man kan også udvælge 2 ens, fordi det er så let at lægge 3 dB til.

Eksempel 10.2 Addition af lydniveauer

Lydniveauerne 40 dB, 48 dB, 48 dB og 49 dB skal adderes ved brug af fig. 10.3:

$$\begin{aligned}
 48 \text{ dB} + 48 \text{ dB} &= 51 \text{ dB}, \\
 51 \text{ dB} + 49 \text{ dB} &= 53 \text{ dB} \\
 53 \text{ dB} + 40 \text{ dB} &= 53 \text{ dB} \quad (40 \text{ dB bidrager ikke)
 \end{aligned}$$

For n ens lyd niveauer hver af størrelse L_1 bliver det totale lyd niveau L_n givet ved

$$L_n = L_1 + 10 \cdot \log n \quad 10.11$$

Eksempel 10.3 Støjende maskiner

På en fabrik giver 10 identiske arbejdende maskiner tilsammen et lydtrykniveau på 54 dB inde hos naboen. Hvor mange maskiner kan arbejde hvis lydtrykniveauet kun må være 50 dB?

Ligning (10.11) giver for 10 og for n maskiner

$$\begin{aligned}
 54 \text{ dB} &= L_1 + 10 \cdot \log 10 \\
 50 \text{ dB} &= L_1 + 10 \cdot \log n
 \end{aligned}$$

Af første ligning fås $L_1 = 44$ dB, der indsat i den anden ligning giver $n=4$. 6 maskiner skal standses.

10.1.4 Frekvensbånd

Ved bestemmelsen af lyds indvirken på mennesker, er det ikke tilstrækkeligt at betragte den samlede lyd, fordi øret modificerer lyden afhængig af frekvensen. Det nytter heller ikke at en lyddæmper kan dæmpe højfrekvent lyd hvis lyden er lavfrekvent. I beregninger opdeler man derfor den totale lyd i frekvensintervaller og betragter hvert interval separat. At benytte mange intervaller giver et stort regnearbejde, så en inddeling i 8 oktaver som vist på fig. 10.4 er ofte rimelig. Her er forholdet 2 mellem centerfrekvenserne f_c , og man får øvre og nedre intervalgrænse ved at multiplicere og dividere centerfrekvensen med $\sqrt{2}$. For lyd i ventilationsanlæg er båndene 125, 250 og 500 Hz mest interessante, dels fordi en stor del af maskinstøjen

Centerfrekvens f_c [Hz]	Frekvensinterval $f_{\text{nedre}} - f_{\text{øvre}}$ [Hz]
63	45 – 90
125	90 – 180
250	180 – 350
500	350 – 700
1000	700 – 1400
2000	1400 – 2800
4000	2800 – 5600
8000	5600 – 11300

Fig. 10.4 Frekvensintervaller for oktavbånd

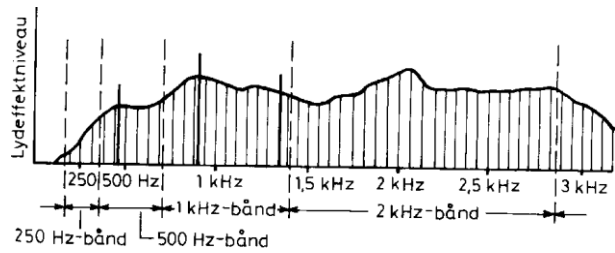


Fig. 10.5 Kontinuert spektrum med harmoniske enkeltlyde kombineres til et oktavspektrum

ligger her (fx ventilator) og dels fordi en dæmpning i disse 3 bånd bevirker at dæmpningen af den mere højfrekvente lyd automatisk følger med ned. 63 Hz-båndet dæmpes godt af enderefleksionen (se afsnit 10.3.3.4) og af øret.

Fig.10.5 viser et båndspektrum med kontinuert fordelt lyd samt harmoniske toner indtegnet som stolper. For hvert oktavbånd (afgrænset af de punkterede linier) måles det samlede lydeffektniveau i dette oktavbånd, og talsættet betegnes lydeffektniveauets oktavværdier $L_{w,ok}$. Disse giver ved logaritmisk addition det tidligere omtalte totale lydeffektniveau L_w . Der vises mange eksempler i det følgende

Til nøjagtigere beregninger kan benyttes tertsbånd, hvor hvert oktavbånd er tredelt.

10.1.5 Ørets lydopfattelse

For at bestemme menneskets lydopfattelse, betragtes det lydtryk der forekommer foran øret (og som et instrument ville registrere), hvorefter der korrigeres således at omformningen undervejs til hjernen tages i betragtning. Fig. 10.6 viser hvilke lydtrykniveauer der med dette formål skal adderes aritmetisk i hvert oktavbånd. Værdierne kaldes ørets A-filter, idet der findes tilsvarende B- og C-filtre beregnet til brug for meget kraftige lyde, men de benyttes sjældent.

f_c	Oktavcenterfrekvens [Hz]							
	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
A	-26	-16	-9	-5	0	+1	+1	-1

Fig. 10.6 Oktavbåndene (Hz) med A-filterets korrektionsværdier (dB).

På fig. 10.7 er et båndspektrum $L_{p,ok}$ korrigeret med A-filteret til $L_{pA,ok}$, hvorved lydtrykniveauet falder fra den oprindelige værdi $L_p = 44$ dB til den A-korrigerede værdi $L_{pA} = 32$ dB,

idet bogstav A i index angiver at A-korrektionen er foretaget. Tidligere skrev man yderligere dB(A) i stedet for dB.

f_c	Oktavcenterfrekvens [Hz]							
	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
$L_{p,ok}$	41	37	38	31	22	23	17	16
A-filt	-26	-16	-9	-5	0	+1	+1	-1
$L_{pA,ok}$	15	21	29	26	22	24	18	15

Fig. 10.7 Lydtrykniveaus oktavværdier $L_{p,ok}$ korrigeres med ørets A-filter

En korrektion med A-filteret beskriver den oplevede lyd generelt, men fortæller ikke hvilke frekvenser der er mest generende. Derfor har man udarbejdet Noise Rating diagrammet på fig. 10.8. En kurve mærket fx N40 siges at svare til hørestyrken 40 phon fordi alle kurvens punkter beskriver tilstande der af øret opfattes af samme styrke som en 40 dB lyd ved frekvensen 1 kHz. Phon-værdien angiver således ikke lydets egentlige styrke, men ørets opfattelse af den egentlige styrke. Kurvernes høje lydtrykniveauer ved små frekvenser angiver at øret her dæmper lyden kraftigt.

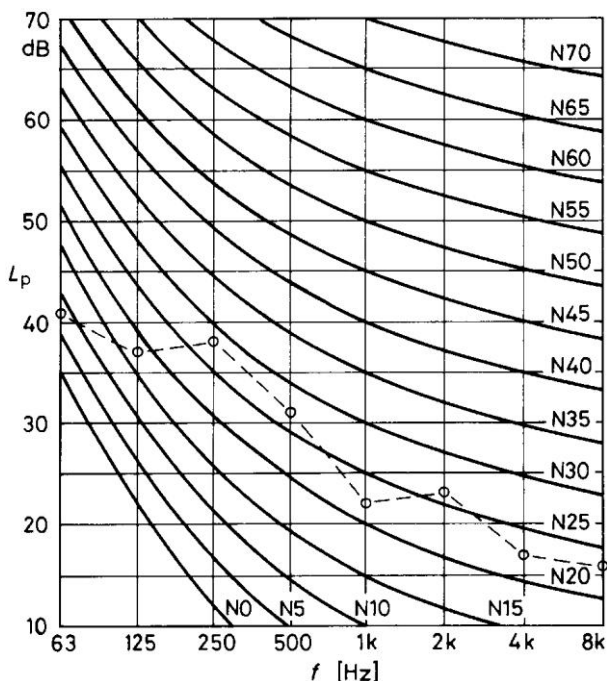


Fig. 10.8 Diagram til bestemmelse af en oktav-opdelt lydtrykfordelings Noise Rating. Eksemplet fra fig. 10.7 er indtegnet og har N28

På fig. 10.8 er oktavfordelingen fra fig. 10.7 indtegnet med cirkler og tillægges en N-værdi (Noise Rating) svarende til dens højeste optrædende phon-værdi, her N28 på grund af lydtrykniveauet i 250 Hz-båndet. Ingen af de andre frekvensbånd bidrager til N-værdien.

10.1.6 Lovkrav

Tilladelige lyd niveauer fastsættes under hensyntagen til funktionskrav og baggrundsstøj.

*Bygningsreglement siger i kapitel 6 om beboelsesbygninger, hoteller og plejehjem, at lydtrykniveauet L_{pA} fra elektriske installationer målt separat ikke må overstige 30 dB, målt i umøblerede rum. For bygninger til undervisningsformål må lydtrykniveauet i undervisningsrum ikke overstige 30 dB, målt i møblerede rum uden brugere.

Fig. 10.9 giver typiske acceptable værdier for det A-vægtede lydtrykniveau for forskellige rumtyper (ikke lovkrav)

L_{pA}	Rumtype
25 dB	Grammofon- og TV-studie, koncertsal
30 dB	Stue, auditorium, retssal, teater, kirke, operationsstue,
35 dB	Kontor, børneinstitution, klinik, biograf, selskabslokale, køkken
40 dB	Hotelloobby, svømmehal, toilet, gymnastiksal, omklædningsrum
45 dB	Forretning, EDB-rum

Fig. 10.9 Typiske maksimale A-vægtede lydtrykniveauer (DS447)

10.2 Lydudbredelse i opholdsrum

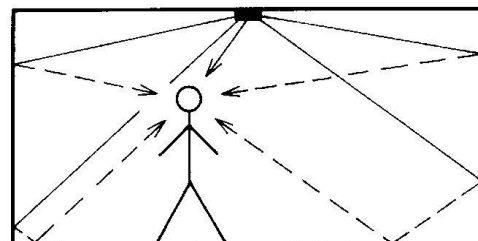


Fig. 10.10 Direkte lyd (fuldt optrukket) og reflekteret lyd (punkteret) i opholdsrum

I opholdsrum kan lyden opdeles i lyd direkte fra lydkilderne (fuldt optrukket på fig. 10.10)

og lyd der er reflekteret én eller flere gange fra vægbegrænsningerne. Intensiteten af den direkte lyd bestemmes normalt af (10.5), mens den reflekterede lyd kræver nøjere betragtninger.

10.2.1 Absorptionsfaktoren

Indkommende lyd absorberes og reflekteres af vægge og inventar. Den brøkdelen af en indkommen lydeffekt der absorberes ved hvert indfald, kaldes absorptionsfaktoren α , og den brøkdelen der reflekteres bliver derfor $1 - \alpha$. Absorptionsfaktoren afhænger væsentligt af fladens egenskaber, af lydbølgens frekvens og af indfaldsvinklen mod fladen, hvorfor den må findes i opslagsværker, hvor den normalt er opgivet for en gennemsnitlig indfaldsvinkel. De fleste værdier vokser med voksende frekvens og kan materialemæssigt variere fra næsten 0 for hårde flader til 1 for meget dæmpende flader. Figur 10.11 angiver typiske α -værdier.

Fladetype	250 Hz	1 kHz	4 kHz
Trægulv på strøer	0,11	0,07	0,07
Axminstertæppe	0,14	0,33	0,82
Beton (umalet)	0,01	0,02	0,05
9-13 mm gipsplade på 100 mm hulrum	0,12	0,05	0,04
50 mm mineraluld	0,45	0,60	0,65
Åbent vindue	1,00	1,00	1,00
Termorude	0,07	0,05	0,02
Massiv trædør	0,10	0,08	0,10
Let gardin	0,06	0,63	0,73

Fig. 10.11 Absorptionsfaktorer α for typiske flader ved 3 forskellige frekvenser (*SBI)

En flade med absorptionsfaktor α og areal S tilskrives et absorptionsareal A

$$A = \alpha S \quad 10.12$$

En person eller en stoffbetrukket stol har et absorptionsareal $A \approx 0,3 \text{ m}^2$ (frekvensafhængigt).

Når et rum har flere forskelligartede begrænsninger tillægges det til praktisk brug en middelabsorptionsfaktor α_m

$$\alpha_m = \frac{\alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2 + \dots + \alpha_n S_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n} \quad 10.13$$

hvor højresidens α og S er de enkelte delfladers absorptionsfaktorer og arealer. Formlen giver kun rimelig nøjagtighed hvis absorptionsfaktorerne er nogenlunde ens og ikke for store. Fig.

10.12 karakteriserer rums hårdhed efter middelabsorptionsfaktoren α_m .

α_m	Beskrivelse
0,05	Meget hårdt rum
0,10	Hårdt rum
0,15	Normalt rum
0,25	Dæmpet rum
0,40	Meget dæmpet rum

Fig. 10.12 Karakteristik af værdier for et rums middelabsorptionsfaktor α_m

Et rums evne til at absorbere lyd afhænger både af α_m og af rummets størrelse i en kombination, der kaldes rumkonstanten R

$$R = \frac{\alpha_m S}{1 - \alpha_m} \quad 10.14$$

Tælleren er rummets samlede absorptionsareal, mens nævnerens $1 - \alpha_m$ angiver den reflekterede lyds brøkdelen af den samlede lyd. Fig. 10.14 giver eksempler på rumkonstanter.

10.2.2 Lyddæmpning i tomt rum

For et tomt rum viser en statistisk betragtning af lydbølgernes bevægelse, at den reflekterede lyd frembringer et lydfelt med konstant intensitet givet ud fra lydkildens effekt P og rumkonstanten R som

$$I = \frac{4P}{R} \quad 10.15$$

Sammen med lydkildens direkte lyd fra (10.5) er det samlede effektive lydtryk ifølge (10.6)

$$\begin{aligned} \frac{P_{eff}^2}{\rho c} = I_{sum} &= D \frac{P}{4\pi r^2} + \frac{4P}{R} \\ &= P \cdot \left(\frac{D}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \end{aligned} \quad 10.16$$

Ved at dividere første og sidste udtryk med referenceeffekten P_{ref} , tage titallogaritmen til begge led og gange med 10, får man følgende basale sammenhæng for et tomt rum

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log \left(\frac{D}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad 10.17$$

For n ens lydkilder i rummet multipliceres sidste brøk med n , og r angiver afstanden fra det betragtede punkt til nærmeste lydkilde.

Differensen $L_p - L_w$ (der er negativ) angiver forskellen mellem lydtrykniveauet et givet sted

i rummet og lydkildens lydeffektniveau, hvilket også kaldes lydæmpningen mellem kilden og stedet. Leddet er afbildet på fig. 10.13 for forskellige værdier af rumkonstanten R . Formlen gælder ikke meget tæt ved lydkilden fordi lyden her udbreder sig uensartet. Dette kaldes lydkildens nærfelt og dækker dels en afstand på 2-3 tværdimensioner af lydkilden og dels lydspektrets korteste bølgelængde. Efter nærfeltet kommer det mere ensartede frie felt, hvor første led under logaritmetegnet stadig er dominerende. Her aftager lydtrykniveauet med 6 dB pr afstandsfordobling. De to led er lige store ved afstanden $r^* = 0,14 \cdot \sqrt{DR}$, hvilket er af størrelsesordenen 1/2-1 m. For afstande r noget større end r^* er andet led dominerende, og vi har her lydets efterklangsfelt. Man kan sige, at rummets akustiske egenskaber er af beskeden betydning for lydbilledet i afstande mindre end r^* fra lydkilden (til venstre for den punkterede streg på fig. 10.13) og at lydkildens placering er af beskeden betydning i afstande større end r^* .

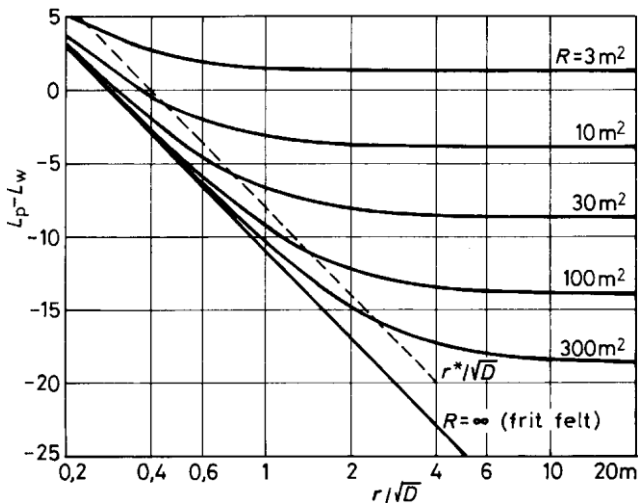


Fig. 10.13 Dæmpning i rum som funktion af afstand, retningsfaktor og rumkonstant

Ude i den fri luft er rumkonstanten R uendelig og man har her et stort frit felt, hvor den nedre rette linie gælder for alle afstande r .

I et rums efterklangsfelt kan logaritmens første led i (10.17) negligeres, og det tilbageblevne udtryk kaldes rumdæmpningen

$$\Delta L_R = 10 \cdot \log \frac{R}{4} \quad 10.18$$

Fig. 10.14 angiver typiske rumdæmpninger.

Rumtype	Rumkonstant R [m ²]	Rumdæmpning ΔL_R [dB]
Normalt kontor	10	4
Kontorlandskab	60	12
Konferencerum	40	10
Skolelokale	20	7
Sengerum	10	4
Toilet og bad	4	0

Fig. 10.14 Rumkonstant og rumdæmpning for typiske lokaler

Fig. 10.15 viser en finesse i beregning af et A-korrigeret lydtrykniveau L_{pA} ud fra et produkts (fx et armatur) lydeffektniveau L_w . Først ses leverandørens målte oktavværdier for lydeffektniveauet. Ved indregning af A-filteret fremkommer de A-korrigerede oktavværdier $L_{wA,ok}$ for lydeffektniveauet, og ved subtraktion af lydæmpningen, her sat til 4 dB, fås de A-korrigerede oktavværdier $L_{pA,ok}$ for lydtrykniveauet, der ved logaritmisk addition giver den viste totalværdi $L_{pA} = 26$ dB. A-filter korrektionen og rumdæmpningen blev udført i fysisk set omvendt rækkefølge, men det er korrekt fordi der kun er tale om additioner og subtraktioner. Fordelen er, at leverandøren på forhånd kan foretage A-korrektionen og herved nøjes med at angive det totale A-korrigerede lydeffektniveau $L_{wA} = 30$ dB (vist med fed skrift) i stedet for alle oktavværdierne. Nu skal brugeren blot fratrække rumdæmpningen 4 dB for at få det totale A-korrigerede lydtrykniveau L_{pA} .

f_c	Oktavcenterfrekvens [Hz]						Total
	125	250	500	1k	2k	4k	
$L_{w,ok}$ [dB]	37	31	29	22	18	15	39
A-filter [dB]	-16	-9	-3	0	1	1	-
$L_{wA,ok}$ [dB]	21	22	26	22	19	16	30
ΔL_R [dB]	4	4	4	4	4	4	4
$L_{pA,ok}$ [dB]	17	18	22	18	15	12	26

Fig. 10.15 Eksempel på beregning af A-korrigeret lydtrykniveau L_{pA} fra et indblæsningsarmatur i et enkeltkontor. Kun 6 oktavbånd er vist.

10.2.3 Lyddæmpning i møbleret rum

Formel (10.17) gælder for et tomt lokale. Hvis lokalet er mere eller mindre møbleret med udstyr og mennesker, kan disse indregnes i rumkonstanten, men formel (10.14) bliver ikke helt korrekt fordi lydbølgernes middelvejlængde mellem refleksionerne forkortes i forhold til det tidligere antagne. Ydermere bliver rumdæmpningen frekvensafhængig, hvilket betyder, at man ofte nøjes med den simple formel (10.17).

Med en usikkerhed på op til 2 dB gælder for lyddæmpningen ned til et referencepunkt 1,5 m over gulvet følgende formler gældende for henholdsvis ét armatur og $n (\geq 4)$ armaturer jævnt fordelt over loftarealet

$$L_p - L_w = 12 - 5 \log (S_g h) - 3 \log f - 10 \log r \quad \text{for 1 armatur} \quad 10.19$$

$$L_p - L_w = 17 - 5 \log S_g - 18 \log h - 3 \log f + 6,3 \log n \quad \text{for } n (\geq 4) \text{ armaturer} \quad 10.20$$

Her er S_g gulvarealet pr armatur (m^2), h lofthøjden (m), f frekvensen (Hz) og r (m) afstanden fra armatur til referencepunkt.

10.2.4 Efterklangstid

Et rums efterklangstid er den tid det tager en lyd at dæmpes til en milliontedel af sin værdi (60 dB) efter at lyden er ophørt. Efterklangstiden må ikke være for stor da de sene lydrefleksioner giver en dårlig rumakustik. Efterklangstiden t_{eft} kan beregnes af formlen

$$t_{\text{eft}} = \frac{24 V}{c S \log \frac{1}{1 - \alpha_m}} \quad 10.21$$

hvor \log er titallogaritmen, V er rumvolumenet og c er lydens hastighed i luft. Fig. 10.16 giver eksempler på typiske efterklangstider.

t_{eft} [s]	Beskrivelse	Eksempler
0,2	Meget dæmpet	Radio- og musikstudie
0,4	Dæmpet	Værelse og kontor
1,0	Normalt	Skole, restaurant, butik
2	Hårdt	Museum, lille kirke
3-4	Meget hårdt	Stor kirke

Fig. 10.16 Typiske efterklangstider for forskellige rumtyper

Eksempel 10.4

I et museumslokale med dimensionerne 15 m · 10 m · 4 m måles en efterklangstid på 1,7 s. Bestem lokalets rumkonstant.

Lokalet har volumen $V = 600 \text{ m}^3$ og overfladeareal $S = 480 \text{ m}^2$. Med $t_{\text{eft}} = 1,7 \text{ s}$ i formel (10.21) findes middelabsorptionsfaktoren $\alpha_m = 0,051$, hvorefter formel (10.14) giver $R = 26 \text{ m}^2$.

10.3 Lyd i ventilationsanlæg

En lydberegning for ventilationsanlæg foretages for at sikre acceptable lydforhold i en bygnings rum, herunder at projektere passende lyd-dæmpere til opnåelse af disse forhold. Men lydberegningen viser kun hvor lavt et lydniveau kan blive; det kræver omhu i projekteringen at sikre en udformning så beregningerne holder.

En lydberegning tager oftest sit udgangspunkt i en meget støjende komponent, fx en ventilator, fordi lydniveauet før komponenten kan være så beskedent, at det kun giver et uvæsentligt tillæg til lydniveauet for den støjende komponent. Lydberegningerne foretages i oktavniveau for at give mulighed for at indføre tilstrækkelige lyddæmpere og for at kunne tilføje ørets A-filter sidst i beregningen.

10.3.1 Komponenters lydforhold

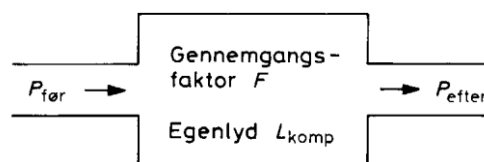


Fig. 10.17 Komponent med dæmpning og egenlyd

Fig. 10.17 viser en generel komponent, der påvirker lydforholdene ved dels at dæmpe den passerende lyd og dels at tilføje sin egenlyd. Betragtes først kun den passerende lyd, kan indføres en gennemgangsfaktor F for komponenten, defineret som forholdet mellem lydefekten efter og før komponenten

$$P_{\text{efter}} = P_{\text{før}} F \quad \Rightarrow \quad 10.22$$

$$L_{w,\text{efter}} = L_{w,\text{før}} + 10 \cdot \log F$$

Her indføres betegnelsen lyddæmpning ΔL_D

$$L_{w, \text{efter}} = L_{w, \text{før}} - \Delta L_D$$

$$\text{med } \Delta L_D = 10 \cdot \log \frac{1}{F} \quad 10.23$$

Når komponenten desuden genererer egenlyd L_{komp} , skal denne adderes logaritmisk

$$L_{w, \text{efter}} = (L_{w, \text{før}} - \Delta L_D) + L_{\text{komp}} \quad 10.24$$

Formlerne gælder såvel for de enkelte oktavnåbånd som for den samlede lyd.

Spørgsmålet om en komponents egenlyd og dæmpning er ikke kun et spørgsmål om at lægge til eller trække fra et eksisterende lydniveau. Hvis et lydniveau på 50 dB tilføjes en egenlyd på 20 dB bliver resultatet stadig 50 dB fordi egenlyden er en selvstændig lyd, der skal adderes logaritmisk og er for lille til at give et bidrag. Derimod vil en dæmpning på 20 dB bringe de oprindelige 50 dB ned på 30 dB fordi dæmpningen er en modifikation af den oprindelige lyd og dermed skal fratrækkes aritmetisk. Bogstavsymbolerne er valgt således, at L -værdier (selvstændige lydniveauer) skal adderes logaritmisk efter (10.10) og ΔL -værdier (lydniveauændringer) adderes eller subtraheres aritmetisk. Parentesen i (10.24) skal sikre at beregningerne udføres i den korrekte rækkefølge.

10.3.2 Lydgenerering

Generering af lyd sker i alle kanalsystemets komponenter såsom ventilatorer, spjæld og armaturer. Typisk samme steder som man har hydrauliske tryktab. Bestemmelsen af lydgenereringen lettes ved at man kan udelade de bidrag der ligger mere end ca. 10 dB under det eksisterende lydniveau, fordi bidragene skal adderes logaritmisk.

Ved de lufthastigheder der benyttes inden for komfortventilation er lydgenerering i selve kanalerne og deres afgreninger af underordnet betydning. Retlinede kanaler uden indvendig beklædning har således en lydgenerering, under 0,1 dB/m. Bidrag fra forgreninger, samlinger og bøjninger er også små og kun interessante i forbindelse med meget lydfølsomme lokaler. Endvidere ligger denne lyd hovedsagelig i de mindre kritiske 1 kHz og højere frekvensbånd.

Lydgenereringen fra komponenter er angivet i leverandørernes kataloger og kan hentes direkte herfra. Eventuelt er angivet komponentens samlede lydeffektniveau tillige med et sæt

oktavkorrektionsværdier K_{ok} for de aktuelle oktavnåbånd. I så fald skal oktavnåbåndenes lydeffektniveauer L_w for at give oktavnåbåndenes lydeffektniveauer $L_{w, \text{ok}}$

$$L_{w, \text{ok}} = L_w + K_{\text{ok}} \quad 10.25$$

Eventuelt er det A-korrigerede lydeffektniveau L_{wA} angivet, og oktavnåbåndenes lydeffektniveauer skal da tillige ophæve A-korrekturen

$$L_{w, \text{ok}} = L_{wA} + K_{Aok} \quad 10.26$$

Vær dog opmærksom på at leverandører ofte benytter betegnelsen K_{ok} også i dette tilfælde. Fig. 10.18 viser et eksempel.

f_c [Hz]	125	250	500	1k	2k
K_{Aok} [dB]	+1	-1	-1	-7	-11
$L_{w, \text{ok}}$ [dB]	81	79	79	73	69

Fig. 10.18 Ud fra et leverandørkatalogs lydeffektniveau $L_{wA} = 80$ dB og oktavnåbåndenes lydeffektniveauer K_{Aok} bestemmes oktavnåbåndenes lydeffektniveauer $L_{w, \text{ok}}$ i dB

Ventilatorer har på grund af deres usymmetriske opbygning 3 sæt K_{ok} -værdier: I strømrretningen, modsat strømrretningen samt ud gennem aggregatvæggen til rummet.

For nogle komponenter forudsætter de opgivne lyddata en passende lang lige strækning omkring komponenten, fx 3-4 kanaldiameter, så luften har normal turbulensgrad.

10.3.3 Lyddæmpning

Størrelsen af lyddæmpninger fremgår af leverandørkatalogerne, hvor de ofte kaldes indsætningsdæmpninger fordi de svarer til indsætning af en lyddæmper i systemet.

10.3.3.1 Lige kanaler og bøjninger

Ventilationskanaler giver en lyddæmpning der afhænger af deres udformning. Dæmpningen er større jo mere kanalvæggen kan sættes i svingninger og jo kraftigere kanalvæggen er beklædt med lyddæmpende materiale indvendigt. I det følgende forudsættes dog tyndpladekanaler uden beklædning. På fig. 10.19 angives dæmpningerne oktavnåbånd i dB/m.

Indsætningsdæmpningen for en kanalbøjning fremgår fig. 10.20.

Dimension mm	Oktavcenterfrekvens [Hz]				
	63	125	250	500	≥1k
150-150	0,98	0,66	0,33	0,33	0,33
300-300	1,15	0,66	0,33	0,20	0,20
300-600	1,31	0,66	0,33	0,16	0,16
600-600	0,82	0,66	0,33	0,10	0,10
1200-1200	0,49	0,33	0,23	0,07	0,07
$D < 180$	0,10	0,10	0,16	0,16	0,33
180-400	0,10	0,10	0,10	0,16	0,23
400-800	0,07	0,07	0,07	0,10	0,16
800-1600	0,03	0,03	0,03	0,07	0,07

Fig. 10.19 Lyddæmpning i dB/m for rektangulære og cirkulære kanaler (*Stampe)

Diameter mm	Oktavcenterfrekvens [Hz]					
	125	250	500	1k	2k	4k
125-250	0	0	0	1	2	3
280-500	0	0	1	2	3	3
530-1000	0	1	2	3	3	3
1050-2000	1	2	3	3	3	3

Fig. 10.20 Indsætningsdæmpning i dB for bøjning med krumningsradius <math> < 2 \cdot d </math>

10.3.3.2 Tværsnitsændringer

Overgangen mellem to tværsnit med areal S_1 og S_2 giver lyddæmpningen

$$\Delta L_D = 10 \cdot \log \frac{(S_1 + S_2)^2}{4 S_1 S_2} \quad 10.27$$

Lyddæmpningen er 0 dB ved en forskel på 1 diametertrin, 1 dB ved 2 trin og 2 dB ved 3 trin (dvs et diameterforhold på 2).

10.3.3.3 Afgreninger

Ved afgreninger fordeler den lavfrekvente del af lyden sig til de øvrige kanaler i forhold til deres arealer. For en kanal med areal S_i fås

$$\Delta L_D = 10 \cdot \log \frac{\sum S_i}{S_i} \quad 10.28$$

hvor summationen sker over alle de kanaler lyden spreder sig til. Den mere højfrekvente lyd er mindre tilbøjelig til at skifte retning, men dette faktum ignoreres ofte i beregninger.

På projekteringsstadiet hvor arealerne endnu ikke kendes, kan som en tilnærmelse i stedet benyttes dimensionsgivende volumenstrømme.

10.3.3.4 Enderefleksion

Når en kanal udmunder i et rum, sker der en refleksion fra udmundingen tilbage i kanalen (enderefleksion) og dermed en reduceret lydudbredelse til rummet. Lyddæmpningen på grund af enderefleksion er

$$\Delta L_D = 10 \cdot \log \frac{10^4 \text{ Hz}^2 \cdot \text{m}^2}{D f^2 S} \quad 10.29$$

hvor D er åbningsarealets retningsfaktor, f er frekvensen og S er åbningsarealet. Hvis formlen giver et negativt resultat, sættes det til 0. For indblæsnings- og udsugningssystemer har leverandøren normalt indregnet enderefleksionen i de opgivne lyddata.

10.3.3.5 Aggregatets komponenter

Ventilationsaggregatets komponenter er især af betydning for dæmpningen hvis de befinder sig mellem ventilatoren og det betragtede rum, dvs mellem ventilator og udeluft i indblæsningssystemet og mellem ventilator og bygningens rum i udsugningssystemet. Fig. 10.21 angiver typiske dæmpninger.

Komponent	Centerfrekvens (Hz)		
	125	250	500
Kort forfilter	1	1	1
Langt filter G3	1	1	1
Langt filter F5	2	3	6
Langt filter F9	3	5	9
Kort varmeplade	1	1	1
Dyb varmeplade	1	3	3
Køleplade	1	3	3
Roterende veksler	4	4	3
Pladeveksler	7	7	6
Fordampningsbefugter	2	2	3

Fig. 10.21 Typiske oktavdæmpninger i ventilationsaggregatets komponenter (*Stampe)

10.3.3.6 Kanallyddæmpere

Når lyden ikke dæmpes tilstrækkeligt gennem ventilationssystemets komponenter, kan man supplere med kanallyddæmpere, der er perforerede rør med ca 25mm lyddæmpende materiale udenpå. Lyddæmperen på fig. 10.22 er indrettet med en langsgående midterbaffel, der omtrentligt tredobler lyddæmpningen. Fig. 10.23 viser et eksempel på dæmpningen i oktaver for en lyddæmper uden baffel ved 3 forskellige læng-

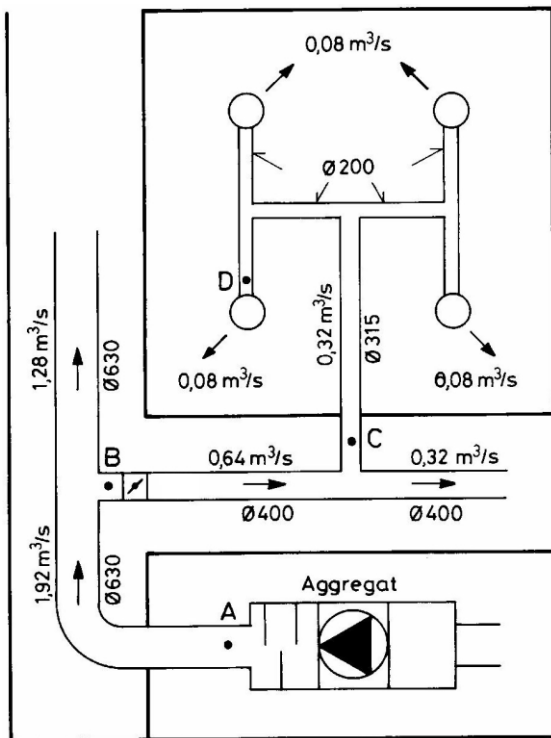


Fig. 10.22 Kanallyddæmper med midterbaffle
(Lindab Ventilation katalog)

der. Lydbølgen ved 125 Hz (bølgelængde 3 m) dæmpes næsten uafhængigt af lyddæmperens længde og 2 lyddæmpere á 600 mm er bedre end 1 på 1200 mm. Desuden ses, at man ved at lyddæmpe ved lave frekvenser automatisk får dæmpet ved de højere frekvenser.

Eksempel 10.5 Lyddbredelse i kanalnet

En skole skal ventileres med CAV. På figuren ses teknikrummet med aggregatet samt et par korridorer og en skoleklasse med indblæsning 80 l/s for hvert af de 4 armaturer. Lydtrykniveauet i klasselokalet ønskes beregnet.



Længde mm	Oktavcenterfrekvens [Hz]					
	125	250	500	1k	2k	4k
600	5	6	9	13	10	7
900	7	7	14	22	15	13
1200	7	10	14	22	18	13

Fig. 10.23 Oktavdæmpning i dB for Ø400 kanal-lyddæmper (uden baffel) med 3 forskellige længder. (Lindab Ventilation katalog)

Anlæggets volumenstrøm er $1,92 \text{ m}^3/\text{s}$ med tryktab 600 Pa. Der vælges et danvent aggregat type 30 med ventilator TCV 30 BK og lyddæmpersektion TCD-1200. Endvidere anvendes cirkulære kanaler og et Lindab indreguleringsspjæld DRU 400 (trykfald 50 Pa). Indblæsningsarmaturerne er Lindab PCA+MBA 1-200-250.

Beregningerne sker i skemaet. Lydtrykniveauet i rummet får bidrag fra de 4 armaturer samt fra 2 udsugningsarmaturer (ikke vist på figur), der kan tages

Emne	Referen- ce	125 Hz	250 Hz	500 Hz
$L_{w,ok}$ for ventilator*	addition	84	82	82
Aggregatlyddæmper	katalog	15	23	32
7 m kanal Ø630	fig.10.19	0	0	1
Bøjning Ø630	fig.10.20	0	1	2
Afgrening Ø630/400	(10.28)	5	5	5
$L_{w,ok}$ ved B	subtrakt.	64	53	42
$L_{w,ok}$ for spjæld	katalog	60	50	45
$L_{w,ok}$ efter spjæld	addition	65	55	47
6 m kanal Ø400	fig. 10.19	0	0	1
Afgrening Ø400/315	(10.28)	4	4	4
$L_{w,ok}$ ved C	subtrakt.	61	51	42
5 m kanal Ø315	fig. 10.19	1	1	1
Afgrening Ø315/200	(10.28)	5	5	5
Afgrening ø200/200	(10.28)	3	3	3
2m + 2m kanal Ø200	fig. 10.19	0	0	1
$L_{w,ok}$ ved D	subtrakt.	52	42	32
Armaturdæmpning	katalog	15	11	18
$L_{w,ok}$ gennem armatur	subtrakt.	37	31	14
$L_{w,ok}$ for armatur*	katalog	32	24	22
$L_{w,ok}$ efter armatur	addition	38	32	23
Rumdæmpning	(10.20)	-4	-5	-6
A-filter	fig. 10.6	-16	-9	-5
Tillæg fra udsugning	+3 dB	3	3	3
$L_{pA,ok}$ for rum	addition	21	21	15

* Bestemmes af (10.26) som $L_{wA} + K_{Aok}$

i regning på flere måder alt efter skøn: Den grundige metode er at foretage en beregning for udsugningssystemet helt analogt til indblæsningssystemet og addere lydtrykniveauerne logaritmisk for de 2 systemer. Den simple måde (på den usikre side) er at udelade udsugningssystemet fordi det ikke skønnes at bidrage nævneværdigt til den logaritmiske addition. En tredje mulighed er valgt i skemaet, hvor udsugningssystemet tilskrives et tillæg på 3 dB svarende til at det giver samme lydtrykniveau som indblæsningssystemet, hvilket normalt er lidt på den sikre side.

Ved addition af tabellens oktavnværdier fås det totale A-korrigerede lydtrykniveau $L_{pA} = 24$ dB.

10.3.4 Andre lydveje

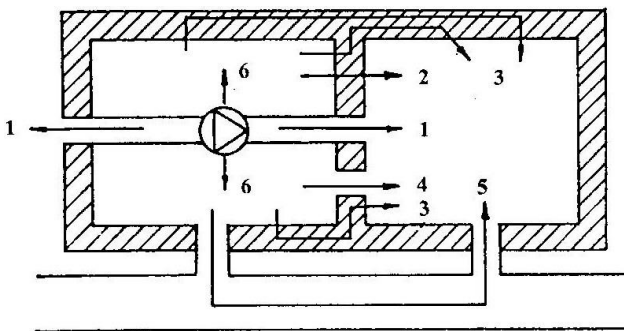


Fig. 10.24 Lydveje (*Ventilation)

I det foregående er kun omtalt den direkte lyd transmitteret gennem kanalsystemets indblæsnings- og udsugningsdel svarende til lydvej 1 på fig. 10.24. Men som figuren viser, er der adskillige andre lydveje, der skal iagttages til opnåelse af et acceptabelt akustisk indeklima.

Lydvej 2 går gennem teknikrummets begrænsende flader. Den modvirkes ved isolering af fladerne eller ved at opbygge dem lagdelt.

Lydvej 3 kaldes flanketransmission og går på langs ad de begrænsende flader. Den modvirkes ved afbrydelser i fladerne.

Lydvej 4 går gennem huller i væggen, hvilket eventuelt kan være dårlige tætninger omkring kanal gennemføringer.

Lydvej 5 er lyden gennem kanalsystemet fra rum til rum, hvilket kan modvirkes med lyd-dæmpere. En kringlet forbindelsesvej, nedsætter også transmissionen. Foranstaltningerne skal dog ses i sammenhæng med de mellemliggende vægge og etageadskillelsers lydisolering.

Lydvej 6 er lyden ud gennem overfladen af de støjende komponenter, især ventilatorer og køleanlæg med roterende eller vibrerende dele. Denne lyd kan begrænses ved indkapsling og ved at anbringe komponenterne på et elastisk underlag. Endvidere ved at lade ventilatoren arbejde ved optimal virkningsgrad hvor lydgenereringen er mindst. Lyd ud gennem kanalvæggene bør begrænses ved lyddæmpning i kanalsystemet snarest muligt efter den støjende komponent.

Lyd fra ventilationsaggregater og køleanlæg kan nå omgivelserne gennem indtags- og afkastkanalerne, gennem hyttevæggene for aggregater på tage og gennem lofter og vægge for aggregater indendørs. Der kan være regler for maksimal lydudsendelse til omgivelserne, men det giver sjældent problemer for komfortanlæg.

10.4 God projekteringspraksis

Et behageligt akustisk indeklima kan forberedes allerede under planlægningen af et byggeri. Emner til eftertanke er følgende:

Hensigtsmæssige føringsveje. Ventilationskanaler føres så vidt muligt gennem mindre lydfølsomme rum, fx over gange.

Placering af lydfølsomme rum. Disse rum bør placeres omkranset af andre rolige rum og ikke fx i nærheden af teknikrum. Endvidere bør kanalsystemet ledes uden om og ikke gennem lydfølsomme rum.

Lydisolering mod udeforhold. En god lydisolering af ventilationssystemet kan ikke kompensere for lydindtrængen gennem klimaskærmens elementer, fx vinduer.

Dæmpede rum. Ved at indrette rummets begrænsninger med bløde materialer og eventuelt tilføje absorberende rumdelere kan lyd fra både ventilation og udeforhold reduceres.

Teknikrummets placering. Bedste placering er i et hushjørne med de to sider imod klimaskærmen og med en god lyddæmpning til de 2 andre sider samt i gulv og loft. Adgangsdøre bør have speciel god lyddæmpning.

Teknikrummets størrelse. Teknikrummet skal være så stort, at det kan rumme et anlæg af den nødvendige størrelse, således at anlægget

kan isoleres og det ikke overudnyttes og hermed støjer mere end nødvendigt.

God plads. Der bør være god plads til såvel kanalføringer som til komponenter og sammenkoblingen mellem komponenter, idet trange pladsforhold kan medføre lydmæssigt uheldige nødløsninger.

Litteratur

Stampe, Ole B.: Lyd i VVS-anlæg. Skarland Press A/S (Oslo 1998)

Bygningsreglement. Erhvervs- og Byggestyrelsen (2010)

Dansk Standard 447. Norm for ventilationsanlæg (2005)

SBI meddelelse 45: Lydabsorptionskoefficienter. Statens Byggeforskningsinstitut, Hørsholm (1984).

Ventilation. Jernindustriens Forlag (1984)

Appendiks: Tegningsstandard

Uddrag af ibb (bips) tegningsstandard, publikation 8 del 5.

Beskrivelse	Symbol
Ventilationskanal, generelt, indblæsning (enkeltstreg)	$bxh / ød$
Ventilationskanal, udsugning (enkeltstreg)	$bxh / ød$
Ventilationskanal, generelt (dobbelstreg)	$bxh / ød$
Indblæsningskanal, synligt snit (dobbelstreg)	
Indblæsningskanal, skjult snit (dobbelstreg)	
Udsugningskanal, synligt snit (dobbelstreg)	
Udsugningskanal, skjult snit (dobbelstreg)	
Strømrøtning (enkelt streg)	
Strømrøtning (dobbel streg)	
Flexibel forbindelse (dobbelstreg)	
Flexibel forbindelse (enkeltstreg)	
Brandisoleret kanal	
Kondensisoleret kanal	
Indblæsningsarmatur	
Udsugningsarmatur	
Spjæld	

<u>Beskrivelse</u>	<u>Symbol</u>
Brandspjæld	 BSP
Røgspjæld	 RSP
Rist	
Ventilator	
Luftfilter	
Befugter	
Lyddæmper	
Varmeflade, vand	
Køleflade	
Pladevarmeveksler	
Krydsvarmeveksler	
Rotorveksler	
Tagventilator, plan	
I	Indblæsning
U	Udsugning
ø	Diameter