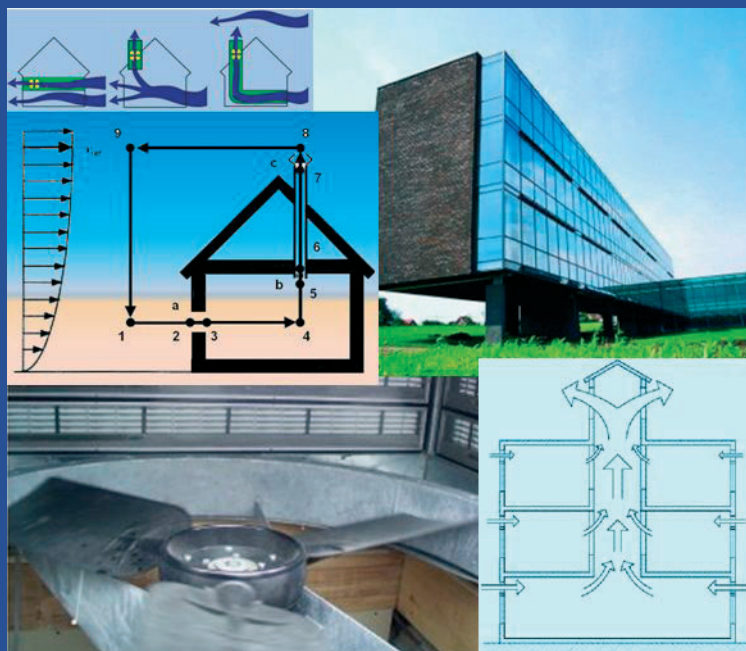


Hybrid ventilation i kontorer og institutioner



Hybrid ventilation i kontorer og institutioner

Søren Aggerholm
Per Heiselberg
Niels C. Bergsøe

Titel	Hybrid ventilation i kontorer og institutioner
Serietitel	SBi 2008:19
Udgave	1. udgave
Udgivelsesår	2008
Forfattere	Søren Aggerholm, Per Heiselberg, Niels C. Bergsøe
Sprog	Dansk
Sidetæl	87
Litteratur-henvisninger	87
Emneord	Hybrid ventilation, integreret bygningsprojektering, energiforbrug, ventilatorunderstøttet naturlig ventilation, termisk komfort
ISBN	978-87-563-1354-4
Fotos	Hvor intet andet er anført, stammer fotos fra IEA-ECBCS Annex 35 'Hybrid Ventilation in New and Retrofitted Office Buildings'.
Omslag	Niels C. Bergsøe
Udgiver	SBi Statens Byggeforskningsinstitut, P.O. Box 119, DK-2970 Hørsholm E-post sbi@sbi.dk www.sbi.dk

Eftertryk i uddrag tilladt, men kun med kildeangivelsen: *SBi 2008:19: Hybrid ventilation i kontorer og institutioner. (2008)*

Indhold

1	Forord	5
2	Introduktion	6
3	Beslutningsgrundlag	7
3.1	Integreret bygningsprojektering	7
3.1.1	Projekteringsproces	7
3.1.2	Projektering af hybrid ventilation	8
3.2	Indeklima	8
3.2.1	Termiske komfortkrav	8
3.2.2	Termisk komfort ifølge DS 474	9
3.2.3	Temperaturgrænser ved hybrid ventilation	9
3.2.4	Krav til luftkvalitet	9
3.2.5	Adaptiv komfort og acceptable tolerancer	12
3.3	Energiforbrug, energiudgift og miljøbelastning	13
3.4	Totaløkonomi	16
4	Systemløsninger og -karakteristika	18
4.1	Ventilatorunderstøttet naturlig ventilation med luftindtag i facaden	19
4.1.1	Udnyttelse af drivkræfter, trykfald i anlægget	19
4.1.2	Lufttilførsel i rum og ventilationseffektivitet	20
4.1.3	Styringsstrategi, automatik og brugerstyring	21
4.1.4	Varmegenvinding, ventilatordrift og energiforbrug	21
4.1.5	Termisk komfort	22
4.1.6	Luftkvalitet	22
4.1.7	Kompleksitet, robusthed, vedligehold og levetid	23
4.1.8	Konceptets begrænsninger	23
4.2	Ventilatorunderstøttet naturlig ventilation med centralt luftindtag	23
4.2.1	Udnyttelse af drivkræfter, trykfald i anlægget	24
4.2.2	Lufttilførsel i rum og ventilationseffektivitet	25
4.2.3	Styringsstrategi, automatik og brugerstyring	25
4.2.4	Varmegenvinding, ventilatordrift og energiforbrug	26
4.2.5	Termisk komfort	26
4.2.6	Luftkvalitet	26
4.2.7	Kompleksitet, robusthed, vedligehold og levetid	26
4.2.8	Konceptets begrænsninger	27
4.3	Naturlig og mekanisk ventilation	27
4.3.1	Udnyttelse af drivkræfter, trykfald i anlægget	27
4.3.2	Lufttilførsel i rum og ventilationseffektivitet	28
4.3.3	Styringsstrategi, automatik og brugerstyring	28
4.3.4	Varmegenvinding, ventilatordrift og energiforbrug	28
4.3.5	Termisk komfort	28
4.3.6	Luftkvalitet	29
4.3.7	Kompleksitet, robusthed, vedligehold og levetid	29
4.3.8	Konceptets begrænsninger	29
5	Beregning af volumenstrømme, trykforhold og stabilitet	30
5.1	Naturlige og mekaniske drivtryk	30
5.1.1	Termisk drivtryk	30
5.1.2	Vindinduceret drivtryk	30
5.1.3	Mekanisk drivtryk	31
5.2	Tryktab i komponenter og strømningsveje	31
5.2.1	Vinduer og andre store åbninger	32
5.2.2	Ventilationskomponenter	32
5.2.3	Bygningsmæssige kanaler	32
5.2.4	Ventilatorer	33

5.2.5	Infiltration i revner og sprækker	33
5.3	Volumenstrømsberegning ved opstilling af massebalance.....	33
5.3.1	Konstant mekanisk luftmængde – udsuget eller indblæst	34
5.3.2	Konstant omdrejningstal for ventilator	34
5.4	Volumenstrømsberegning ved opstilling af "loop equations"	34
6	Beregning af energiforbrug	37
6.1	Varmeforbrug	37
6.2	Elforbrug.....	37
7	Komponenter	42
7.1	Ventilatorer.....	42
7.2	Lyddæmpning	46
7.3	Motorer	46
7.4	Frekvensomformere	50
7.5	Udeluftindtag	54
7.5.1	Forvarmning.....	55
7.5.2	Filtrering	55
7.5.3	Jalousiriste	56
7.6	Luftoverføring	56
7.7	Aftræk.....	57
8	Styring	59
8.1	Manuel eller automatisk styring	59
8.2	Kompleksitet.....	60
8.3	Styringsstrategi	60
8.4	Styringsparametre.....	60
8.4.1	Tilstedeværelse.....	60
8.4.2	CO ₂	60
8.4.3	Temperatur	61
8.4.4	Luftstrøm.....	61
8.4.5	Tryk.....	61
9	Eksempel: Hybrid ventilation i en skole	62
9.1	Bygningsbeskrivelse	62
9.1.1	Belastninger	63
9.1.2	Ventilationsanlæg i klasserummene	63
9.2	Tryktab	64
9.3	Naturligt drivtryk	65
9.4	Anlægs- og ventilator karakteristik	66
9.5	Ventilationsbehov	68
9.6	Beregning af variation i volumenstrøm	69
9.6.1	Opstilling af "loop equation"	70
9.6.2	Relativ volumenstrøm og omdrejningstal i vinterperioden.....	70
9.6.3	Nødvendigt vinduesareal i sommerperioden	72
9.7	Relativ betydning af infiltration og vinduesåbning på volumenstr..	73
9.7.1	Infiltration	73
9.7.2	Opstilling af massebalance for klasserum	74
9.7.3	Luftfordeling mellem åbninger	74
9.7.4	Opstilling af massebalance for bygningsudsnit	77
9.7.5	Luftfordeling mellem åbninger og klasserum.....	77
9.8	Styring	80
9.9	Motordimensionering.....	80
9.10	Ventilatorstøj.....	81
9.11	Energiforbrug.....	81
9.12	Alternativ styring: Direkte koblet motor og on-off styring.....	83
9.12.1	Starttid	83
9.12.2	Ventilatorstøj	83
9.12.3	Energiforbrug.....	83
9.12.4	Koblingshyppighed og luftstrømvariation	85
9.12.5	Forbedring af styringen	86
10	Referencer	87

1 Forord

Afsættet for anvendelse af hybrid ventilation er, at det under visse forhold kan være hensigtsmæssigt at begrænse den mekaniske ventilation og i højere grad udnytte naturlige drivkræfter, mens det under andre forhold kan være nødvendigt at supplere de naturlige drivkræfter i et naturligt ventilationssystem med mekaniske. Drivkræfterne ved hybrid ventilation er en kombination af naturlige og mekaniske kræfter.

Denne publikation har til formål at bidrage til kendskabet til principperne bag hybrid ventilation og at give nogle retningslinjer for dimensionering og styring af hybride ventilationssystemer. Publikationen er i en vis udstrækning en viderebearbejdning af en del af resultaterne af IEA Annex 35 "Hybrid Ventilation in New and Retrofitted Office Buildings" (Heiselberg, 2002). Yderligere information om dette projekt findes på <http://hybvent.civil.aau.dk>.

I forbindelse med udarbejdelsen af publikationen har der været nedsat en følgegruppe, hvis medlemmer har særlig ekspertise på området og erfaringer inden for projektering og udførelse af naturlig og hybrid ventilation. Medlemmerne af gruppen var:

Steen Hagelskjær, WindowMaster A/S
Per Stabell Monby, ALECTIA (tidligere Birch & Krogboe A/S)
Michael Nielsen, COWI A/S
Jesper Sølling, Grontmij | Carl Bro A/S
Tor Arvid Vik, Rambøll Danmark A/S

Der rettes en tak til følgegruppens deltagere.

Projektet er gennemført i et samarbejde mellem Aalborg Universitet, Center for Hybrid Ventilation og Statens Byggeforskningsinstitut, Aalborg Universitet Afdelingen for Energi og Miljø og udført med støtte fra Energistyrelsens Energiforskningsprogram, EFP under journalnummer 1213/00-0022.

Publikationen henvender sig til rådgivende ingeniører, arkitekter, producenter og leverandører, der beskæftiger sig med naturlig og hybrid ventilation.

Statens Byggeforskningsinstitut, Aalborg Universitet
Energi og Miljø
December 2008

Søren Aggerholm
Forskningschef

2 Introduktion

Karakteristisk for en bygning ventileret ved hybrid ventilation er, at såvel selve bygningen som de ventilationstekniske løsninger gennem integreret bygningsprojektering er udformet på en sådan måde, at der tilsigtet er skabt gode muligheder for effektiv udnyttelse af både naturlige og mekaniske drivkræfter. Ved nogle hybride ventilationssystemer er ventilationsprincippet baseret på, at systemet i perioder fungerer som et naturligt ventilationssystem og i andre perioder som et mekanisk ventilationssystem, mens det ved andre hybride ventilationssystemer drejer sig om, at ydelsen af mekaniske (lavtryks)ventilatorer kontinuert reguleres op eller ned, i takt med at de naturlige drivkræfter henholdsvis svækkes eller øges. Udnyttelse af egen-skaberne ved henholdsvis naturlig og mekanisk ventilation kan ske i forskellige situationer fx i forhold til tidspunkt på døgnet eller året, under bestemte udeklimaforhold eller ved en brug af rummene, som medfører særlige belastninger og dermed særlige ventilations- og/eller kølebehov.

Hybride ventilationssystemer er kendetegnet ved, at såvel den naturlige som den mekaniske del af systemet er baseret på at fungere ved lave drivtryk. Lave trykfald, anvendelse af energieffektive lavtryksventilatorer og udnyttelse af naturlige drivkræfter medvirker til at reducere energiforbruget til ventilation. Det er dog ikke i første række disse kvaliteter, som gør hybrid ventilation interessant, men mere mulighederne for individuel styring, fleksibilitet, lavt støjniveau, god luftkvalitet og en højere grad af brugertilfredshed. Det sidstnævnte hænger blandt andet sammen med, at systemets virkemåde er umiddelbart forståelig, og typisk er der en visuel respons på brugerindgriben.

Projektering af hybrid ventilation stiller særlige krav til projekteringsprocessen sammenlignet med traditionelle fremgangsmåder, fordi der på én gang inddrages både arkitektoniske og indeklimate-, energi- og miljømæssige aspekter. Integreret bygningsprojektering giver imidlertid samtidig mulighed for udvikling af nye, interessante løsninger af arkitektonisk, bygnings- og installationsteknisk art.

Der findes forskellige varianter af hybride ventilationssystemer, som i opbygning og funktion strækker sig fra grundlæggende naturlig ventilation med ventilatorassistance over naturlig og mekanisk ventilation i kombination til grundlæggende mekanisk ventilation, som samtidig gør brug af naturlige drivkræfter. Tilsvarende findes der i litteraturen en lang række forskellige betegnelser for de forskellige principper – 'ventilatorunderstøttet naturlig ventilation', 'mekanisk ventilation med vinduesudluftning', 'naturlig og mekanisk ventilation', 'naturlig ventilation med mekanisk udsugning' samt 'mekanisk ventilation med udnyttelse af naturlige drivkræfter'.

I denne publikation er det valgt at lægge vægten på to hovedprincipper: *I) ventilatorunderstøttet naturlig ventilation* og *II) naturlig og mekanisk ventilation*. Af de førnævnte eksempler omfattes princippet 'naturlig ventilation med mekanisk udsugning' af hovedprincip I), mens princippet 'mekanisk ventilation med vinduesudluftning' indgår i hovedprincip II). Princippet 'mekanisk ventilation med udnyttelse af naturlige drivkræfter' er i realiteten et balanceret mekanisk ventilationssystem udformet med ekstraordinært lave tryktab. Princippet anses ikke for at være synderlig relevant under danske udeklimaforhold.

3 Beslutningsgrundlag

En afgørende forudsætning, for at det lader sig gøre at anvende hybrid ventilation i en bygning, er, at vilkårene for at udnytte naturlig ventilation og passiv køling er til stede.

Ved projektering af hybrid ventilation gælder derfor, som ved projektering af naturlig ventilation, at bygningen skal udformes på en sådan måde, at den er egnet til anvendelse af hybrid ventilation, og at mulige ventilationsløsninger inddrages i projekteringen fra byggeriets start og gradvis detaljeres. Dette gøres bedst ved anvendelse af integreret bygningsprojektering. Projekteringsprocessen ved hybrid ventilation er i den henseende væsentlig forskellig fra projekteringsprocessen ved mekanisk ventilation.

Fastlæggelsen af krav til termisk komfort og luftkvalitet har også stor betydning for mulighederne for at udnytte naturlige drivkræfter og – i sammenhæng med energiforhold – dermed på valg af hybrid ventilationsløsning.

3.1 Integreret bygningsprojektering

Integreret bygningsprojektering er en struktureret metode, der søger at inddrage alle vigtige aspekter i en holistisk syntese og derfor fokuserer på optimering af bygningens samlede kvalitet og ikke kun enkeltelementer som arkitektur, komfort, energi eller miljø. Integreret projektering af bygninger med hybrid ventilation indebærer, at arkitektoniske, bygningstekniske og installationstekniske løsninger ses i sammenhæng med det mål at opnå et godt indeklima med så lavt energiforbrug som muligt. Integreret bygningsprojektering er især fordelagtig i de tidlige faser af projekteringsprocessen, hvor det er nødvendigt at foretage en række beslutninger og valg baseret på et spinkelt grundlag. Der må gennemføres mange vurderinger og afvejninger, som har stor betydning for det færdige resultat. Det er derfor vigtigt, at personer med viden om energiforhold, indeklima, ventilation m.m. er med i konceptudformningen af bygningen sammen med arkitekten.

3.1.1 Projekteringsproces

En integreret projekteringsproces kan omfatte følgende centrale aktiviteter:

- Formulering af målsætning, definition af projektkriterier og brugerkrav
- Generering af alternative løsningsforslag
- Bestemmelse af funktion og ydeevne
- Vurdering og udvælgelse

Aktiviteterne overlapper og er afhængige af hinanden, og processen er iterativ både indenfor den enkelte projektfase og mellem de forskellige faser, hvor både løsninger og projektkriterier kontinuerligt udvikles og forbedres. Problemformulering, definition af projektkriterier og generering af alternative løsningsforslag er aktiviteter præget af kreativitet kombineret med fornemmelse og erfaringsbaseret viden, mens mere metodiske og analytiske modeller ofte anvendes ved de to sidste aktiviteter (bestemmelse af funktion og ydeevne samt vurdering og udvælgelse).

Ved integreret bygningsprojektering må der bruges mere tid og flere ressourcer tidligt i projekteringsprocessen sammenlignet med traditionel projektering. Omkostningerne hertil skulle imidlertid kunne tjenes hjem igen ved besparelser på omfanget af tekniske installationer til køling og ventilation.

I byggeprogrammet formuleres og defineres de kriterier, projektet skal opfylde. For bygninger med hybrid ventilation er udgangspunktet for krav til termisk komfort og luftkvalitet de samme som for bygninger med andre ventilationsprincipper.

I bygninger med hybrid ventilation kan der dog optræde en adfærdsmæssig og psykologisk tilpasning (adaptiv komfort), som tillader videre grænser for acceptabelt indeklima, end der tillades ved mekanisk ventilation. Dette bør diskuteres i programfasen og evt. udvidede grænser og tolerancer bør defineres (se afsnit 3.2 Indeklima, nedenfor), da disse har stor betydning for vurdering af løsningsforslag og et senere endeligt valg af løsning.

Det er væsentligt, at brugernes interesser er vel repræsenteret, både hvad angår definition af ovennævnte indeklimakrav, og hvad angår fastlæggelse af målsætning for brugerstyring.

Udvikling af integrerede løsninger er vigtige i bygninger med hybrid ventilation, da ventilationssystemets kapacitet til at fjerne varme og forureninger ofte er mindre end for konventionelle anlæg med mekanisk køling. Desuden er hybride ventilationssystemer mere følsomme over for klimatiske variationer, og der fordres derfor gennemtænkt integration af bygningskrop og installationer. Hvorvidt naturlig ventilation vil være tilstrækkelig i et givet projekt, eller om det vil være nødvendigt med ventilatorunderstøtning, balanceret mekanisk ventilation og/eller mekanisk køling afhænger af en række parametre relateret til bygningen og til de aktiviteter, der foregår. Tabel 3.1 på side 10 kan anvendes til en første vurdering af behovet for mekaniske systemer.

3.1.2 Projektering af hybrid ventilation

I udviklingsfasen er det fordelagtigt at udvikle flere forskellige løsninger for at minimere risikoen for at overse den gode løsning. Det er naturligvis ikke muligt detaljeret at vurdere funktionen af alle løsningsforslag, og en første udvælgelse må foretages på baggrund af forholdsvis enkle vurderinger og simple beregningsmetoder. Dette følges af mere detaljerede beregninger, i takt med at antallet af løsningsforslag reduceres. Det vil ofte være nyttigt at have en konventionel ventilationsløsning som sammenligningsgrundlag i denne udviklingsfase.

Herefter er projekteringsprocessen for hybrid ventilation stort set som for konventionel mekanisk ventilation. Det kan imidlertid ofte vise sig, at foreliggende tryk- og virkningsgradsdata for fx ventilatorer, filtre og varmegenvindere er utilstrækkelige ved de lave luftmængder, som forekommer ved hybrid ventilation, ligesom der kan opstå behov for at specialfremstille komponenter og for at tilpasse komponenter og kanaler i bygningen.

3.2 Indeklima

De væsentligste indeklimaparametre ved dimensionering af hybrid ventilation er lufttemperatur, lufthastighed og forureningskoncentration i opholdszonen. Disse parametre skal ligge inden for visse grænser for at opnå acceptabel termisk komfort og luftkvalitet.

3.2.1 Termiske komfortkrav

Den termiske komfort bestemmes af den operative temperatur og af lufthastigheden i opholdszonen.

I DS 474, Norm for specifikation af termisk indeklima (Dansk Standard, 1993), opstilles der generelle krav til det termiske indeklima. Ved hybrid ventilation er der videre grænser for den termiske komfort, og der tales i den sammenhæng om adaptiv komfort.

3.2.2 Termisk komfort ifølge DS 474

For personer med stillesiddende arbejde kan det ifølge DS 474 (Dansk Standard, 1993) forventes, at under 10 % af personerne vil være utilfredse med det termiske indeklima, når den operative temperatur t_{op} ligger inden for følgende grænser afhængigt af påklædningen:

- Normale forhold, almindelig påklædning: $20\text{ °C} < t_{op} < 24\text{ °C}$
- Sommerforhold, sommerbeklædning: $23\text{ °C} < t_{op} < 26\text{ °C}$

I perioder med særligt høje udetemperaturer kan det tillades, at grænserne overskrides. En hyppigt accepteret overskridelse er, at den operative temperatur i opholdstiden på varme dage, hvor man er let påklædt og har stillesiddende arbejde, må overskride 26 °C i højst 100 timer og 27 °C i højst 25 timer i løbet af et år.

Trækgener kan ofte undgås, hvis luftens middelhastighed i opholdszonen ikke overskrider visse grænser, bestemt af lufttemperatur og turbulensintensitet, se (Dansk Standard, 1993). Fx er en middellufthastighed på $0,15\text{ m/s}$ grænsen ved en lufttemperatur på 22 °C og en turbulensintensitet på 40 %.

3.2.3 Temperaturgrænser ved hybrid ventilation

Ved hybrid ventilation kan man almindeligvis regne med at opnå acceptable indeklimaforhold, hvis man med den simple beregningsmetode vist i By og Byg Anvisning 202 (Terpøger Andersen, 2002) finder, at døgnmiddeltemperaturen inde vil ligge inden for følgende grænser:

- $20\text{ °C} < t_{i,m} < 24\text{ °C}$ under normale forhold med almindelig påklædning
- $23\text{ °C} < t_{i,m} < 26\text{ °C}$ under sommerforhold med sommerpåklædning

Desuden må maksimal indetemperatur om sommeren ikke overstige 30 °C .

Den operative temperatur vil almindeligvis være lavere end den maksimale indetemperatur, når man har en effektiv solafskærmning. Den operative temperatur kan dog på visse tidspunkter af døgnet være væsentlig forskellig fra lufttemperaturen. Dette vil være tilfældet om morgenen i en natkølet bygning, hvor bygningsfladerne vil have en lav temperatur. Det kan også være tilfældet i opholdszoner tæt på solbeskinnede glasfacader, hvor glas og eventuel indvendig solafskærmning kan have en høj temperatur.

Man kan ikke med de simple beregningsmetoder i By og Byg Anvisning 202 (Terpøger Andersen, 2002) eftervise, om tolerancekravene i DS 474 (Dansk Standard, 1993) overholdes. Hertil kræves detaljerede beregninger med et termisk simuleringsprogram, fx BSim (Wittchen, 2008).

3.2.4 Krav til luftkvalitet

Når forurenende udstyr placeres i zoner med separat udsugning, og når byggematerialer og rengøringsartikler kun afgiver minimale mængder forurenninger til indeklimaet, vil bioeffluenter fra mennesker være de vigtigste forureningskomponenter.

Luftens CO_2 -indhold kan benyttes som indikator for koncentrationen af bioeffluenter. Arbejdstilsynet anbefaler for mekanisk ventilerede bygninger, at CO_2 -indholdet ikke overstiger 1000 ppm, hvilket svarer til ca. 20 % utilfredse. I CEN rapport DS/CEN/CR 1752 (Dansk Standard, 2001) defineres tre kategorier af luftkvalitet karakteriseret ved forskellen mellem CO_2 -koncentrationen i indeluften og i udeluften. Den maksimale koncentrationsforskel for de tre kategorier er: A) 460 ppm, B) 660 ppm og C) 1190 ppm.

I bygninger med hybrid ventilation vil variationen i ventilationsluftmængde, og dermed også i luftens CO_2 -indhold, kunne være større end i mekanisk ventilerede bygninger. Der kan opnås tilfredsstillende luftkvalitet med et CO_2 -indhold, der i middel ikke overskrider 1000 ppm i arbejdstiden, og som har 1500 ppm som maksimumsværdi.

Kravene til luftens CO_2 -indhold kan omsættes til en volumenstrøm pr. person. I Bygningsreglement BR08 (Erhvervs- og Byggestyrelsen, 2008) er anført volumenstrømskrav for lokaler i dag- og børneinstitutioner og i skoler.

Tabel 3.1 Vejledende beslutningsparametre til vurdering af mulighederne for anvendelse af henholdsvis naturlig ventilation, ventilatorunderstøttet naturlig ventilation og naturlig og mekanisk ventilation i administrationsbygninger og lignende bygninger.

Bygningsrelaterede parametre	Naturlig ventilation		Ventilatorunderstøttet naturlig ventilation		Naturlig og mekanisk ventilation				
	Egnet	Mulig	Kræver særlige overvejelser	Egnet	Mulig	Kræver særlige overvejelser	Egnet	Mulig	Kræver særlige overvejelser
Glasareal i % af facadeareal ved udvendig solafskærmning ved indvendig solafskærmning	< 25 < 15	25 – 50 15 – 25	> 50 > 25	< 40 < 25	40 – 60 25 – 35	> 60 > 35	< 40 < 25	40 – 60 25 – 35	> 60 > 35
Omgivelser (læforhold, luftkvalitet, støj)	Forstad eller lidt trafik	Byområde eller moderat trafik	Bycentrum eller tæt trafik	Byområde eller moderat trafik	Byområde eller moderat trafik	Bycentrum eller tæt trafik	Bycentrum eller tæt trafik	Bycentrum eller tæt trafik	Bycentrum eller tæt trafik
Rumhøjde, m	> 3,2	2,7 – 3,2	< 2,7	2,7 – 3,2	< 2,7	< 2,7	< 2,7	< 2,7	< 2,7
Forholdet rumdybde/rumhøjde	< 2	2 – 5	> 5	2 – 5	2 – 5	> 5	> 5	> 5	> 5
Aktiviteter med høj forureningsbelastning	I separate rum	Delvist i separate rum	Spredt i rummene	Delvist i separate rum	Delvist i separate rum	Spredt i rummene	Spredt i rummene	Spredt i rummene	Spredt i rummene
Rumtype (personer pr. rum)	1 – 2	3 – 5	> 6	1 – 2	3 – 5	> 6	Alle	Alle	Alle
Termisk kapacitet	Blotlagt tung loft- eller vægkonstr.	Tunge konstruktioner	Alene lette konstruktioner	Blotlagt tung loft- eller vægkonstr.	Tunge konstruktioner	Alene lette konstruktioner	Blotlagt tung loft- eller vægkonstr.	Tunge konstruktioner	Alene lette konstruktioner

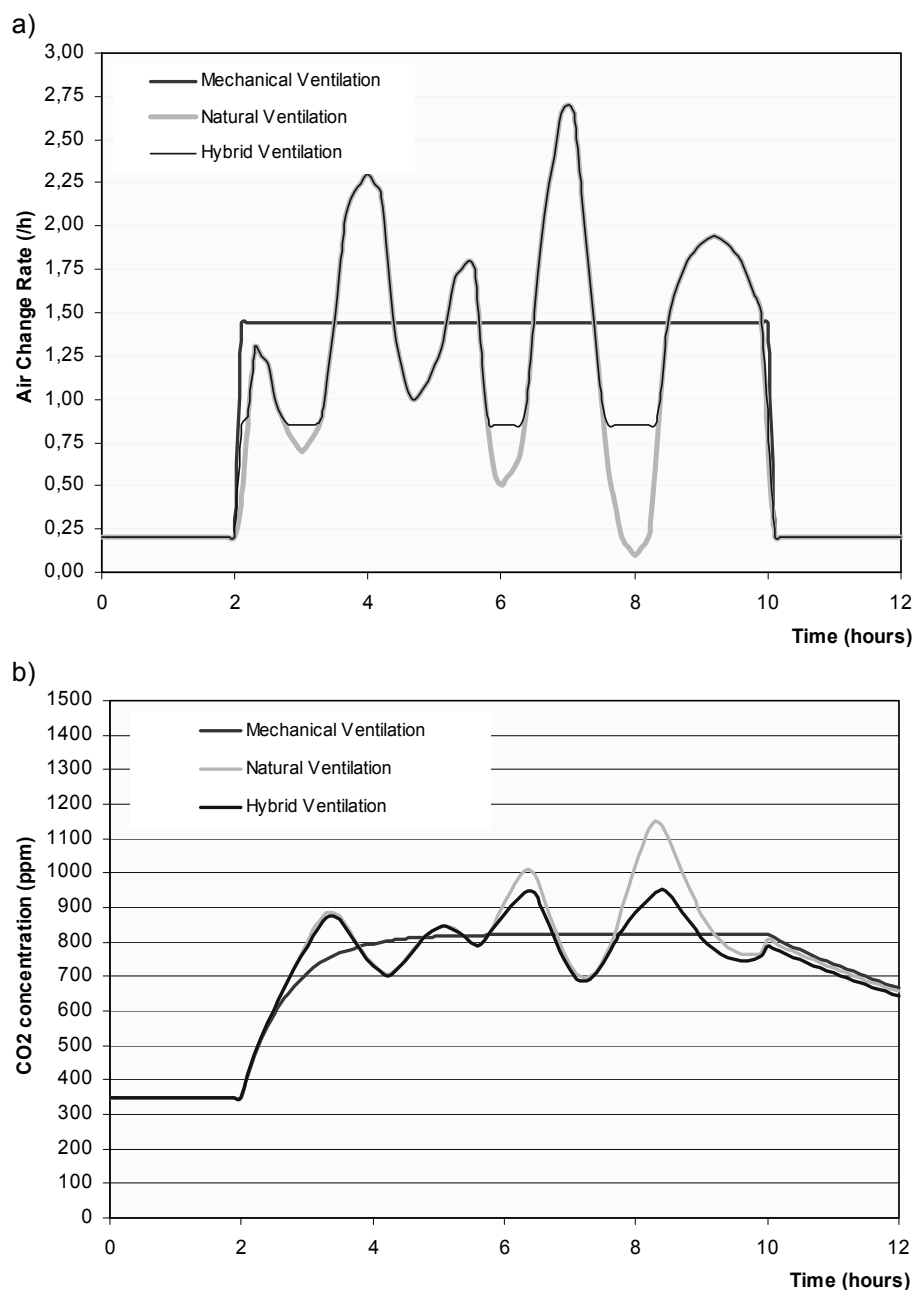
(Tabellen fortsættes næste side)

(Tabel 3.1 fortsat)	Naturlig ventilation			Ventilatorunderstøttet naturlig ventilation			Naturlig og mekanisk ventilation			
	Aktivitetsrelaterede parametre	Egnet	Mulig	Kræver særlige overvejelser	Egnet	Mulig	Kræver særlige overvejelser	Egnet	Mulig	Kræver særlige overvejelser
Intern varmebelastning, W/m ²	< 15	15 – 30	> 30		< 20	20 – 40	> 40	< 20	20 – 40	> 40
Nettoareal pr. person, m ² /person	> 13	8 – 13	< 8		8 – 13	< 8	< 8	< 8	< 8	< 8
Krav til rumdæmpning	Beskedne	Moderate	Streng		Beskedne	Moderate	Streng	Moderate	Moderate	Streng
Intern lydoverføring	Acceptabel	Lejlighedsvis acceptabel	Uacceptabel		Lejlighedsvis acceptabel	Uacceptabel	Uacceptabel	Uacceptabel	Uacceptabel	Uacceptabel
Åbne vinduer	Hele døgnet	Hele døgnet	Kun i brugstiden		Kun i brugstiden	Kun i brugstiden	Kun i brugstiden	Kun i brugstiden	Kun i brugstiden	Kun i brugstiden
Påklædning	Uformel	Uformel	Formel		Uformel	Uformel	Formel	Uformel	Uformel	Formel
Periodevis forringet luftkvalitet	Acceptabel	Kortvarigt under ekstreme forhold	Uacceptabel		Kortvarigt under ekstreme forhold	Uacceptabel	Uacceptabel	Uacceptabel	Uacceptabel	Uacceptabel
Periodevis forhøjet rumtemperatur	Acceptabel	Kortvarigt under ekstreme forhold	Uacceptabel		Kortvarigt under ekstreme forhold	Uacceptabel	Uacceptabel	Kortvarigt under ekstreme forhold	Kortvarigt under ekstreme forhold	Uacceptabel
Træk	Accepteres i korte perioder	Accepteres i korte perioder	Uacceptabel		Accepteres i korte perioder	Uacceptabel	Uacceptabel	Uacceptabel	Uacceptabel	Uacceptabel
Varmegenvinding	Ikke nødvendig	Ikke nødvendig	Ønskelig		Ikke nødvendig	Ikke nødvendig	Ønskelig	Ønskelig	Ønskelig	Ønskelig
Forvarmning	Ikke nødvendig	Ikke nødvendig	Nødvendig		Ikke nødvendig	Nødvendig	Nødvendig	Nødvendig	Nødvendig	Nødvendig
Filtering	Ikke nødvendig	Ikke nødvendig	Nødvendig		Ikke nødvendig	Nødvendig	Nødvendig	Nødvendig	Nødvendig	Nødvendig
Brugstidens længde, timer	< 8	8 – 12	> 12		< 12	12 – 16	> 16	< 12	12 – 16	> 16
Varmepris, kr/kWh	Moderat	Moderat	Høj		Moderat	Høj	Høj	Høj	Høj	Høj
Gennemsnitligt luftskifte, vinter, h ⁻¹	< 1	1 – 2	> 2		< 1	1 – 3	> 3	> 3	> 3	> 3

3.2.5 Adaptiv komfort og acceptable tolerancer

I bygninger med hybrid ventilation kan der dog optræde en adfærdsmæssig og psykologisk tilpasning, betegnet adaptiv komfort, som tillader videre grænser for acceptabelt indeklima, end der tillades ved mekanisk ventilation (Olesen, 2000). Den adfærdsmæssige tilpasning består i mulighed for at ændre påklædning og mulighed for indflydelse på indeklimaet, brugerstyring. Den psykologiske tilpasning består i, at man indstiller sig på det indeklima, der kan forventes ud fra udeklimaet.

Derudover angiver de fleste standarder faste grænser for indeklimaparametre og ingen information om, hvorvidt disse grænser kan overskrides i kortere eller længere perioder og med hvor meget. Fastlæggelsen af disse acceptable overskridelser (tolerancer) har stor betydning for udnyttelsen af naturlige drivkræfter ved hybrid ventilation, hvor luftmængden og dermed især luftkvaliteten vil variere mere. Hvis tolerancekravene er meget strenge, vil naturlige drivkræfter kun kunne udnyttes i kortere perioder, og mekanisk ventilation vil være den foretrukne løsning, selvom der i middel kan opnås samme indeklima. Et eksempel er vist i Figur 3.1.



Figur 3.1. For tre forskellige ventilationssystemer viser a) ventilationsluftmængden på en typisk arbejdsdag og b) CO₂ koncentrationen i den samme periode.

Et mekanisk ventilationssystem leverer normalt en konstant luftmængde. Luftmængden kan være tilpasset brugernes behov, dvs. behovsstyret, men selv i denne situation er luftmængden konstant, hvis belastningen er konstant, se Figur 3.1 a). Et naturligt ventilationssystem vil på grund af variationen i drivtryk (vind og temperatur) resultere i en varierende ventilationsluftmængde. Ventilationsluftmængden kan i perioder overskride behovet betragteligt, mens den i andre perioder vil være væsentligt lavere.

Ved hybrid ventilation kan forhøjede luftmængder udnyttes til at opnå bedre luftkvalitetsforhold i situationer, hvor der ikke er noget behov for opvarmning eller køling, dvs. uden for opvarmningssæsonen og når udetemperaturen er lavere end indetemperaturen. Der er dog visse begrænsninger på luftmængdens størrelse af hensyn til risikoen for høje lufthastigheder og træk. Hvis luftmængden skabt af naturlige drivkræfter er mindre end et fastsat minimum, startes den mekaniske ventilation.

Figur 3.1 b) viser CO₂ koncentrationen i et 100 m² kontor med 10 personer ved brug af CO₂ koncentrationen som indikator for luftkvaliteten og luftmængderne vist på Figur 3.1 a). Ved mekanisk ventilation opnås efter kort tid konstante forhold. Ved naturlig ventilation er luftkvaliteten i gennemsnit over dagen den samme som for mekanisk ventilation, men der er store variationer. Ved hybrid ventilation assisterer det mekaniske system de naturlige drivkræfter, når disse ikke er tilstrækkelige (25 % af tiden), og variationen i luftkvalitet begrænses til et specificeret niveau.

På tilsvarende måde vil der være en variation i indetemperaturen, men da bygningens tidskonstant ofte er væsentligt større end ventilationssystemets, vil variationerne dæmpes betydeligt.

Det er vigtigt, at de acceptable tolerancer fastlægges på et tidligt stade i projektet, da tolerancerne har stor betydning for valg af endelig løsning og især på valg af styringsstrategi for systemet. For nuværende kan acceptable tolerancer ikke defineres nærmere end de allerede beskrevne.

3.3 Energiforbrug, energiudgift og miljøbelastning

I Tabel 3.2 og Tabel 3.3 er vist energiforbrug, energiudgift og miljøbelastning ved opvarmning og transport af ventilationsluft i en typisk kontorbygning opvarmet med henholdsvis naturgas og fjernvarme. Ved beregningen er der anvendt typiske priser, CO₂-emissioner og kedelvirkningsgrader for de forskellige energiforsyningsformer, se Tabel 3.4. Øvrige systemkarakteristika fremgår af Tabel 3.5.

Tabel 3.2. Energiforbrug, energiudgift og miljøbelastning ved opvarmning og transport af ventilationsluft i brugstiden i en typisk kontorbygning opvarmet med naturgas.

	Naturlig ventilation	Lavtryks mek. udsugning	Bal. mek. ventilation	Mek. hhv. nat. ventilation
Netto energiforbrug i MWh/år pr. m ³ /s				
Varme	24,8	24,8	2,1	2,9
EI	0,0	0,9	4,4	3,1
Energiudgift i tkr./år pr. m ³ /s				
Varme	14,9	14,9	1,2	1,7
EI	0	1,1	5,7	4,0
I alt	14,9	16,0	6,9	5,7
CO ₂ -emission i ton CO ₂ /år pr. m ³ /s				
Varme	5,1	5,1	0,4	0,6
EI	0,0	0,5	2,7	1,8
I alt	5,1	5,6	3,1	2,4

Tabel 3.3. Energiforbrug, energjudgift og miljøbelastning ved opvarmning og transport af ventilationsluft i en typisk kontorbygning opvarmet med fjernvarme

	Naturlig ventilation	Lavtryks mek. udsugning	Bal. mek. ventilation	Mek. hhv. nat. ventilation
Netto energiforbrug i MWh/år pr. m ³ /s				
Varme	23,5	23,5	2,0	2,8
El	0,0	0,9	4,4	3,1
Energjudgift i tkr./år pr. m ³ /s				
Varme	10,6	10,6	0,9	1,2
El	0,0	1,1	5,7	4,0
I alt	10,6	11,7	6,6	5,2
CO ₂ -emission i ton CO ₂ /år pr. m ³ /s				
Varme	3,1	3,1	0,3	0,4
El	0,0	0,5	2,7	1,8
I alt	3,1	3,6	3,0	2,2

Tabel 3.4. Typiske data for energiforsyningen. Niveau 2007. Priser er inklusive afgifter og eksklusive moms.

	Pris kr./kWh	CO ₂ -emission kg CO ₂ /kWh	Kedelvirkningsgrad -
Gasolie	0,60	0,265	0,85
Naturgas	0,60	0,205	0,95
Fjernvarme	0,45	0,130	-
El	1,30	0,600	-

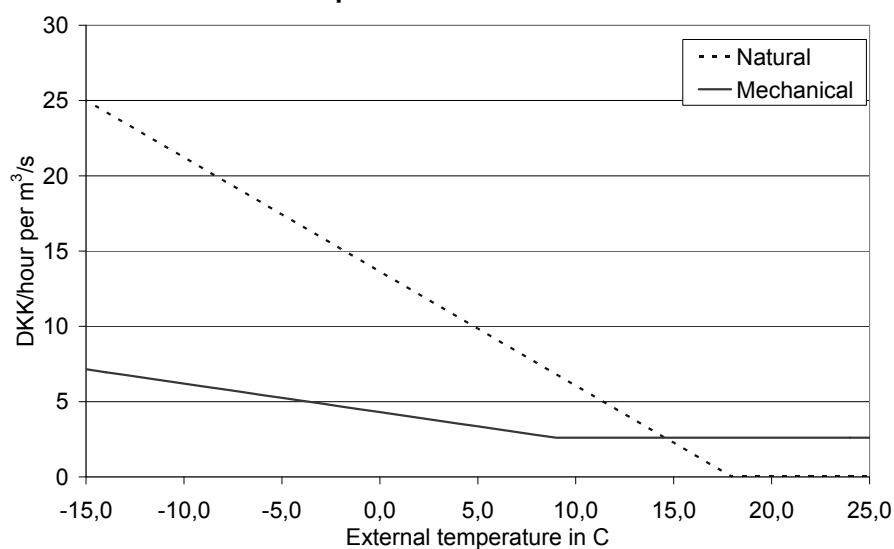
Tabel 3.5. Øvrige beregningsforudsætninger.

Anlægstype	Forudsætninger
Alle	Rumtemperatur minimum 20 °C Opvarmning af ventilationsluften til 18 °C Resten af opvarmningen af ventilationsluften til rumtemperatur sker med overskudsvarmen i rummene 2200 driftstimer pr. år
Naturlig ventilation	Opvarmningen af ventilationsluften kan ske i rummene fx med de alm. radiatorer
Lavtryks mekanisk udsugning	Specifikt elforbrug til luftransport 0,4 kJ/m ³ Ingen varmegenvinding
Balanceret mekanisk ventilation	Specifikt elforbrug til luftransport 2,0 kJ/m ³ Varmegenvinding med temperaturvirkningsgrad 0,75 Ingen infiltration indregnet Udsugningstemperatur 1 °C højere end rumtemperatur
Mekanisk hhv. naturlig ventilation	Som for henholdsvis balanceret mekanisk ventilation og naturlig ventilation Skift fra mekanisk til naturlig ventilation ved 15 °C udetemperatur

For henholdsvis naturlig ventilation og balanceret mekanisk ventilation er omkostningerne til drift af ventilationen vist for naturgasopvarmning som funktion af udetemperaturen i Figur 3.2 med de samme forudsætninger, som er anvendt i tabellerne. Tilsvarende er miljøbelastningen vist i Figur 3.3.

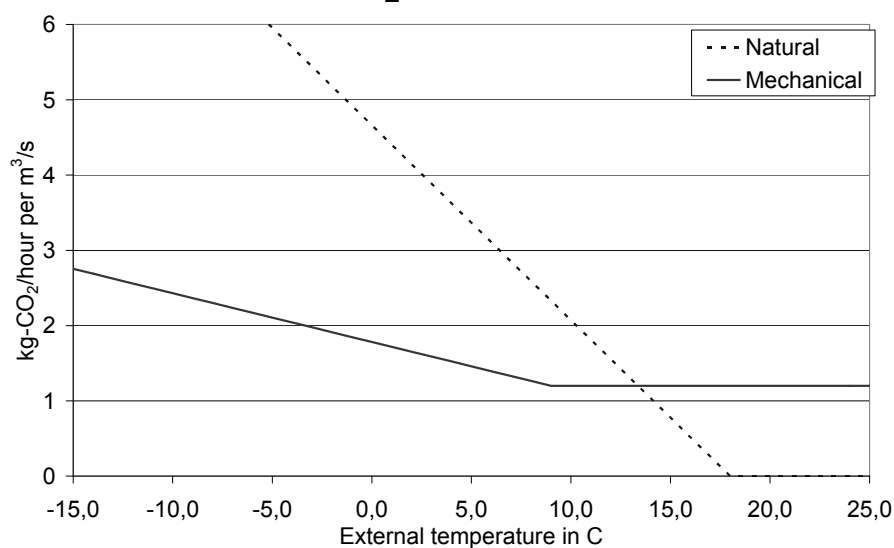
I Figur 3.4 og Figur 3.5 er det samme vist for fjernvarmeopvarmning. I alle tilfældene er det driftsøkonomisk og miljømæssigt bedst at anvende balanceret mekanisk ventilation med varmegenvinding om vinteren og naturlig ventilation om sommeren. Optimalt skiftepunkt mellem mekanisk og naturlig ventilation er mellem 7 og 13 °C. Af komfortsyn vil det normalt være hensigtsmæssigt at lægge skiftepunktet ved en udetemperatur på ca. 15 °C.

Operation costs



Figur 3.2. Energiudgift ved opvarmning og transport af ventilationsluft i en typisk kontorbygning opvarmet med naturgas.

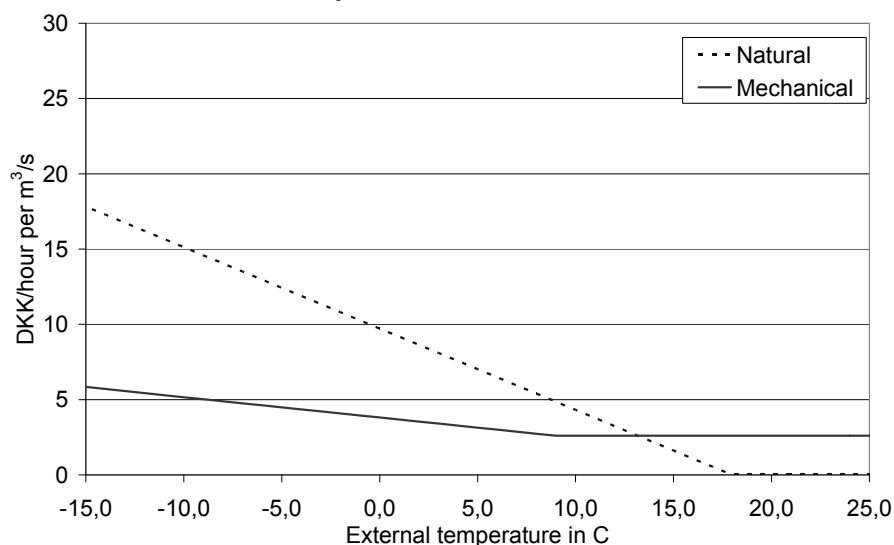
CO₂ emission



Figur 3.3. Miljøbelastning ved opvarmning og transport af ventilationsluft i en typisk kontorbygning opvarmet med naturgas.

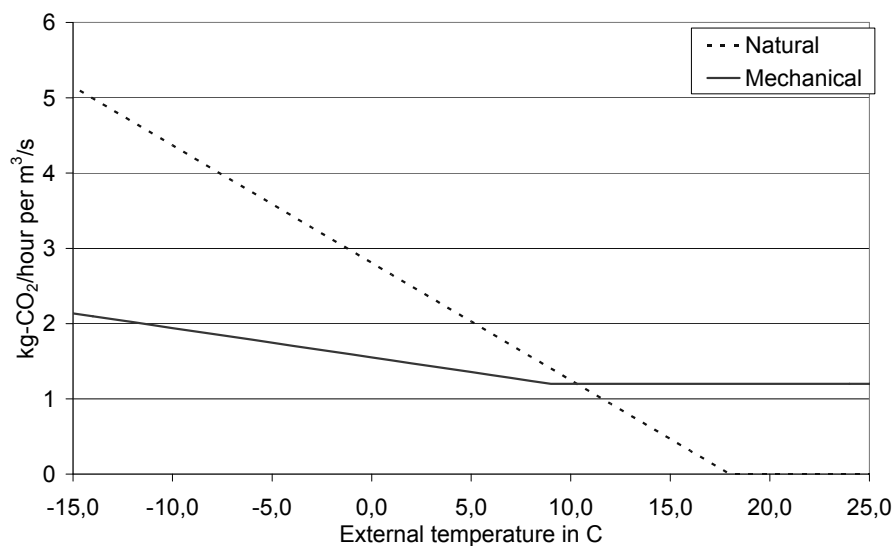
Idet driftsforbrug, -omkostninger og -miljøbelastninger er opgjort pr. m³/s luft transporteret gennem en specifik type ventilationsanlæg, kan det være nødvendigt at kombinere tallene for de enkelte anlægstyper. I forbindelse med fx balanceret mekanisk ventilation vil der næsten altid også være en infiltration ved naturlig ventilation, som afhænger af bygningens tæthed og brug. Ved et mekanisk luftskifte på ca. 2 h⁻¹ vil infiltrationen typisk være af størrelsesordenen 10 %. For at få de samlede værdier skal tallene for mekanisk ventilation således i dette tilfælde tillægges 10 % af værdierne for naturlig ventilation. Hvis det mekaniske ventilationsanlæg er behovsstyret, skal der alt andet lige tillægges en større procent for at kompensere for infiltrationen samtidig med at værdierne for den mekaniske ventilation reduceres tilsvarende.

Operation costs



Figur 3.4. Energiudgift ved opvarmning og transport af ventilationsluft i en typisk kontorbygning opvarmet med fjernvarme.

CO₂ emission



Figur 3.5. Miljøbelastning ved opvarmning og transport af ventilationsluft i en typisk kontorbygning opvarmet med fjernvarme.

I bygninger, hvor der anvendes natkøling, kan der desuden være et ekstra elforbrug til drift af ventilatorer, hvis der ikke køles ved naturlig ventilation. I en typisk kontorbygning vil natkølingen være i drift i 200-400 timer/år. Hvis dette sker ved mekanisk ventilation, skal elforbrugene og de tilknyttede omkostninger og miljøbelastninger i Tabel 3.2 og Tabel 3.3 forøges 10-20 %.

3.4 Totaløkonomi

Det kan være vanskeligt at afgøre, om et hybridt ventilationssystem er konkurrencedygtigt i forhold til et traditionelt mekanisk ventilationssystem. Til dette kræves ofte en totaløkonomisk beregning, da fordelingen af forskellige omkostningstyper (anlæg, drift, vedligehold, etc.) kan være meget uens.

Gennemførelse af en totaløkonomisk beregning for et hybridt ventilationsanlæg i forhold til et traditionelt ventilationsanlæg medfører, at der opstår en række nye problemstillinger, der skal håndteres.

Ved ventilation indgår ofte en række bygningskomponenter i ventilations-systemet, og omkostningerne til disse skal fordeles mellem bygning og ventilationssystem. Et typisk eksempel er fordeling af omkostninger til oplukkelige vinduer i byggeriet ved hybrid ventilation. Er det kun omkostninger til automatisk opluk, der vedrører ventilationssystemet, eller har valget af ventilationssystem resulteret i flere oplukkelige vinduer eller måske en anden og dyrere vinduestype? Et andet eksempel er et nedhængt loft i en bygning med traditionelt mekanisk ventilationsanlæg. Er dette udført af hensyn til akustisk regulering eller for at skjule ventilationskanalerne? For at kunne gennemføre en sammenlignelig totaløkonomisk beregning må der derfor opstilles en omkostningsfordelingsnøgle for byggekomponenter, der har flere funktioner.

Ved hybrid ventilation indgår bygningens rum aktivt i fordeling og transport af luft i bygningen. Der spares således plads til skakte, kanaler og teknikrum. På den anden side ønskes gerne en større rumhøjde. Omkostninger ved de forskellige bygningsmæssige konsekvenser ved valg af ventilations-system må fastlægges, ligesom værdien af lejeindtægt for større eller mindre udnytteligt areal.

Kendskabet til vedligeholdelse og holdbarhed af komponenter, der indgår i hybride ventilationssystemer, er endnu begrænset, hvilket medfører en større usikkerhed på beregning af denne post, der ofte udgør en betydelig del af de samlede omkostninger.

Der er publiceret ganske få totaløkonomiske beregninger, der sammenligner hybride og traditionelle mekaniske ventilationssystemer. I en norsk Ph.d. afhandling (Vik, 2003) gennemførtes en totaløkonomisk beregning på et kontorbyggeri med forskellige ventilationsløsninger. Denne viste, at en løsning med ventilatorunderstøttet naturlig ventilation kan resultere i væsentligt lavere omkostninger, mens fx løsninger med naturlig og mekanisk ventilation med fælles indtag gennem jordkanaler kan resultere i højere omkostninger.

4 Systemløsninger og -karakteristika

Med udgangspunkt i kravene til indeklima, energiforbrug, omkostninger, bygningsudformning og brugsmønster kan en hybrid ventilationsløsning skræddersys til det enkelte byggeprojekt. I dette afsnit gennemgås en række typiske systemløsninger og deres forskellige karakteristika vurderes.

Fælles for alle hybride ventilationsprincipper er, at lavt energiforbrug til drift af ventilatorer kræver at trykfaldet gennem anlægget fra indtag til afkast er lavt, fortrinsvis lavere end 30-100 Pa, afhængigt af antallet af komponenter, ved den dimensionerende luftmængde. Strategien er at tilstræbe lave lufthastigheder i systemet ved at vælge:

- effektiv luftfordeling for at udnytte ventilationsluften optimalt
- færrest mulige komponenter
- komponenter med lavt trykfald gennem en god strømningsteknisk udformning
- komponenter med lavt trykfald gennem valg af store dimensioner
- komponenter, som er lette at inspicere og rengøre
- luftveje med store tværsnitsdimensioner og god strømningsteknisk udformning, hvor lufthastigheden ikke bliver højere end 1 m/s ved dimensionerende forhold
- minimere behovet for kanalføring ved at udnytte overstrømning af luft mellem rum
- styre luftmængderne i størst mulig grad med frekvensstyrede ventilatorer i stedet for med spjæld.

Af hensyn til vedligeholdelse, indeklima og luftkvalitet bør luftvejene i bygningen være tilgængelige uden specialudstyr. Dette kan opnås ved at sikre:

- gangbare luftveje – minimum 2 m høje og 0,8 m brede
- korte, rette kanaler, hvor gangbare kanaler ikke er mulige
- tilgang til komponenter fra både opstrøms og nedstrøms side

Store dimensioner, et stort antal komponenter og lange kanaler er pladskrævende og kan reducere de udnyttelige arealer. Dette kan minimeres ved at:

- udforme bygninger med få etager
- tilføre luften i etagen under opholdsarealer (kælderniveau)
- placere aftrækskanaler på lofts niveau
- føre luft til rummene gennem kanaler og benytte korridorer og trappeområder som føringsveje for aftræksluften – eller omvendt.

Perioder hvor anvendelsen af ventilatorer ikke behøves kan forøges ved at:

- udnytte vindforholdene på stedet optimalt evt. ved anvendelse af vindtårne og specialarmaturer
- placere indtag og afkast med så stor lodret afstand som muligt for at forøge opdriften
- anvende stor rumhøjde og rumvolumen for at udjævne variationer i luftmængden

Energiforbruget til opvarmning og køling kan reduceres ved at:

- behovsstyre ventilationen
- anvende varmegenvinding
- benytte naturlig ventilation til natkøling
- udnytte bygningens termiske masse
- anvende jordkanaler til dæmpning af svingninger i udetemperaturen

4.1 Ventilatorunderstøttet naturlig ventilation med luftindtag i facaden

Dette ventilationsprincip er typisk opbygget som et naturligt ventilationssystem, hvor en eller flere ventilatorer understøtter de naturlige drivkræfter. Afhængigt af systemets udformning og dermed trykfaldet i systemet vil ventilatoren være i funktion i en større eller mindre del af året.

Lufttilførslen placeres fordelt i facaden i hver enkelt rum og tilføres gennem højt- eller lavtsiddende åbninger afhængigt af hvilket luftfordelingsprincip, der ønskes anvendt. Luften kan evt. tages ind gennem en dobbeltfacade eller atrium, hvorved der opnås en vis forvarmning, inden luften tilføres rummet. Det er nødvendigt med bypass af lufttilførslen uden om dobbeltfacade eller atrium i varme perioder for at undgå for høje temperaturer på indtagsluften.

Der kan være aftræk i taget, evt. kanal med ventilator, fra hvert enkelt rum eller overstrømning af luft fra rum til korridorer, atrie eller fællesrum, før den trækkes ud gennem trapperum eller lignende og afkastes gennem åbninger i taget eller via skorsten for at udnytte vindkræfterne optimalt.

Varmegenvinding kan ikke benyttes og filtrering ses sjældent. Forvarmning anvendes ofte i tilfælde af lavtsiddende åbninger og styres efter fastsat indblæsningstemperatur. Åbninger, ventilatorer og dermed luftmængden styres sædvanligvis efter rumtemperatur eller CO₂-niveau.

4.1.1 Udnyttelse af drivkræfter, trykfald i anlægget

Dette system har uden filter et meget lille tryktab, der ofte vil være mindre end ca. 10 Pa, og systemet vil kunne fungere ved naturlige drivkræfter en meget stor del af året.

De fleste systemer baseres på termiske opdriftskræfter, som er forholdsvis enkle at forudsige og kontrollere. Drivtrykket vil således afhænge af bygningens højde. Indtag i dobbeltfacade sker ofte på hver etage, selv om dette reducerer drivtrykket, da der herved undgås en for høj temperaturgradient og dermed for høje indtagstemperaturer på de øverste etager.



Figur 4.1. Bygningseksempler med ventilatorunderstøttet naturlig ventilation. Øverst B&O kontorbygning i Struer med luftindtag gennem vinduer i facade og afkast over tag via trappeskakte. Nederst Waterland Skole, Holland med indtag gennem riste under vinduer og aftræk gennem hætte i hvert klasseværelse.



Figur 4.2. Øverst: Afkasthætte med åbning i toppen, der sikrer undertryk for alle vindretninger (B&O kontorbygning, Struer). Aksialventilator med stor diameter er integreret i afkastet. Nederst: Kontorbygning i Belgien med afkastskorsten med åbning i alle retninger, således at undertryk altid kan sikres.

Centrale afkaståbninger er sædvanligvis enkle at styre efter vindretning, således at åbningen altid er på læsiden af bygningen. Vindtrykket på fordelte indtagsåbninger i facaden er vanskeligere at forudsige og styre, men der kommer efterhånden flere spjæld og ventiler på markedet, som styrer åbningsareal og luftmængde.

Ved opbygningen skal det vælges, om hele luftstrømmen skal gennem ventilatoren, når systemet er i naturlig driftstilstand, eller om hovedparten af luftstrømmen skal ledes udenom ventilatoren, for at undgå tryktabet gennem den afbrudte ventilator. Hvis hele luftstrømmen skal gennem ventilatoren, er det nødvendigt at vælge en forholdsvis stor ventilatordimension med relativ fri gennemstrømning for at begrænse tryktabet. Der er i dag begrænset viden om strømningssmodstanden gennem en afbrudt ventilator. De nødvendige data findes normalt kun for ventilatorer, der kan indgå som en del af aftrækket i et røggasventileret system.

På grund af skorstenseffekten kan der let opstå uheldig strømning mellem etager i en bygning, hvor udeluft strømmer ind i de nederste etager og ud via rum på de øvre etager, der dermed kun får lidt udeluft.

4.1.2 Lufttilførsel i rum og ventilationseffektivitet

Ved højtsiddende åbninger i facaden tilføres luften som en stråle, og det tilstræbes, at udeluften opblandes med rumluften. Ved lave udetemperaturer vil luftstrålen falde hurtigere ned og skabe trækproblemer, se i øvrigt By og Byg Anvisning 202 (Terpøger Andersen, 2002) for strømningssforhold under forskellige forhold. Åbningen må derfor i opvarmningssæsonen begrænses til kortere perioder eller placeres langt fra opholdszonen. Typisk anvendes vinduer som højtsiddende åbninger, men der findes også ventiler og spjæld. Ved indtag gennem dobbeltfacade er risikoen for træk mindre på grund af forvarmningen.

Ved lavtsiddende åbninger i facaden, hvor luften forvarmes med konvektorer, vil der kunne opnås en fortrængningseffekt med høj ventilationseffektivitet. Dette forudsætter, at indblæsningstemperaturen styres således, at den er 2-3 °C under rumtemperaturen. Ved for høj indblæsningstemperatur vil luften strømme mod loftet og medføre dårlig ventilationseffektivitet, mens for lav indblæsningstemperatur vil resultere i trækproblemer ved gulvniveau.



Figur 4.3. Indtagsåbning i facade med forvarmning og lufttilførsel ved gulvniveau for tilførsel af luft efter fortrængningsprincippet (B&O bygning, Struer).

Der findes på markedet en række forskellige indtagssystemer med spjæld, konvektorer og armaturer. Desuden findes der en række eksempler på bygningstilpassede løsninger. Den største udfordring i den forbindelse er at sikre, at indtagsluften passerer konvektoren, og at den bliver opvarmet tilstrækkeligt.

4.1.3 Styringsstrategi, automatik og brugerstyring

Luftmængden styres sædvanligvis via motorstyrede indtags- og afkaståbninger og frekvensstyrede aftræksventilatorer. Styringen kan være ur, tilstedeværelsesføler eller efter CO₂, rumtemperatur eller fugtniveau afhængigt af brugen og størrelsen på rummet samt kompleksitet og robusthed.

Det er væsentligt, at brugerne har mulighed for overstyring fx gennem manuelt styrede vinduer, der kan åbnes efter behov og bidrage til forceret ventilation i forbindelse med udluftning og/eller på varme dage. For rum, der vender mod en dobbeltfacade eller atrium, vil dette kunne føles mere indelukket end for rum mod det fri. I situationer, hvor udetemperaturen overstiger indetemperaturen, bør det indskræpes brugerne, at åbninger bør holdes lukkede, og ventilationen reduceres til et minimum for opretholdelse af luftkvaliteten.

I dobbeltfacade/atrium må åbningsarealer styres efter temperaturen for at indgå overventilering med tilhørende lave temperaturer i kolde perioder og for at udlufte overskudsvarme i varme perioder. For atrier, som også bruges til ophold eller andre aktiviteter, fx kantine, vil der også kunne være behov for CO₂ styring af luftmængder og åbningsarealer, for at sikre tilfredsstillende luftkvalitet af indtagsluften til rummene.

Forvarmningen bør styres efter konstant indtagstemperatur og bør være separeret fra rumtemperatur styringen.

4.1.4 Varmegenvinding, ventilatordrift og energiforbrug

Varmegenvinding er ikke mulig, og de samme forhold hvad angår energibehov som for naturlig ventilation er gældende. Uden filtrering i indtagsåbningerne vil energiforbruget til ventilatorer være negligeabelt. Selv med filtrering og forvarmning vil energiforbruget være meget lavt, typisk 1-4 kWh/m² år, afhængigt af ventilatorernes driftstid ved god kontrol af luftmængder i forhold til vejrforholdene og stram behovsstyring.

Dobbeltfacade/atrium vil fungere som varmegenvinder af transmissions- og infiltrationsvarmetabet (bruges til forvarmning af indtagluft) og kan give et betydeligt passivt varmetilskud til forvarmning af indtagsluften i stedet for opvarmning af rummet.

I praksis viser det sig imidlertid, at behovsstyringen sjældent er ideel, og energiforbrug til opvarmning og ventilatordrift bliver derfor ofte større end beregnet.



Figur 4.4. Eksempel på facadeløsning med små højsiddende automatisk styrede vinduer og store manuelt styrede vinduer tæt på opholdszonen for ventilation i spidsbelastningssituationer. (Niels Christian Bergsøe).

4.1.5 Termisk komfort

4.1.5.1 Vinter

Indtag af luft gennem højsiddende åbninger i facaden uden forvarmning vil kunne resultere i trækproblemer ved lave udetemperaturer. Problemet kan reduceres ved minimering af ventilationsbehov og åbningsperioder i opvarmingsæsonen, fornuftig møblering og højt placerede åbninger. Indtag gennem dobbeltfacade, hvor luften forvarmes reducerer også trækproblemet.

Ved lavt placerede åbninger er det væsentligt at sikre, at indtagsluften forvarmes til en tilstrækkelig temperatur for at undgå træk langs gulvet. Det er tvivlsomt, om forvarmning i dobbeltfacade vil være tilstrækkeligt i meget kolde perioder.

Atrium eller dobbeltfacade vil fungere som en buffer for vindpåvirkning og kraftig vind vil derfor sjældent føre til overventilering eller trækproblemer af betydning.

4.1.5.2 Sommer

Indtagstemperaturen vil i varme perioder være lig med udetemperaturen og foruden at forsøge reduktion af interne varmebelastninger såvel som solbelastninger vil der ofte være behov for natkøling af bygningen. Det forudsætter eksponerede tunge konstruktioner og høje luftskifter ($> 4-6 \text{ h}^{-1}$). Dette kræver indbrudssikre indtagsåbninger af en vis størrelse og højsiddende åbninger hvis loftet er eksponeret. Åbningerne kan være manuelt styrede, men bør være automatiske i større byggerier.

Anvendelse af stor rumhøjde og fortrængningsprincippet er også effektive metoder til fjernelse af overskudvarme og til at undgå høje temperaturer i opholdszonen.

For dobbeltfacader er overophedning om sommeren (evt. forår og efterår) et problem. For at løse dette bør der være store åbninger både lavt og højt for bedst mulig udluftning af overskudvarmen. Høje facader kan evt. opdeles vandret. Allerhelst bør der være en (bypass) lufttilførsel uden om dobbeltfacaden for at kunne tilføre luft til rummene med lavest mulig temperatur.

4.1.6 Luftkvalitet

Forudsat at udeluftens kvalitet er god, kan systemet sikre en god luftkvalitet i bygningen. Der er få komponenter og korte føringsveje som kan forurene indtagsluften. Det er også enkelt at rengøre de enkelte komponenter i systemet. Systemer med lavtsiddende åbninger (fortrængningseffekt) vil kunne give endog meget god luftkvalitet i opholdszonen.

Ved højtstående åbninger, hvor luftmængden i kolde perioder reduceres af hensyn til den termiske komfort, kan luftkvaliteten i perioder forringes, men i situationer med tilstrækkeligt stort rumvolumen og periodevis udluftning vil der kunne opnås en acceptabel kvalitet.

Dobbeltfacaden/atriet kan fungere som udfældningskammer for grove partikler som fx pollen, så filtrering skulle være unødvendig i områder med god luftkvalitet.

4.1.7 Komplexitet, robusthed, vedligehold og levetid

Med en enkel og klar føringsvej for indtagsluften og få bevægelige dele skulle dette princip være ret robust og kræve et minimum af vedligeholdelse.

Omkostningerne ved rengøring og løbende vedligeholdelse af en evt. dobbeltfacade er derimod ikke ubetydelige og bør tages med i vurderingen.

Der er behov for en del automatik (især i forbindelse med anvendelse af en dobbeltfacade) for at sikre tilfredsstillende termisk komfort og luftkvalitet samtidig med at energiforbruget holdes lavt. Automatik og styringssystem vil erfaringsmæssigt kræve en relativ lang indkøringsperiode for at fungere efter hensigten.

Konvektorer og evt. filtre bør udformes, så de er enkle at inspicere og rengøre. Ulempen er, at der ved et stort byggeri er mange fordelte åbninger, der skal inspiceres, rengøres og vedligeholdes. Levetid for konvektorer forventes at være den samme som for radiatorer, i størrelsesordenen 20-30 år. Levetiden for motorer, spjæld m.m. forventes at være 10-20 år. Øvrige installationer som aftræksskorstene, overstrømningsløsninger, etc. bør have samme levetid som bygningen.

4.1.8 Konceptets begrænsninger

På vindudsatte steder med stærkt varierende vind såvel i retning som styrke vil der kunne opstå problemer med overventilering og træk på grund af svingende drivtryk over indtagsåbningerne. Der vil også kunne opstå tilbagestrømning. Problemet vil være mindre udtalt for systemer med dobbeltfacade/atrium.

I bygninger med store interne belastninger og/eller solbelastning vil systemet have en begrænset kølekapacitet selv med meget eksponeret termisk masse og natkøling, hvilket vil resultere i for høje temperaturer i sommerperioden.

Princippet kan ikke benyttes i bygninger med dybe rum, da indtaget af luft er placeret i facaden.

4.2 Ventilatorunderstøttet naturlig ventilation med centralt luftindtag

Dette ventilationsprincip er typisk opbygget som et naturligt ventilationssystem, hvor én eller flere ventilatorer understøtter de naturlige drivkræfter. I de tilfælde hvor systemet er udformet med varmegenvinding og eller forvarmning, vil trykfaldet i systemet i opvarmningssæsonen betyde, at ventilatoren vil være i funktion en stor del af denne periode, mens det om sommeren typisk vil være begrænset til natkølingssituationen.

Luften tilføres hver enkelt rum gennem en bygningsmæssig kanal via et centralt luftindtag for hele bygningen. Kanalen udnyttes til passiv luftbehandling dvs. forvarmning eller -køling af ventilationsluften samt sedimentering af store partikler.

Luften kan tilføres gennem højt- eller lavtsiddende åbninger afhængigt af hvilket luftfordelingsprincip, der ønskes anvendt. Luften strømmer gerne fra rum til korridorer, atrier eller fællesrum, før luften trækkes ud gennem trappe- rum eller lignende og afkastes gennem en åbning i taget eller via en skorsten.



Figur 4.5. Eksempel på indtagskanal med aksialventilator og fordelingskanal under bygning. Kanalen har en dimension, der sikrer let rengøring. Ved hver afgrening er der monteret en "lyddæmper" for at forhindre lydtransmission mellem rum. (Grong Skole, Norge).

4.2.1 Udnyttelse af drivkræfter, trykfald i anlægget

I de tilfælde hvor der ikke er konventionel luftbehandling (passiv forvarmning og sedimentering i kanal er tilstrækkelig), vil det totale tryktab i systemet ved korrekt dimensionering være i størrelsesordenen 10-15 Pa, og systemet vil kunne baseres på naturlige drivkræfter en meget stor del af året. I tilfælde med varmegenvinding og/eller forvarmning vil tryktabet ved korrekt projektering blive i størrelsesordenen 20-50 Pa, størst i tilfælde af filtrering, der vil kræve ventilatorunderstøtning i store dele af brugsperioden i opvarmnings-sæsonen. Tryktabet i den bygningsmæssige kanal er ofte meget lille på grund af kanalens store tværsnitsareal.

Luftoverføring mellem kanal og rum foregår ofte gennem hule skillevægge. Luften kan også fordeles gennem lodrette skakte og vandrette kanaler ved loft eller gulv. Afhængigt af tværsnitsdimensionen kan denne del stå for en betydelig del af anlæggets trykfald. Der bør sikres adgang for inspektion og rengøring.

De fleste systemer baseres på termiske opdriftskræfter, som er forholdsvis enkle at forudsige og kontrollere.

Fordelte eller centrale afkaståbninger over tag er sædvanligvis enkle at styre efter vindretning, således at åbningen altid er på læsiden. Det centrale luftindtag må enten afskærmes for vinden, så der ikke opstår undertryk på grund af vinden ved åbningen, eller alternativt udformes således, at der kun åbnes i vindretningen. Dette har betydning både for størrelsen af de naturlige drivkræfter og for risikoen for tilbagestrømning i systemet.

Det skal vælges, om hele luftstrømmen skal gennem ventilatoren, når systemet er i naturlig driftstilstand, eller om hovedparten af luftstrømmen skal ledes uden om ventilatoren, for at undgå tryktabet gennem den afbrudte ventilator. Hvis hele luftstrømmen skal gennem ventilatoren, er det nødvendigt at vælge en forholdsvis stor dimension ventilator med relativ fri gennemstrømning for at begrænse tryktabet.

Ved vinduesåbning kan der opstå uheldig strømning mellem etager, i en bygning hvor udeluft strømmer ind i de nederste etager og ud via rum på de øvre etager. De øvre etager får kun lidt udeluft, idet systemet kortsluttes, da den udsugede luftmængde gennem tag med eller uden hjælpeventilator er væsentligt mindre end udluftningsluftmængden. Ved overtryk på vinduesåbningen kan der endda forekomme tilbagestrømning i systemet.

Der bør også etableres en form for "luftlås" i indtagskanalen, således at det forhindres, at forvarmet indtagsluft eller rumluft strømmer tilbage gennem indtaget. Denne situation opstår især uden for brugstiden eller i perioder med meget lavt ventilationsbehov og har betydning for energiforbruget til forvarmning – stilstandstab.



Figur 4.6. Til venstre: Indtag og afkast placeret med så stor højdeforskel som muligt. Indtag og afkast har åbning i forskellig retning og styres således, at åbning i indtag altid er i vindsiden og afkast i læsiden. Til højre: Stort filterareal resulterer i meget lavt tryktab. Varmeflade med lavt tryktab er placeret vandret for at sikre jævn gennemstrømning af luft. (Grong skole, Norge).

4.2.2 Lufttilførsel i rum og ventilationseffektivitet

Ved højtsiddende åbninger på væggen tilføres luften som en luftstråle, og det tilstræbes, at den opblandes med rumluften. I systemer uden forvarmning men alene passiv forvarmning i bygningsmæssig kanal og skillevæg er der risiko for indblæsning med kølig luft og dermed træk i vinterperioden, og der må derfor udvises stor omhyggelighed med åbningernes placering og udformning, således at trækrisikoen minimeres. Ved forvarmning af indtagsluften kan risikoen for træk elimineres.

Ved lavtsiddende åbninger vil der kunne opnås en fortrængningseffekt med høj ventilationseffektivitet. Dette forudsætter, at indblæsningstemperaturen styres således, at den er 2-3 °C under rumtemperaturen. Ved for høj indblæsningstemperatur vil luften strømme mod loftet og medføre dårlig ventilationseffektivitet, mens for lave indblæsningstemperaturer vil resultere i trækproblemer ved gulvniveau.

4.2.3 Styringsstrategi, automatik og brugerstyring

Luftmængden styres enten manuelt eller automatisk via motorstyrede afkaståbninger og frekvensstyrede aftræksventilatorer. Automatisk styring foregår via en vejrstation, der måler vindhastighed og -retning, således at der altid er undertryk ved åbningen. Åbningsarealet styres enten manuelt eller automatisk efter tilstedeværelsesføler, ur, CO₂, rumtemperatur eller fugtniveau afhængigt af brugen og størrelsen på rummet.

Åbninger og ventilatorunderstøtning kan alternativt være luftmængdestyret efter lufthastigheden et karakteristisk sted i indtags- eller afkastkanalen. Ventilatorunderstøtning i indtaget kan også styres efter konstant tryk i fordelingskanalen.

Forvarmningen styres af en fastlagt indblæsningstemperatur.

Det er af betydning, at brugerne har mulighed for overstyring. Det vil være fornuftigt med manuelt styrede vinduer, der kan åbnes efter behov og bidrage til forceret ventilation i forbindelse med udluftning og/eller på varme dage. Man bør sikre sig, at vinduesåbning ikke påvirker systemet negativt, se afsnit 4.2.1 side 24.

4.2.4 Varmegenvinding, ventilatordrift og energiforbrug

Ved centralt afkast er varmegenvinding med væskekoblede flader mulig.

Ved systemer med filtrering, varmegenvinding, m.m., hvor tryktabet er i størrelsesordenen 20-50 Pa, vil en god behovsstyring stadig kunne resultere i et lavt energiforbrug til drift af ventilatorer.

I praksis viser det sig, at behovsstyringen sjældent er ideel og energiforbrug til opvarmning og ventilatordrift bliver derfor ofte større end beregnet.

4.2.5 Termisk komfort

4.2.5.1 Vinter

For systemer uden forvarmning er det største problem at tilføre luften trækfrit. Trækrisikoen kan minimeres ved at placering åbninger højt i rummet, reducere luftmængden mest muligt og møblere rummet således at faste arbejdspladser placeres i nogen afstand fra åbningerne.

For systemer med forvarmning kan armaturer placeres og dimensioneres, så træk undgås.

4.2.5.2 Sommer

Ved centralt indtag gennem bygningsmæssig kanel i jord eller kælder, vil den maksimale indtagstemperatur midt på varme dage kunne reduceres betydeligt. Erfaringer fra Norge og Sverige viser, at selv på dage med maksimale udetemperaturer på op til 30 °C, er det muligt at holde rumtemperaturen under 25 °C. Dette skyldes, at kanalen er i stand til at køle indtagsluften og forudsætter stor termisk masse i rummene og bevist reduktion af interne og solbelastninger.

Anvendelse af stor rumhøjde og fortrængningsprincippet er også effektive metoder til at fjerne overskudsvarme og undgå høje temperaturer i opholds-zonen.

4.2.6 Luftkvalitet

Ved reduktion af luftmængden i systemer uden forvarmning på grund af trækrisikoen, kan der opstå situationer med høje CO₂ koncentrationer. Dette kan evt. håndteres ved at have forskellige setpunkter for luftkvalitet afhængig af udetemperaturen, dvs. et højere niveau i kolde perioder, fx 1500 ppm ved udetemperatur under 0 °C, og en lineær ændring til 1000 ppm ved en udetemperatur, hvor der ikke længere er trækrisiko, fx 12 °C. Anvendelse af stor rumhøjde og fortrængningsprincippet forøger ventilationseffektiviteten og kan delvis kompensere for lavere luftmængder.

Ved indtag gennem bygningsmæssig kanal er det vigtigt med jævnlig inspektion og rengøring. Er kanalen udført korrekt, skulle der ikke kunne opstå problemer med fugt, selvom der periodevis vil ske kondensation i sommerhalvåret.

Da lufthastigheden i kanalen er meget lille, vil der være nogen filtreringseffekt, idet der sker en sedimentering af partikler i luften. Dette medfører dog behov for rengøring med mellemrum (ca. 2 gange årligt).

4.2.7 Komplexitet, robusthed, vedligehold og levetid

Få luftbehandlingskomponenter og i de fleste tilfælde enkel automatik medfører at dette princip er robust, har et lavt vedligeholdelsesbehov og en lang levetid. Systemet er også enkelt at inspicere og rengøre.

Ved ren brugerstyring af systemet har systemet dog vist sig at være mindre pålideligt, idet der ofte ses såvel betydelige perioder med underventilation især for systemer uden forvarmning som perioder med kraftig overventilering. Automatisk styring af afkaståbninger og ventilatorer giver en mere robust løsning især suppleret med muligheder for overstyring af brugere i kortere perioder.

4.2.8 Konceptets begrænsninger

Princippet er problematisk at implementere i komplekse byggerier med mange rum og flere etager, da det er vanskeligt at kontrollere luftmængden til hvert enkelt rum.

For systemer med alene passiv forvarmning i indtagskanalen er der risiko for træk i kolde perioder.

4.3 Naturlig og mekanisk ventilation

Dette ventilationsprincip er typisk opbygget som to separate ventilationsystemer – et naturligt ventilationssystem og et balanceret mekanisk ventilationssystem evt. med mekanisk køling. Hvilket af de to systemer, der vil være i drift på et givet tidspunkt afhænger af de naturlige drivkræfter og udeklimaet samt luftkvalitets- og kølebehovet, idet systemet med det mindste energiforbrug, og som kan opfylde indeklimabehovene, vælges.

Typisk vil den mekaniske ventilation være i drift i vintersituationen, når varmegenvinding er fordelagtig og/eller forvarmning af ventilationsluften nødvendig. Den mekaniske ventilation kan også være i drift, i perioder hvor udefra kommende støj, forurening eller høje temperaturer ikke gør det muligt at anvende naturlig ventilation. Endelig vil der i bygninger med stor intern varmebelastning og/eller solbelastning, hvor der er behov for mekanisk køling i de varmeste perioder, også være behov for mekanisk ventilation i sommerperioden. Systemet vil være dimensioneret efter basisluftskiftet i tilfælde med korrekt bygningsudformning og kontrol med interne belastninger, hvor mekanisk køling er unødvendig.

Naturlig ventilation vil typisk blive anvendt i overgangsperioder, hvor udeklimaet er moderat og til passiv køling af bygningen i sommerperioden og/eller uden for brugstiden til natkøling. Systemet vil være dimensioneret efter køleluftskiftet.

4.3.1 Udnyttelse af drivkræfter, trykfald i anlægget

Muligheden for udnyttelse af naturlige drivkræfter og tryktabet i både det naturlige og det mekaniske ventilationsanlæg vil have betydning for det enkelte anlægs driftsperiode.

Trykfaldet i det naturlige ventilationssystem i forhold til muligheden for udnyttelse af de naturlige drivkræfter vil have betydning for hvor store perioder af brugstiden, den naturlige ventilation er i stand til at opfylde kravene til luftkvalitet og passiv køling. I den optimale situation er det mekaniske system kun i funktion i opvarmningssæsonen, hvor varmegenvinding og forvarmning er fordelagtig.

Trykfaldet i det mekaniske anlæg vil have betydning for, hvor lang en periode varmegenvinding vil være fordelagtigt, hvad angår genvundet varme i forhold til el-forbrug. For at reducere energiforbruget til lufttransport udformes anlægget ofte som et lavtryksanlæg med tryktab < 100-200 Pa, idet dele af bygningen og/eller bygningskroppen anvendes som transportvej for luften.

4.3.2 Lufttilførsel i rum og ventilationseffektivitet

For det mekaniske system kan luften tilføres efter enten fortrængnings- eller opblandingsprincippet, og åbninger dimensioneres på sædvanlig vis med hensyn til minimering af trækrisiko og korrekt luftfordeling i rummet.

I det naturlige system benyttes ofte højtsiddende vinduer i overgangsperioden suppleret med større åbninger tæt på opholdszonen i sommerperioden.

Ved natkøling udgør loftet ofte en stor del af den eksponerede masse og bundhængslede, indadgående, højtsiddende vinduer vil være en fordel.

4.3.3 Styringsstrategi, automatik og brugerstyring

Den store udfordring styringsmæssigt er fastlæggelse af kriterier for skift mellem de to systemer. Disse kriterier inkluderer både indeklima- og energiforhold og for skiftet mellem naturligt og mekanisk ventilation kan disse være:

- udetemperaturgrænse, hvor trækrisikoen ved naturlig ventilation bliver for høj
- udetemperaturgrænse, hvor varmegenvinding er fordelagtig
- inde-/udetemperaturgrænse, hvor passiv køling ikke er tilstrækkelig
- CO₂ niveau, hvor luftkvaliteten ikke er acceptabel.

Derudover bør der indlægges kriterier for, under hvilke forudsætninger der skiftes tilbage til naturlig ventilation igen i overgangs- og sommerperioden. Det bør herunder vurderes, hvorvidt grænserne overskrides for kortere eller længerevarende perioder, idet der ellers er risiko for "pendling", dvs. det mekaniske system atter og atter startes og stoppes, eller at det mekaniske system vil være i funktion i uforholdsmæssig lang tid.

Det mekaniske system vil ofte primært være luftkvalitetsstyret og i tilfælde af mekanisk køling styret efter rumtemperatur. Det skal sikres, at eventuel vinduesudluftning udnyttes positivt af systemet.

Naturlig ventilation vil typisk være i funktion udenfor opvarmningssæsonen, og der vil således ikke være problemer med øget energiforbrug i forbindelse med overventilation. Styringen af den naturlige ventilation er således ikke kritisk, og manuel brugerstyring vil ofte være tilstrækkelig. Ved større byggerier bør natkøling dog være automatisk, da brugerne erfaringsmæssigt har meget svært ved dette.

4.3.4 Varmegenvinding, ventilatordrift og energiforbrug

Det mekaniske system kan udformes med effektiv varmegenvinding, der udnyttes i hele opvarmningssæsonen. Udformes systemet som et lavtryksanlæg, vil omkostningerne til ventilatordrift også være betydeligt lavere end for traditionelle anlæg.

I de tilfælde hvor mekanisk køling ikke er nødvendig, vil energiforbruget i overgangs- og sommerperioden være lavt. Der bør kun være behov for at igangsætte det mekaniske anlæg i perioder med ekstreme udeklimaforhold.

For systemer med mekanisk køling er det vigtigt, at brugerne gøres opmærksom på, hvornår og hvorfor den mekaniske køling er i funktion, således at vinduesåbning og forøget energiforbrug til køling undgås.

4.3.5 Termisk komfort

4.3.5.1 Vinter

Udformning og placering af åbninger, indretning og brug af rummene samt ventilationsbehovet vil have stor betydning for ved hvilket udetemperaturniveau risikoen for træk ved naturlig ventilation bliver uacceptabel, og et skift til det mekaniske system vil være nødvendig. Typisk vil niveauet ligge ved en middeludetemperatur i brugstiden på 12-15 °C.

I vinterperioden vil der kunne opretholdes komforthold, som svarer til forholdene ved et traditionelt balanceret mekanisk ventilationsanlæg.

4.3.5.2 Sommer

For systemer uden mekanisk køling vil systemet fungere som et naturligt ventilationssystem. Det mekaniske system vil ofte være dimensioneret for basisluftskiftet, og vil derfor ikke have kapacitet af betydning hverken til passiv køling i brugstiden eller natkøling.

For systemer med mekanisk køling vil indetemperaturen kunne holdes inden for snævrere grænser. Den naturlige ventilation bør udnyttes, så længe udetemperaturen er lavere end indetemperaturen, eventuelt i samspil med den mekaniske køling. Natkøling ved naturlig ventilation eventuelt suppleret med det mekaniske system skal så vidt muligt udnyttes.

4.3.6 Luftkvalitet

I vinterperioden vil luftkvaliteten sikres af det mekaniske system, og luftkvaliteten vil kunne holdes inden for snævre grænser.

4.3.7 Komplexitet, robusthed, vedligehold og levetid

Anvendelsen af to forskellige systemer giver en stor udfordring i forbindelse med udarbejdelse af en styringsstrategi for optimering af brugen af de to systemer, dvs. både indeklima og energiforbrug, der også er gennemskuelig for brugerne. Dette gælder især i overgangsperioden og i sommerperioden ved mekanisk køling.

Med hensyn til vedligeholdelse og levetid gælder for dette system det samme som for traditionelle mekaniske og naturlige ventilationssystemer.

4.3.8 Konceptets begrænsninger

For systemer uden mekanisk køling gælder de samme begrænsninger som for naturlig ventilation med hensyn til kølekapacitet, termisk masse og nødvendighed for natkøling.

Princippet kan ikke benyttes i bygninger med dybe rum, da indtaget en stor del af året er placeret i facaden.

5 Beregning af volumenstrømme, trykforhold og stabilitet

Drivkræfterne ved hybrid ventilation er en kombination af naturlige og mekaniske kræfter. I dette kapitel udvides beregningsmodellerne fra By og Byg Anvisning 202 (Terpiger Andersen, 2002) til også at håndtere trykforøgelse ved hjælp af ventilatorer.

I hybride ventilationssystemer indgår ofte flere komponenter, der forøger tryktabet i systemet, og som nødvendiggør en beregning af de enkelte tryktab for beregning af volumenstrømme og dimensionering af komponenter. Derfor introduceres også en ny beregningsmetode, der bedre egner sig til håndtering af systemer med flere komponenter i serie.

Kapitlet indeholder kun beregningsmetoder, der kan udføres på lomme-regner eller i regneark. Der antages stationære forhold, og der betragtes kun én zone med to eller flere åbninger i forskellig højde.

5.1 Naturlige og mekaniske drivtryk

Naturlige drivtryk omfatter termisk drivtryk og vindinduceret drivtryk, mens mekaniske drivtryk udgøres af trykforøgelse gennem ventilator.

5.1.1 Termisk drivtryk

Ifølge By og Byg Anvisning 202 (Terpiger Andersen, 2002) kan det termiske drivtryk over en åbning, der ligger i højden h over gulvplan bestemmes af:

$$\Delta p = \rho_u g (H_o - h) \frac{\Delta T}{T_i} = \rho_i g (H_o - h) \frac{\Delta T}{T_u} \quad (5.01)$$

hvor

- Δp er trykdifferensen, Pa
- ρ_i, ρ_u er henholdsvis inde- og udeluftens massefylde, kg/m³
- g er tyngdeaccelerationen, m/s²
- H_o er den lodrette afstand fra laveste gulvplan til neutralplan, m
- T_i, T_u er henholdsvis inde- og udetemperatur, K
- ΔT er forskellen mellem inde- og udetemperatur, K.

Med positiv temperaturdifferens, dvs. med højere indetemperatur end udetemperatur, fås positiv trykdifferens i åbningerne under neutralplanet svarende til et udvendigt overtryk, der giver en luftstrøm udefra og ind gennem åbningerne. Over neutralplanet fås negativ trykdifferens i åbningerne svarende til et indvendigt overtryk, der giver en luftstrøm indefra og ud gennem åbningerne.

5.1.2 Vindinduceret drivtryk

Ifølge By og Byg Anvisning 202 (Terpiger Andersen, 2002) kan vindtrykket på en bygningsflade bestemmes af:

$$p_v = C_p (\frac{1}{2} \rho_u v_{ref}^2) \quad (5.02)$$

hvor

- p_v er vindtrykket, Pa
- C_p er vindtrykkoefficienten
- v_{ref} er vindhastigheden i en referencehøjde, m/s.

Referencehøjden er den højde over terræn, hvor vindhastigheden er blevet målt samtidig med målingen af vindtrykket til bestemmelse af vindtrykkoeficienten. Referencehøjden vil normalt være bygningshøjden, men man skal være opmærksom på, at vindtrykkoeficienten kan være angivet ved en anden referencehøjde, fx ydervægshøjden.

Det vindinducerede drivtryk over en åbning j bestemmes af:

$$\Delta p_j = p_{v,j} - p_i = C_p (\frac{1}{2} \rho_u v_{ref}^2) - p_i \quad (5.03)$$

hvor

p_i er trykket i bygningen

Trykket i bygningen, p_i , afhænger af forholdet mellem åbningsarealerne på henholdsvis vindsiden og læsiden samt af ventilatorens sugetryk. En positiv trykdifferens giver en indadrettet luftstrøm, og en negativ giver en udadrettet.

5.1.3 Mekanisk drivtryk

Baseret på målt sammenhæng mellem trykforøgelse og volumenstrøm, ventilatorens karakteristik, kan der opstilles et tilnærmet polynomisk udtryk på følgende form:

$$\Delta p_m = a_0 + a_1 q_v + a_2 q_v^2 \quad (5.04)$$

hvor

Δp_m er ventilatorens mekaniske drivtryk, Pa

q_v er volumenstrøm, m³/s

a_0, a_1, a_2, \dots er empirisk bestemte konstanter.

Modellovene giver mulighed for at bestemme karakteristikken for geometrisk ligedannede ventilatorer. Kendes ventilatorkarakteristikken for en bestemt ventilatorstørrelse, D_o , der arbejder ved et bestemt omdrejningstal, N_o , kan karakteristikken for en ventilator af størrelsen D med omdrejningstallet N bestemmes af:

$$\Delta p_m = a_0 \left(\frac{D}{D_o} \right)^2 \left(\frac{N}{N_o} \right)^2 + a_1 \frac{q_v}{\left(\frac{D}{D_o} \right) \left(\frac{N}{N_o} \right)} + a_2 \frac{q_v^2}{\left(\frac{D}{D_o} \right)^4} \quad (5.05)$$

Som eksempel på anvendelse af ligning (5.05) er ventilatorkarakteristikken (for $N/N_o = 1,0$ og $D/D_o = 1,0$) for en ventilator optegnet på Figur 7.2 side 43. Den beregnede karakteristik for en geometrisk ligedannet ventilator ved andre omdrejningstal er ligeledes vist.

5.2 Tryktab i komponenter og strømningsveje

Relationen mellem luftstrøm og tryktab varierer mellem forskellige komponenter. Ved hybrid ventilation vil strømmingen under dimensionerende driftsforhold være turbulent eller i overgangsfasen mellem laminar og turbulent. Under driftsforhold med mindre luftstrømme kan der blive tale om laminar strømning, således at der opstår en lineær sammenhæng mellem trykfald og volumenstrøm. Der kan derfor være behov for forskellige udtryk til bestemmelse af tryktab. På grund af små hastigheder og store temperaturdifferenser kan der også opstå lagdelt strømning i kanaler og komponenter. Tryktab kan i disse tilfælde kun bestemmes eksperimentelt.

I det følgende er de (mest almindeligt) anvendte relationer beskrevet.

5.2.1 Vinduer og andre store åbninger

Volumenstrømmen gennem vinduer og andre store åbninger kan beskrives ved følgende relation (Terpøger Andersen, 2002):

$$q_v = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (5.06)$$

hvor

- q_v er volumenstrømmen, m³/s
- C_d er åbningens udstrømningskoefficient
- A er åbningens geometriske areal, m²
- Δp er trykdifferensen over åbningen, Pa
- ρ er den strømmende lufts massefylde, kg/m³

Åbningens udstrømningskoefficient afhænger af friktionen og kontraktionen i åbningen. For vinduer og andre store åbninger vil friktionen være beskeden og udstrømningskoefficienten vil være i størrelsesordenen 0,6 – 0,7 for skarpkantede åbninger og nærme sig 1,0, hvis åbningskanten er godt afrundet.

Ved omskrivning af (5.06) kan tryktabet over åbningen bestemmes af:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \left(\frac{q_v}{C_d A} \right)^2 \quad (5.07)$$

5.2.2 Ventilationskomponenter

Med ventilationskomponenter forstås fx riste, armaturer, varmeplader, filtre, etc. For disse vedkommende kan der benyttes to forskellige metoder til beskrivelse af sammenhængen mellem volumenstrøm og tryktab. Sammenhængen kan beskrives ved en potensfunktion:

$$q_v = C \Delta p^n \quad (5.08)$$

hvor

- q_v er volumenstrømmen, m³/s
- C er karakteristisk strømningskoefficient for åbningen
- Δp er trykdifferensen over åbningen, Pa
- n er en dimensionsløs eksponent.

Målte værdier for forskellige komponenter findes i håndbøger eller fås fra producenter. Eksponenten n vil have en værdi mellem 0,5 og 1,0, dvs. mellem turbulent og laminar strømning. Typisk vil værdien ligge tæt på 0,6.

5.2.3 Bygningsmæssige kanaler

Trykfaldet i bygningsmæssige kanaler kan som udgangspunkt modelleres ved hjælp af standardudtrykket for turbulent strømning i rør og kanaler:

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \left(\frac{\rho q_v^2}{2A^2} \right) \quad (5.09)$$

hvor

- f er friktionskoefficienten
- L er kanalens længde, m
- D er kanalens hydrauliske diameter, m
- A er kanalens tværsnitsareal, m².

Friktionskoefficienten afhænger af strømningens form, og kan tilnærmelsesvis bestemmes som:

Laminar strømning: $f = 16/Re$ $Re < 2100$

Turbulent strømning: $f = 0.0791/Re^{1/4}$ $Re > 2100$

Friktionskoefficienten har typisk værdier i størrelsesordenen 0,01-0,05 i bygningsmæssige kanaler for naturlig og hybrid ventilation. Tryktabet i kanalen bør være ubetydeligt i forhold øvrige tryktab i systemet.

Man skal dog være opmærksom på, at der ofte vil opstå lagdelt strømning i bygningsmæssige kanaler på grund af luftens over- eller undertemperatur og lave strømningshastighed. Dette kan have betydning for trykfaldet såvel i kanalen som ved efterfølgende strømning gennem andre komponenter, da hastighedsfordelingen over disse således ikke vil være jævn.

5.2.4 Ventilatorer

I et hybrid ventilationssystem vil ventilatoren i kortere eller længere tidsrum være stoppet, og den vil i disse situationer medføre en negativ trykforøgelse, dvs. et tryktab, i systemet. Relationen mellem volumenstrøm og trykforøgelse vil være:

$$q_v = a_1 (-\Delta p_m^{\min})^{a_2} \quad (5.10)$$

hvor

q_v er volumenstrømmen gennem den stoppede ventilator, m^3/s

Δp_m^{\min} er trykdifferensen over den stoppede ventilator, Pa

a_1, a_2 er empirisk bestemte konstanter.

Ligning (5.10) kan omskrives til:

$$\Delta p_m^{\min} = -\left(\frac{q_v}{a_1}\right)^{1/a_2} \quad (5.11)$$

Karakteristikken ved stoppet ventilator kan bestemmes ved måling og konstanterne i ligning (5.11) efterfølgende ved regression. Hvis der forekommer dimensionsændringer eller lydæmpere i forbindelse med ventilatoren, vil det ofte give anledning til yderligere tryktab, som skal tages med i beregningen.

5.2.5 Infiltration i revner og sprækker

Infiltration og exfiltration kan tilnærmest beregnes ved hjælp af et effektivt lækageareal, A_l , der modellerer funktionen af mange små lækageåbninger i bygningskonstruktionen. Metoden kan anvendes til vurdering af ventilationssystemets følsomhed i forhold til infiltration, og luftmængden beregnes af:

$$q_v = A_l \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (5.12)$$

I tætte bygninger vil infiltrationsluftskiftet typisk være $n < 2 \text{ h}^{-1}$ ved en trykdifferens på 50 Pa, mens det for mindre tætte bygninger vil være $n > 10 \text{ h}^{-1}$.

5.3 Volumenstrømsberegning ved opstilling af massebalance

Ved denne metode bestemmes volumenstrømmen gennem den enkelte åbning og zonen som helhed ved opstilling af massebalancen for zonen.

Det indvendige tryk i zonen beregnes ud fra massebalancen. Når det indvendige tryk kendes, kan drivtrykket over hver enkelt åbning bestemmes, og volumenstrømmen beregnes.

5.3.1 Konstant mekanisk luftmængde – udsuget eller indblæst

I situationer hvor det drejer sig om en konstant mekanisk udsuget eller indblæst luftmængde, dvs. hvor ventilatorens ydelse ikke påvirkes af ændringer i det naturlige drivtryk, kan trykdifferensen over de øvrige åbninger, j , bestemmes af:

$$\Delta p_j = \rho_u g (H_{o,ref} - H_j) \frac{\Delta T}{T_i} + C_{p,j} (\frac{1}{2} \rho_u v_{rej}^2) - p_i \quad (5.13)$$

$H_{o,ref}$ er den lodrette afstand fra laveste gulvplan op til et passende valgt referenceniveau, som samtidig er det niveau, hvor det indvendige tryk er p_i .

Referenceniveauet kan eksempelvis være midten af zonen, eller – hvad der beregningsmæssigt er det simpleste – gulvniveauet, hvor $H_{o,ref} = 0$.

Massebalancen for zonen bliver:

$$\sum \left(q_{v,j} \frac{\Delta p_j}{|\Delta p_j|} \right) + q_m = 0 \quad (5.14)$$

hvor q_m er negativ for udsuget luftmængde og positiv for indblæst luftmængde. For luftmængden gennem de enkelte åbninger indsættes den gældende relation for åbningstypen, ligningerne (5.06) – (5.12). Massebalance-ligningen løses numerisk ved iteration.

Når det indvendige tryk er fundet, kan volumenstrømmen gennem de enkelte åbninger bestemmes af den gældende ligning for åbningstypen, ligningerne (5.06) – (5.12), hvorefter den samlede volumenstrøm gennem zonen kan findes.

Beregningerne gælder for ensartet indetemperatur. De vil dog også gælde med god tilnærmelse ved lodret temperaturgradient, når der anvendes en ensartet indetemperatur svarende til middeltemperaturen.

5.3.2 Konstant omdrejningstal for ventilator

I situationer hvor ventilatoren fungerer ved konstant omdrejningstal, og trykforholdene i og udenfor bygningen vil kunne påvirke ventilatorens ydelse, dvs. ventilatorens trykydelse er lille i forhold til trykdifferenser skabt af naturlige drivkræfter, må ventilatorens karakteristik indgå i beregningen af systemets massebalance. Ligning (5.14) får således følgende udseende:

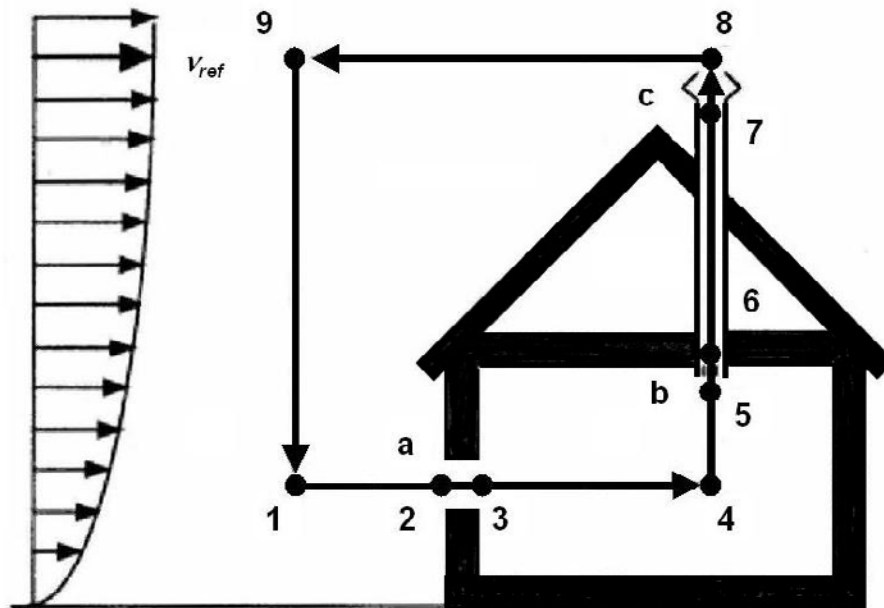
$$\sum \left(q_{v,j} \frac{\Delta p_j}{|\Delta p_j|} \right) \pm (B_1 + B_2 \Delta p_m + B_3 \Delta p_m^2) = 0 \quad (5.15)$$

hvor konstanterne B_1 , B_2 og B_3 bestemmes på baggrund af ventilatorens karakteristik ved det pågældende omdrejningstal. Luftmængden gennem ventilatoren regnes negativ for udsuget luftmængde og positiv for indblæst luftmængde.

Massebalanceligningen løses numerisk ved iteration. Når det indvendige tryk er fundet, kan volumenstrømmen gennem de enkelte åbninger og ventilatoren bestemmes af den gældende ligning for åbningstypen, ligningerne (5.06) – (5.12), hvorefter den samlede volumenstrøm gennem zonen kan findes.

5.4 Volumenstrømsberegning ved opstilling af "loop equations"

Beregningsmodellen formuleres ved at idealisere ventilationssystemet som en række kontrolvoluminer, fx rum, zoner, kanaler, etc. forbundet gennem en række komponenter eller strømningssveje, fx vinduer, døre, ventilationskomponenter, armaturer, etc.



Figur 5.1. Idealisering af ventilationssystem for en bygning (Efter Axley, 2001).

Et eksempel på dette er vist i Figur 5.1, hvor et enkelt rum er modelleret med en indtagsåbning (a), et aftræksarmatur i rummet (b), en aftrækskanal (b-c), samt en ventilator og afkasthætte (c). Kontrolvoluminerne i dette tilfælde er rummet og aftrækskanalen, mens strømningskomponenterne er indtag, aftræksarmatur, ventilator og afkasthætte.

Diskrete knudepunkter identificeres (nummererede punkter i Figur 5.1) med tilhørende værdier for temperatur og tryk. Temperaturen regnes konstant i hvert kontrolvolumen, og trykket regnes at variere hydrostatisk.

Beregningsmodellens bestemmende ligninger opstilles ved at summere udtryk for trykændringer langs en kontinuert strømningsløkke gennem bygningen. En løkke følger en mulig strømningsvej for luften fra knudepunkt til knudepunkt tilbage til det oprindelige knudepunkt. Med Figur 5.1 som eksempel vil en mulig løkke være at følge strømningsvejen 1-2-3-4-5-6-7-8-9 og tilbage til 1. Summen af trykændringerne langs løkken skal være 0.

Ved anvendelse af relationer for drivtryk og tryktab i komponenter i afsnit 5.1 side 30 og afsnit 5.2 side 31 kan de bestemmende ligninger for løkkerne opstilles. Med udgangspunkt Figur 5.1 startende med knudepunkt 1, P_{10} , og bevægelse i strømningsretningen summeres først trykstigningen på grund af vindtrykket på facaden ved knudepunkt 2, dernæst tryktabet gennem indtaget (vindue), det hydrostatiske trykfald ved højdeændringen fra knudepunkt 4 til 5, tryktabet gennem aftræksarmaturet, etc. For hele løkken fås følgende ligning:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}C_{p,2}\rho_u v_{ref}^2 - \Delta p_a - \rho_i g \Delta H_{45} - \Delta p_b - \Delta p_{bc} - \rho_s g \Delta H_{58} + \Delta p_m \\ - \Delta p_c - \frac{1}{2}C_{p,8}\rho_u v_{ref}^2 + \rho_u g \Delta H_{91} = 0 \end{aligned} \quad (5.16)$$

hvor

$$\Delta p_a = \frac{\rho}{2} \left(\frac{q_v}{C_d A} \right)^2 \quad (\text{tryktab gennem vindue}) \quad (5.17)$$

$$\Delta p_b = \left(\frac{q_v}{C_b} \right)^{1/n} \quad (\text{tryktab gennem aftræksarmatur}) \quad (5.18)$$

$$\Delta p_{bc} = f \frac{L}{D} \left(\frac{\rho q_v^2}{2A^2} \right)^2 \quad (\text{tryktab i aftrækskanal}) \quad (5.19)$$

$$\Delta p_m = a_o \left(\frac{D}{D_o} \right)^2 \left(\frac{N}{N_o} \right)^2 + a_1 \frac{q_v}{\left(\frac{D}{D_o} \right)} \left(\frac{N}{N_o} \right) + a_2 \frac{q_v^2}{\left(\frac{D}{D_o} \right)^4} \quad (\text{trykforøgelse i ventilator}) \quad (5.20)$$

$$\Delta p_c = \left(\frac{q_v}{C_c} \right)^{1/n} \quad (\text{tryktab i afkasthætte}) \quad (5.21)$$

Ligning (5.16) kan synes noget kompliceret, men indeholder kun:

- En summering af hydrostatiske trykændringer, der resulterer i det termiske drivtryk, Δp_t
- En summering af vindtryk på bygningen, der resulterer i det totale vindtryk, Δp_v
- En summering af tryktabet i komponenter og strømningsveje langs løkken, Δp_l

Ligning (5.16) kan således skrives:

$$\Delta p_a + p_b + \Delta p_{bc} - \Delta p_{vent} + \Delta p_c = g(-\rho_i \Delta H_{45} - \rho_s \Delta H_{58} + \rho_u \Delta H_{91}) + (C_{p,2} - C_{p,8})^{1/2} \rho_u v_{ref}^2 \quad (5.22)$$

eller på generel form som:

$$\sum \Delta p_{ij} = g \sum \rho_{ij} \Delta H_{ij} + (\Delta C_p)^{1/2} \rho_u v_{ref}^2 \quad (5.23)$$

hvor

- Δp_{ij} er positiv for strømning i løkkens retning (med undtagelse af ventilatorbidraget)
- ΔH_{ij} er positiv for faldende og negativ for stigende højde langs løkken
- ρ_{ij} er luftdensiteten hørende til zonen, hvori højdeændringen foregår
- ΔC_p er summen af trykkoefficienter, hvor C_p summeres positivt langs løkken fra omgivelser til vægfladen og negativt fra vægfladen til omgivelserne

6 Beregning af energiforbrug

6.1 Varmeforbrug

Gradtimerne i Tabel 6.1 kan bruges til at bestemme varmekonsumet til opvarmning af ventilationsluften. Ved bestemmelse af gradtimerne er det antaget, at den resterende opvarmning af ventilationsluften fra indblæsnings-temperatur til rumtemperatur sker med varmetilskuddet i rummene. Hvis dette ikke er tilfældet, kan der som tilnærmelse antages en højere indblæsningstemperatur. Hvis driftstiden afviger fra de i tabellen viste, kan det antages, at varmekonsumet er proportionalt med driftstiden, blot der tages udgangspunkt i den driftsperiode, som stemmer bedst med de aktuelle forhold.

Tabel 6.1. Gradtimer ifølge DRY til opvarmning af ventilationsluft henholdsvis uden og med varmegenvinding. Rumtemperatur 21 °C.

Periode	Indblæsningstemperatur °C	Varmegenvinding		
		Ingen	60 %	80 %
Hele døgnet 8760 timer/år	16	76.200	9.500	100
	18	92.000	19.600	1.600
	20	108.500	33.600	9.800
Kl. 8-17 3285 timer/år	16	23.800	2.800	0
	18	29.100	6.000	400
	20	35.000	10.600	3.000

6.2 Elforbrug

Ved beregning af elforbruget til ventilatorer i ventilatorunderstøttet naturlig ventilation skal det bestemmes, hvor meget det naturlige drivtryk bidrager til lufttransporten. Til dette kan Tabel 6.2 - Tabel 6.11, side 38 - 41 benyttes.

Det termiske drivtryk ved 5 meters højdeforskel mellem ind- og udløb ifølge DRY er vist i Tabel 6.2 for opvarmningssæsonen oktober til april samt for sommerhalvåret maj til september og sommermånederne juni til august. Der er angivet fraktiler for henholdsvis hele døgnet, en typiske arbejdstid kl. 8 - 17 og et typisk natkølingstidsrum kl. 24 - 8. Der er forudsat en rumtemperatur på minimum 21 °C, og at rumtemperaturen altid er mindst 2 °C højere end udetemperaturen. Det termiske drivtryk er proportionalt med højdeforskellen mellem ind- og udløb. Det termiske drivtryk ved anden højdeforskel mellem ind- og udløb kan bestemmes ved at gange tallene i Tabel 6.2 med den aktuelle højdeforskel mellem ind- og udløb divideret med 5 meter.

I Tabel 6.3 - Tabel 6.6 er for de fire hovedorienteringer nord, øst, syd og vest vist det naturlige drivtryk for en bygning med luftindtag i facaden og aftræk over tag. Forudsætningerne fremgår af tabelteksten.

For bygninger med tværv ventilation kan Tabel 6.7 - Tabel 6.10 benyttes. Tabel 6.7 og Tabel 6.8 benyttes, når det har betydning, om drivtrykket er positivt eller negativt, og dermed om luften strømmer ind eller ud gennem facaden. Det kan fx være, hvor der er rum langs én facade, og det ønskes bestemt om luften kommer til rummet udefra eller fra naborum.

I Tabel 6.9 og Tabel 6.10 er tilsvarende vist drivtrykket fra vind, uafhængigt af om det er positivt eller negativt. Dette kan fx bruges, hvor der er rum, som går på tværs af bygningen, eller det ikke har betydning, om luften kommer udefra eller fra naborum.

Tabel 6.2. Termisk drivtryk i Pa ifølge DRY. 5 meters højdeforskel mellem ind- og udløb. Indetemperatur minimum 21 °C og mindst 2 °C højere end udetemperaturen.

Tidsrum	Periode	Maksimalt termisk drivtryk i Pa for bestemte fraktiler						
		5 %	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %	95 %
Hele døgnet	okt.-apr.	2,0	2,3	3,2	3,8	4,4	5,2	5,8
	maj-sep.	0,4	0,4	1,0	1,4	1,9	2,5	2,9
	juni-aug.	0,4	0,4	0,7	1,1	1,5	2,0	2,3
Kl. 8-17	okt.-apr.	1,7	2,0	2,9	3,6	4,1	4,9	5,3
	maj-sep.	0,4	0,4	0,5	0,9	1,3	1,8	2,1
	juni-aug.	0,4	0,4	0,4	0,7	1,0	1,4	1,7
Kl. 24-8	okt.-apr.	2,3	2,7	3,5	4,1	4,6	5,6	6,4
	maj-sep.	0,8	1,0	1,5	1,9	2,3	3,0	3,3
	juni-aug.	0,6	0,8	1,3	1,7	1,9	2,3	2,6

Tabel 6.3. Drivtryk fra vind i Pa for nordvendt facade. Forstadsområde, 5 m bygningshøjde, tag med lille hældning (<10°), aftræk over tag og rektangulær grundplan. Omkringliggende bygninger og lignende er halvt så høje som bygningen.

Tidsrum	Periode	Maksimalt drivtryk fra vind i Pa for bestemte fraktiler						
		5 %	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %	95 %
Hele døgnet	okt.-apr.	0,0	0,0	0,1	0,4	1,2	3,5	5,7
	maj-sep.	0,0	0,0	0,1	0,2	0,9	3,0	4,7
	juni-aug.	0,0	0,0	0,1	0,2	1,0	3,4	4,9
Kl. 8-17	okt.-apr.	0,0	0,0	0,2	0,5	1,6	4,4	6,6
	maj-sep.	0,0	0,0	0,2	0,7	1,9	4,2	5,9
	juni-aug.	0,0	0,0	0,2	0,8	2,4	4,8	6,6
Kl. 24-8	okt.-apr.	0,0	0,0	0,1	0,3	0,9	3,1	5,3
	maj-sep.	0,0	0,0	0,0	0,1	0,4	1,6	2,8
	juni-aug.	0,0	0,0	0,0	0,1	0,5	1,9	3,0

Tabel 6.4. Drivtryk fra vind i Pa for østvendt facade. Forstadsområde, 5 m bygningshøjde, tag med lille hældning (<10°), aftræk over tag og rektangulær grundplan. Omkringliggende bygninger og lignende er halvt så høje som bygningen.

Tidsrum	Periode	Maksimalt drivtryk fra vind i Pa for bestemte fraktiler						
		5 %	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %	95 %
Hele døgnet	okt.-apr.	0,0	0,0	0,1	0,5	1,3	4,6	6,9
	maj-sep.	0,0	0,0	0,1	0,2	0,6	2,4	4,2
	juni-aug.	0,0	0,0	0,1	0,2	0,5	2,0	3,2
Kl. 8-17	okt.-apr.	0,0	0,0	0,2	0,6	1,5	4,8	7,2
	maj-sep.	0,0	0,1	0,2	0,5	1,0	3,3	5,2
	juni-aug.	0,0	0,0	0,2	0,4	0,9	2,9	4,5
Kl. 24-8	okt.-apr.	0,0	0,0	0,1	0,4	1,1	4,3	6,2
	maj-sep.	0,0	0,0	0,0	0,1	0,3	1,7	3,0
	juni-aug.	0,0	0,0	0,0	0,1	0,2	1,4	2,1

Tabel 6.5. Drivtryk fra vind i Pa for sydvendt facade. Forstadsområde, 5 m bygningshøjde, tag med lille hældning (<10°), aftræk over tag og rektangulær grundplan. Omkringliggende bygninger og lignende er halvt så høje som bygningen.

Tidsrum	Periode	Maksimalt drivtryk fra vind i Pa for bestemte fraktiler						
		5 %	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %	95 %
Hele døgnet	okt.-apr.	0,0	0,0	0,3	1,1	2,2	5,4	7,4
	maj-sep.	0,0	0,0	0,1	0,6	1,6	3,7	5,1
	juni-aug.	0,0	0,0	0,1	0,5	1,2	3,1	4,0
Kl. 8-17	okt.-apr.	0,0	0,1	0,5	1,5	2,9	6,1	8,2
	maj-sep.	0,0	0,1	0,4	1,2	2,7	5,3	7,0
	juni-aug.	0,0	0,1	0,3	0,9	2,1	4,0	5,1
Kl. 24-8	okt.-apr.	0,0	0,0	0,1	0,9	2,0	4,8	6,5
	maj-sep.	0,0	0,0	0,0	0,3	0,9	2,2	3,1
	juni-aug.	0,0	0,0	0,0	0,2	0,7	1,7	2,5

Tabel 6.6. Drivtryk fra vind i Pa for vestvendt facade. Forstadsområde, 5 m bygningshøjde, tag med lille hældning (<10°), aftræk over tag, rektangulær grundplan og omkringliggende bygninger og lignende er halvt så høje som bygningen.

Tidsrum	Periode	Maksimalt drivtryk fra vind i Pa for bestemte fraktiler						
		5 %	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %	95 %
Hele døgnet	okt.-apr.	0,0	0,0	0,2	0,6	1,9	7,9	12,5
	maj-sep.	0,0	0,0	0,1	0,6	2,0	6,5	9,4
	juni-aug.	0,0	0,0	0,1	0,5	1,9	6,1	8,9
Kl. 8-17	okt.-apr.	0,0	0,1	0,3	0,9	2,7	9,5	13,9
	maj-sep.	0,0	0,1	0,4	1,6	3,6	8,7	12,6
	juni-aug.	0,0	0,1	0,4	1,6	3,5	7,5	10,6
Kl. 24-8	okt.-apr.	0,0	0,0	0,1	0,5	1,6	7,1	11,3
	maj-sep.	0,0	0,0	0,0	0,2	1,1	3,5	6,3
	juni-aug.	0,0	0,0	0,0	0,2	1,0	3,2	5,3

Tabel 6.7. Drivtryk fra vind i Pa for sydvendt facade. Tværvæntilation. Forstadsområde, 5 m bygningshøjde og rektangulær grundplan. Omkringliggende bygninger og lignende er halvt så høje som bygningen.

Tidsrum	Periode	Maksimalt drivtryk fra vind i Pa for bestemte fraktiler						
		5 %	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %	95 %
Hele døgnet	okt.-apr.	-3,7	-2,0	0,0	0,2	1,4	4,1	6,0
	maj-sep.	-3,7	-2,0	0,0	0,0	0,9	2,8	4,1
	juni-aug.	-4,2	-2,8	-0,1	0,0	0,5	2,4	3,1
Kl. 8-17	okt.-apr.	-4,7	-2,5	0,0	0,5	1,9	4,7	6,5
	maj-sep.	-4,7	-3,1	-0,6	0,2	1,9	4,2	5,8
	juni-aug.	-5,0	-4,0	-1,6	0,0	1,3	3,3	4,3
Kl. 24-8	okt.-apr.	-3,5	-1,6	0,0	0,1	1,1	3,7	5,5
	maj-sep.	-1,9	-0,7	0,0	0,0	0,5	1,6	2,4
	juni-aug.	-2,4	-1,2	0,0	0,0	0,3	1,3	1,8

Tabel 6.8. Drivtryk fra vind i Pa for vestvendt facade. Tværvæntilation. Forstadsområde, 5 m bygningshøjde og rektangulær grundplan. Omkringliggende bygninger og lignende er halvt så høje som bygningen.

Tidsrum	Periode	Maksimalt drivtryk fra vind i Pa for bestemte fraktiler						
		5 %	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %	95 %
Hele døgnet	okt.-apr.	-6,2	-4,2	-0,5	0,0	1,6	7,3	11,5
	maj-sep.	-3,7	-2,0	0,0	0,3	1,9	6,0	8,8
	juni-aug.	-2,9	-1,6	0,0	0,3	1,8	5,6	7,9
Kl. 8-17	okt.-apr.	-6,5	-4,4	-0,8	0,2	2,4	8,9	12,5
	maj-sep.	-4,8	-2,9	-0,1	1,3	3,2	7,8	11,7
	juni-aug.	-4,2	-2,6	0,0	1,2	3,1	7,0	9,7
Kl. 24-8	okt.-apr.	-5,7	-3,9	-0,3	0,0	1,3	6,4	10,4
	maj-sep.	-2,8	-1,5	0,0	0,0	1,0	3,1	5,7
	juni-aug.	-2,0	-1,2	0,0	0,0	0,8	3,0	5,0

Tabel 6.9. Drivtryk fra vind i Pa ved tværvæntilation. Nord- og sydvendte facader. Tværvæntilation. Forstadsområde, 5 m bygningshøjde og rektangulær grundplan. Omkringliggende bygninger og lignende er halvt så høje som bygningen.

Tidsrum	Periode	Maksimalt drivtryk fra vind i Pa for bestemte fraktiler						
		5 %	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %	95 %
Hele døgnet	okt.-apr.	0,0	0,0	0,3	1,1	2,2	5,1	7,3
	maj-sep.	0,0	0,0	0,1	0,8	1,8	3,9	5,4
	juni-aug.	0,0	0,0	0,1	0,8	1,8	3,7	5,0
Kl. 8-17	okt.-apr.	0,0	0,0	0,7	1,5	2,9	5,8	7,8
	maj-sep.	0,0	0,0	0,9	1,8	2,9	5,5	7,1
	juni-aug.	0,0	0,0	0,9	1,9	2,9	4,9	6,2
Kl. 24-8	okt.-apr.	0,0	0,0	0,1	0,8	1,9	4,7	6,9
	maj-sep.	0,0	0,0	0,0	0,3	0,9	2,4	3,5
	juni-aug.	0,0	0,0	0,0	0,3	0,8	1,9	3,2

Tabel 6.10. Drivtryk fra vind i Pa ved tværvæntilation. Øst- og vestvendte facader. Tværvæntilation. Forstadsområde, 5 m bygningshøjde og rektangulær grundplan. Omkringliggende bygninger og lignende er halvt så høje som bygningen.

Tidsrum	Periode	Maksimalt drivtryk fra vind i Pa for bestemte fraktiler						
		5 %	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %	95 %
Hele døgnet	okt.-apr.	0,0	0,0	0,5	1,7	3,8	9,1	12,5
	maj-sep.	0,0	0,0	0,3	1,2	2,8	6,9	9,2
	juni-aug.	0,0	0,0	0,3	1,1	2,4	5,9	8,1
Kl. 8-17	okt.-apr.	0,0	0,1	0,9	2,3	4,5	10,4	14,5
	maj-sep.	0,0	0,2	1,2	2,4	4,2	8,9	12,1
	juni-aug.	0,0	0,1	1,1	2,3	4,1	7,2	10,0
Kl. 24-8	okt.-apr.	0,0	0,0	0,3	1,4	3,1	7,8	11,4
	maj-sep.	0,0	0,0	0,0	0,5	0,8	4,2	6,1
	juni-aug.	0,0	0,0	0,0	0,5	0,4	3,1	5,4

Tabel 6.11. Korrektionsfaktor for terræntype og bygningshøjde. Reference er forstadsområde og en bygningshøjde på 5 meter, som er anvendt i tabellerne over drivtrykket fra vind.

Terræntype	Bygningshøjde			
	3 m	5 m	10 m	20 m
Åbent, fladt landskab	1,6	1,7	1,9	2,2
Landskab med spredt bevoksning	1,2	1,4	1,6	1,8
Forstadsområder	0,9	1,0	1,2	1,4
Bycentrum	0,6	0,7	0,9	1,1

Hvis terræntype eller bygningshøjde afviger fra det der er anvendt i Tabel 6.2 - Tabel 6.10, kan korrektionsfaktoren i Tabel 6.11 anvendes. Overslagsmæssigt er drivtrykket fra vind ca. 30 % større for fritliggende bygninger og ca. 30 % mindre, hvis omgivende bygninger har samme højde som den aktuelle bygning.

Som tilnærmelse kan værdierne for vind og termik summeres. I Figur 6.1 er sammenlignet en simpel summation af fraktilerne med en beregning der tager hensyn til den faktiske samtidighed af drivtryk fra termik og vind.

Hvis den hybride ventilation kører on-off kan andelen, a af driftstiden med naturlig ventilation bestemmes som:

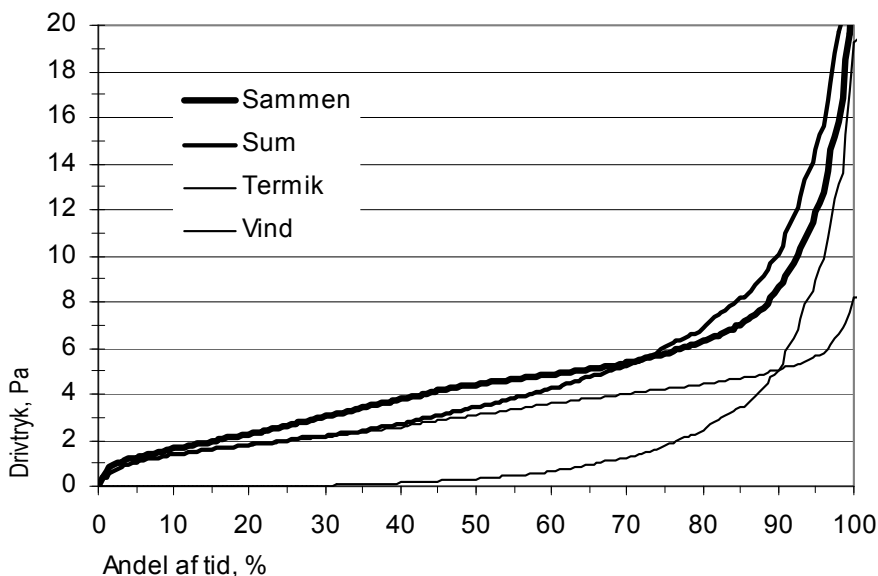
$$a = \frac{q_h - q_b}{q_h - q_n} \quad (6.1)$$

hvor

q_h er volumenstrømmen ved hybrid ventilation, m³/s

q_n er volumenstrømmen ved naturlig ventilation, m³/s

q_b er volumenstrømsbehovet, m³/s



Figur 6.1. Varighedskurve for drivtryk fra henholdsvis vind, termik og samlet virkning af vind og termik. Desuden simpel summation af drivtrykket for vind og termik. Data er for vestvendt facade svarende til Tabel 6.6. Tiden er samtlige årets timer.

7 Komponenter

I dette kapitel beskrives egenskaber for komponenter til anvendelse i hybrid ventilation. Der er især fokuseret på komponenter til anvendelse i ventilator-understøttet naturlig ventilation.

7.1 Ventilatorer

I forbindelse med hybrid ventilation vil der ofte skulle anvendes ventilatorer med væsentlig lavere trykydelse end almindelige ventilatorer i mekaniske ventilationsanlæg. I Figur 7.2 side 43 er vist et eksempel på ventilator karakteristisk for en sådan ventilator. Denne ventilator anvendes også i de øvrige eksempler i dette afsnit og i eksemplet i kapitel 9.

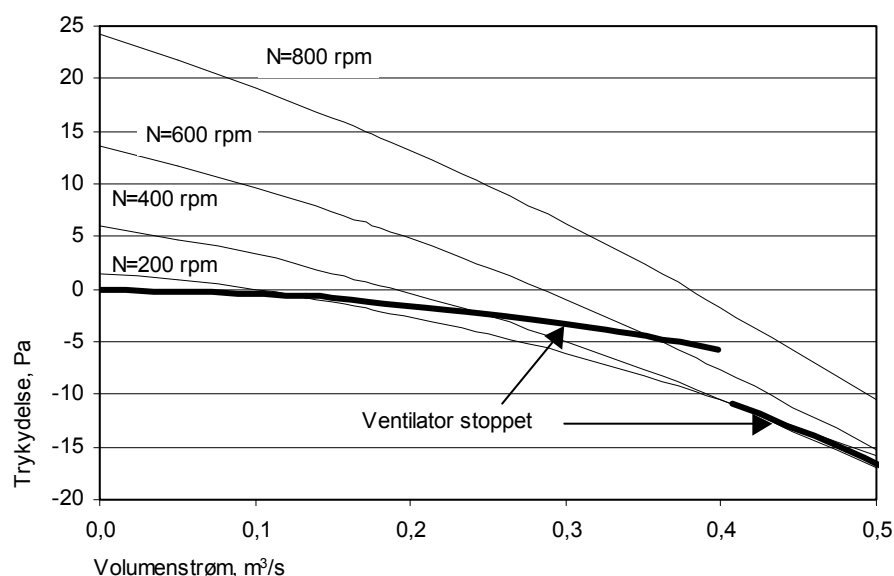
På baggrund af den målte sammenhæng mellem trykforøgelse og volumenstrøm kan ventilator karakteristikkene ved et omdrejningstal på 600 rpm beskrives ved følgende tilnærmede polynomiske udtryk (ligning 5.04):

$$\Delta p_m = 13,6 - 34,6q_v - 46,2q_v^2 \quad (7.01)$$

Den beregnede ventilator karakteristisk er vist i Figur 7.1 nedenfor. Ligeledes er ventilator karakteristikkene ved andre omdrejningstal vist. Disse er beregnet ved hjælp af ligning (5.05):

$$\Delta p_m = 13,6 \left(\frac{N}{600} \right)^2 - 34,6q_v \left(\frac{N}{600} \right) - 46,2q_v^2 \quad (7.02)$$

Relationen mellem volumenstrøm og tryktab for stoppet ventilator er også vist i Figur 7.1. Der forekommer et spring i tryktabs karakteristikkene ved en volumenstrøm omkring 0,4 m³/s, idet ventilatorhjulet begynder at løbe med. Tryktabet over ventilatoren, der kan beskrives ved hjælp af ligning (5.10), må som følge heraf angives ved to forskellige udtryk med hvert sit gyldighedsområde:

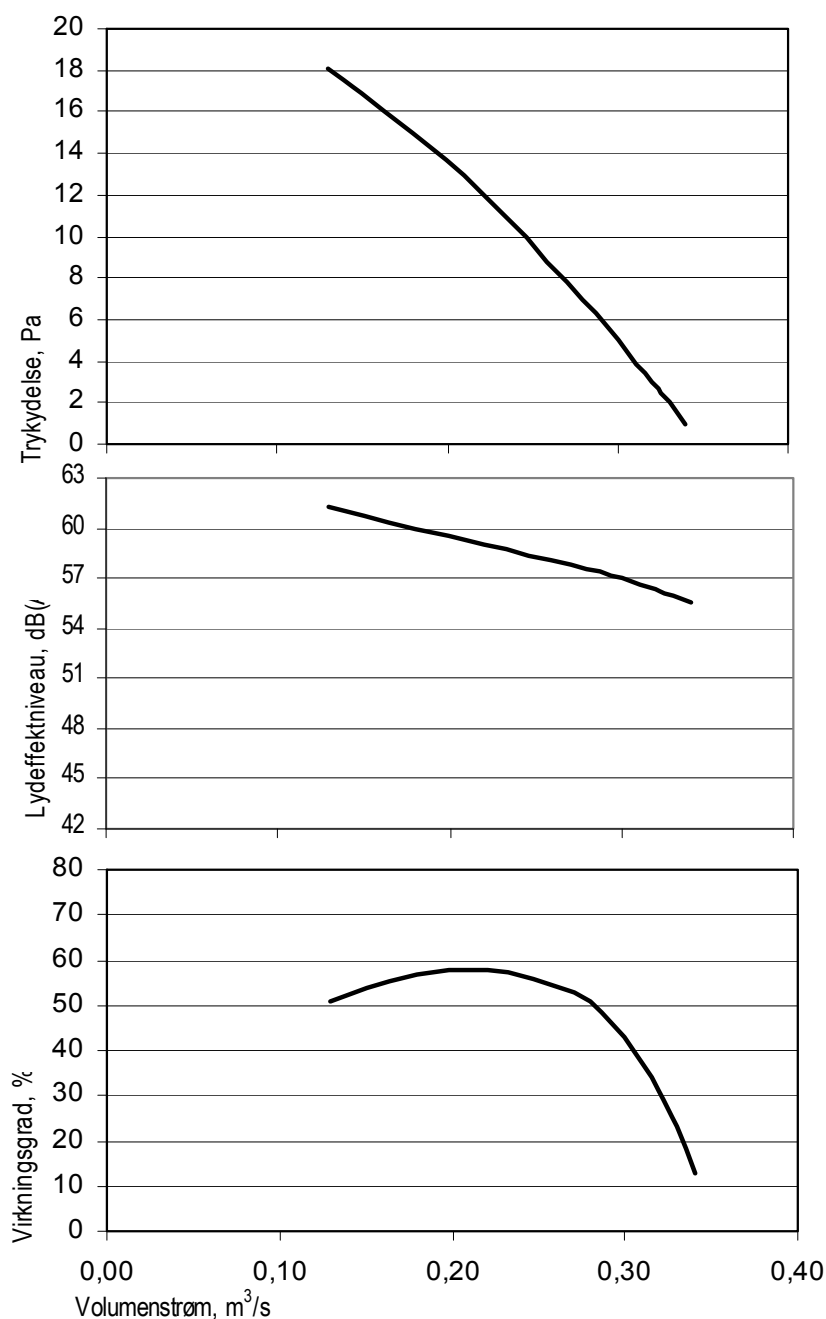


Figur 7.1. Ventilator karakteristisk for en typisk lavtryksventilator. 4-bladet aksialventilator ø 500.

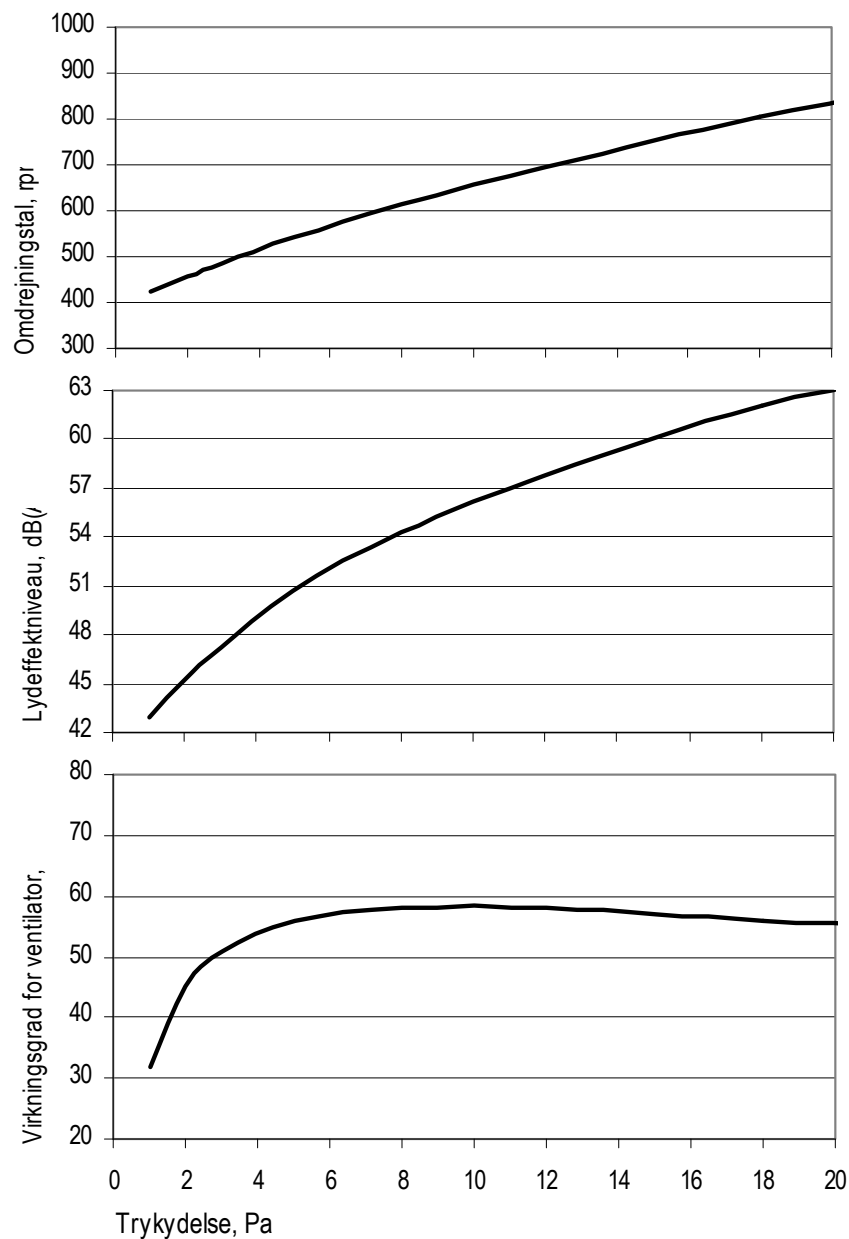
$$\Delta p_m^{\min} = -\left(\frac{q_v}{0,16}\right)^{1/0,53} \text{ for } q_v < 0,4 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (7.03)$$

$$\Delta p_m^{\min} = -\left(\frac{q_v}{0,12}\right)^{1/0,50} \text{ for } q_v > 0,4 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (7.04)$$

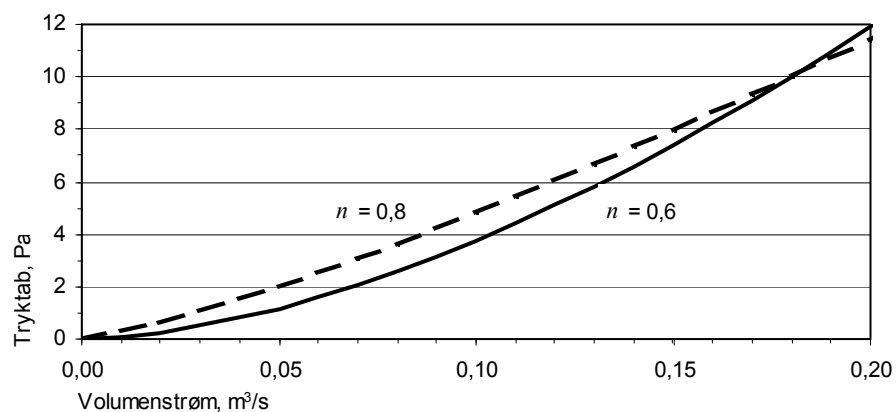
I hybride ventilationsanlæg vil en varierende del af drivtrykket blive dækket af termik og vind. I eksemplet i Figur 7.3 side 44 er for en omdrejnings-talstyret ventilator vist omdrejningstal, lydeffektniveau og ventilatorvirknings-grad i afhængighed af trykydelsen for den samme ventilator som i Figur 7.2. Ventilatoren i eksemplet er dimensioneret for en volumenstrøm på 0,18 m³/s ved en trykydelse på 10 Pa, som svarer til det dimensionerende tryktab i sy-stemet uden medvirken fra termik og vind. Dataene i Figur 7.3 er fra produ-centens produktvalgsprogram. Når der er vist data for større trykydelse end 10 Pa, er det blandt andet fordi især vinden kan have en retning, der virker i modsat retning af ventilatoren.



Figur 7.2. Ventilator karakteristisk, lydeffektniveau og virkningsgrad i afhængighed af volumenstrømmen for en typisk lavtryksventilator. 4-bladet aksialventilator ø 500, 750 rpm.



Figur 7.3. Omdrejningstal, lydeffektniveau og ventilatorvirkningsgrad i afhængighed af trykdelsen for en aksialventilator med lav facehastighed i et hybrid ventilationssystem. Konstant volumenstrøm gennem ventilatoren og variabelt omdrejningstal.



Figur 7.4. Sammenhæng mellem tryktab og volumenstrøm for et typisk hybridt ventilationsanlæg.

For at begrænse varme- og elforbruget vil det ofte være hensigtsmæssigt at reducere volumenstrømmen svarende det aktuelle behov i rummene. I Figur 7.4 er vist sammenhængen mellem volumenstrøm og tryktab i et typisk hybridt ventilationssystem. Selv en mindre reduktion af volumenstrømsbehovet vil betyde en væsentlig reduktion af tryktabet, og øge muligheden for at drivtrykket kan klares alene eller i større udstrækning med drivkræfter fra termik og vind. Ved optegning af karakteristikken i Figur 7.4 er der taget udgangspunkt i dimensioneringstilstanden 0,18 m³/s og 10 Pa samt antaget en eksponent, n på henholdsvis 0,6 og 0,8 i formel (5.08).

Det meste af driftstiden vil ventilatorens trykydelse og volumenstrøm i et hybridt ventilationssystem normalt afvige fra dimensioneringstilstanden på grund af indflydelsen fra termik og vind samt variation i belastningen i rummene. For omdrejningstalstyrede ventilatorer kan det nødvendige omdrejningstal, n bestemmes af:

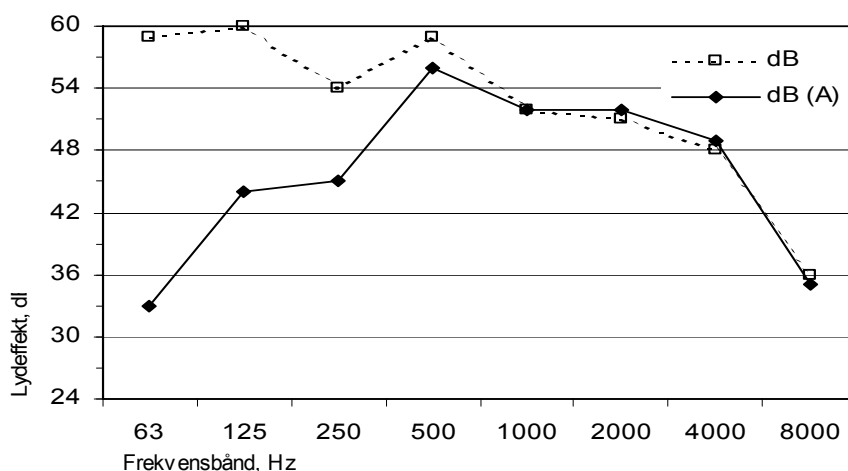
$$\frac{n}{n_0} = \frac{-a_1 \cdot q_v + \sqrt{(a_1 \cdot q_v)^2 - 4 \cdot a_0 \cdot (a_2 \cdot q_v^2 - \Delta p)}}{2 \cdot a_0} \quad (7.05)$$

hvor

- n_0 er omdrejningstallet ved dimensioneringstilstanden
- a_0 , a_1 og a_2 er konstanterne, der beskriver ventilatorkarakteristikken ved omdrejningstallet n_0
- q_v er den ønskede volumenstrøm, m³/s
- Δp er ventilatorens nødvendige trykydelse, Pa.

Formlen kan blandt andet bruges til at bestemme omdrejningstallet for ventilatoren ved trykydelse 0 Pa, dvs. det omdrejningstal ventilatoren skal op på, før den yder et tryk, der bidrager til lufttransporten, når der i forvejen er en luftstrøm på grund af naturligt drivtryk. Hvis ventilatoren er indkoblet og har et omdrejningstal, der er væsentligt lavere end svarende til nultrykket, kan den bremse luften mere end en frit drejende ventilator. Visse motorer og frekvensomformere kan i øvrigt tage skade af at fungere som bremse.

Et væsentligt problem ved projektering af hybrid ventilation vil ofte være at håndtere støjen fra ventilatoren, se eksemplet på lydeffekt fra en aksialventilator til hybrid ventilation i Figur 7.5. Lydprofil og -niveau afhænger af den aktuelle ventilatorudformning og af arbejdsområdet. Det vil derfor altid være nødvendigt at indhente data for den aktuelle ventilator.



Figur 7.5. Eksempel på støj fra aksialventilator til et hybridt ventilationsanlæg. Ventilatoren fra Figur 7.2 side 43 med omdrejningstal 750 rpm, trykydelse 11,8 Pa og volumenstrøm 0,223 m³/s.

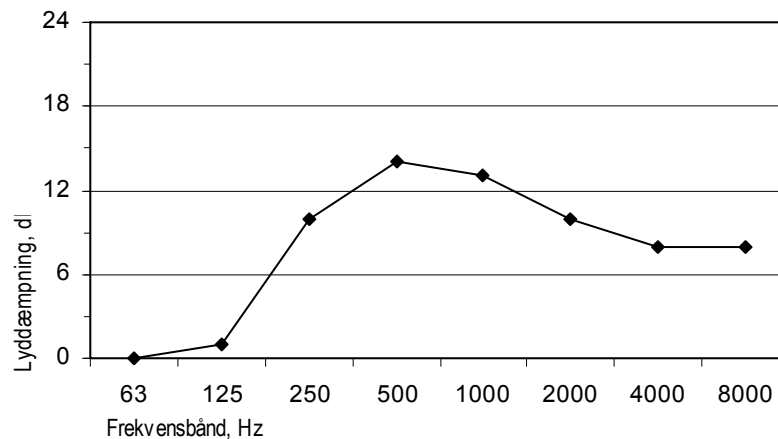
7.2 Lyddæmpning

I hybride ventilationsanlæg vil det normalt være støjen fra ventilatoren, der er kritisk for bestemmelsen af den nødvendige lyddæmpning. På grund af ønsket om lavt tryktab vil der sjældent være væsentlig støj fra armaturer og lignende i ventilationssystemet.

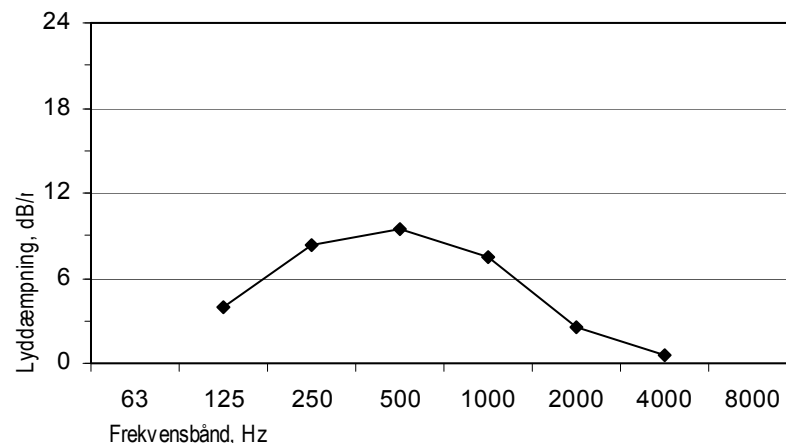
I Figur 7.6 nedenfor er vist lyddæmpningen i en typisk lyddæmper. En anden mulighed, hvis der er bygnings-skakte, er at beklæde skaktene med lyddæmpende materiale, se Figur 7.7. Der vil sjældent være anden væsentlig lyddæmpning i ventilationsanlægget. Vedrørende beregning af støjforhold og lyddæmpning se fx (Stampe, 1998).

7.3 Motorer

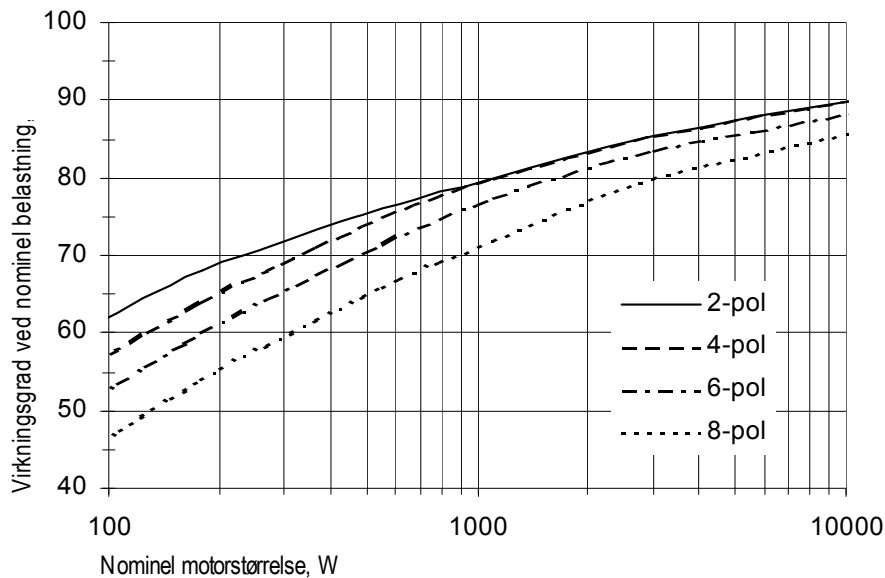
Dimensionering, valg og styring af motorer til ventilatorer i hybrid ventilation kan have stor betydning for elforbruget. I Figur 7.8 er vist typisk virkningsgrad for 3-fasede motorer ved nominal belastning. For 3-fasede motorer over 1,1 kW er der et europæisk klassificeringssystem for motorers energieffektivitet, som gør det muligt at vælge særligt energieffektive motorer med høj virkningsgrad. Det samme kan gøres med mindre motorer, men i så fald må der baseres på individuelle data for den aktuelle motorstørrelse. For to-hastighedsmotorer er virkningsgraden typisk 5 %-point lavere. For én-fasede motorer er i Figur 7.9 tilsvarende vist virkningsgraden for typiske motorer.



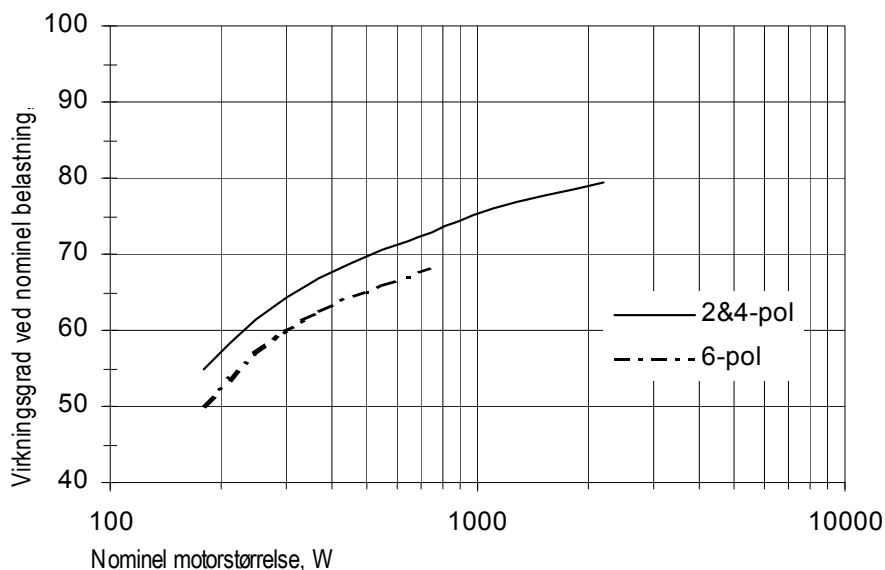
Figur 7.6. Lyddæmpning i typisk lyddæmper. \varnothing 500, længde 0,5 m.



Figur 7.7. Eksempel på lyddæmpning i ventilationsskakt. Betonskakt med 80 mm akustisk dæmpende mineraluld. Frit tværsnit 400x400 mm.



Figur 7.8. Typisk virkningsgrad for 3-fasede motorer ved nominel belastning.

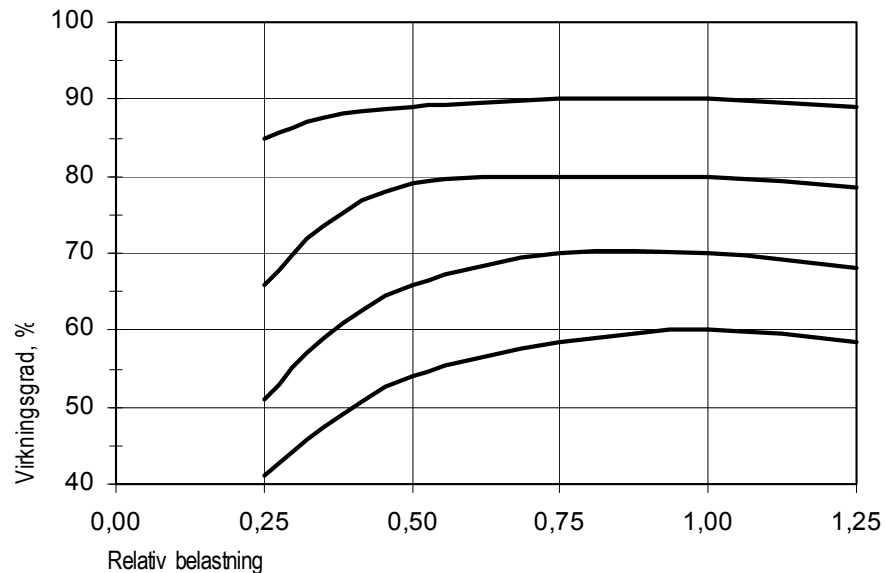


Figur 7.9. Typisk virkningsgrad for én-fasede motorer ved nominel belastning.

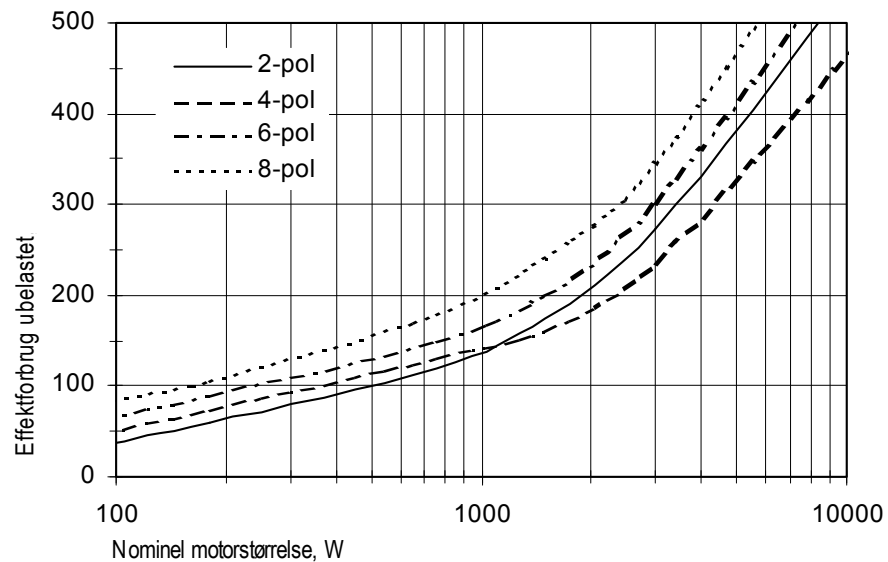
Tabel 7.1. Oversigt over typiske standard motorstørrelser. Størrelserne angiver motorenes effektafgivelse ved nominel belastning.

Typiske motorstørrelser, W			
60	250	1100	5500
90	370	1500	7500
120	550	2200	11000
180	750	3000	

Trefasede motorer fås i alle størrelser, se Tabel 7.1. Der kan dog være begrænsninger i udvalget af poltal for de mindste motorer. Én-fasede standardmotorer fås normalt mellem 0,18 og 2,2 kW med poltal på 2, 4 eller 6. I mange sammenhænge anvendes der specialtilpassede én-fasede motorer.



Figur 7.10. Typisk sammenhæng mellem virkningsgrad og belastning for 3-fasede motorer.



Figur 7.11. Effektforbrug for ubelastede 3-fasede motorer.

Virkningsgraden afhænger endvidere af belastningen. I Figur 7.10 er vist typisk sammenhæng mellem virkningsgrad og belastning. Figuren gælder for 3-fasede motorer, men kan som tilnærmelse ligeledes benyttes for én-fasede motorer. Den nominelle belastning svarer til en relativ belastning på 1,00.

Ved belastninger under ca. 25 % vil det være elforbruget til magnetiseringen, som dominerer. Især små motorer trækker en ikke uvæsentlig strøm, selv om de er ubelastede, se Figur 7.11. Det er derfor væsentligt, at vælge den mindste motor som kan klare opgaven, se Tabel 7.1.

Ved dimensionering af motorer skal der tages hensyn til belastningen såvel under kontinuert drift af ventilatoren som under opstart af ventilatoren. Hvis motoren er direkte koblet til nettet og ventilatoren, vil det ofte være starttiden, som bliver afgørende for valget af motorstørrelse i hybride ventilationsanlæg, hvor ventilatorerne ofte er relativt store, og ydelsen under kontinuert drift er lille.

For direkte koblede motorer kan starttiden, t_{st} tilnærmet bestemmes som:

$$t_{st} = \frac{(I_V + I_M) \cdot \omega_0}{M_M - \frac{1}{3} \cdot M_V} \quad (7.06)$$

hvor

I_V er ventilatorens inertimoment, kg m²

I_M er motorens inertimoment, kg m²

ω_0 er motorens vinkelhastighed (ubelastet), rad/s, se Tabel 7.2

M_M er motorens middeldrejningsmoment under opstart, Nm

M_V er drejningsmoment til ventilator under kontinuert drift, Nm

Faktoren 1/3 skyldes, at belastningen fra ventilatoren afhænger af kvadratet på omdrejningstallet under accelerationen, og angiver middelværdien under opstarten.

Motorens middeldrejningsmoment under opstart kan bestemmes som:

$$M_M = 0,45 \cdot (M_{st} + M_{max}) \quad (7.07)$$

hvor

M_{st} er motorens drejningsmoment fra stilstand, Nm

M_{max} er motorens maksimale drejningsmoment, Nm

Disse to momenter oplyses normalt af motorproducenten. I Figur 7.12 er vist middeldrejningsmomentet under opstart for typiske 3-fasede motorer. Drejningsmomentet for én-fasede motorer er ca. halvt så stort, forudsat at der anvendes en startkondensator med tilstrækkelig kapacitet.

Drejningsmomentet til ventilatoren under kontinuert drift bestemmes som:

$$M_V = \frac{P_V}{\omega_0} \quad (7.08)$$

hvor

P_V er effekten til ventilator under kontinuert drift, W

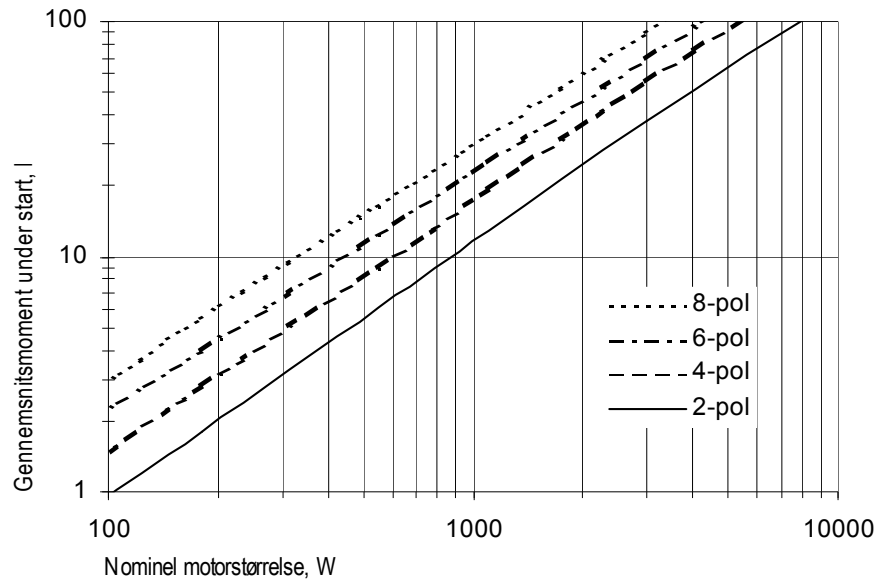
Rotationsimpulsen, $I_V \cdot \omega_0$ for aksialventilatorer med 12 skovle og kernediameter på godt 50 % af ventilatorens diameter er vist i Figur 7.13. Ventilatorer, der skal anvendes til hybrid ventilation, vil normalt have færre skovle og mindre kernediameter. Anvendelse af rotationsimpulsen i Figur 7.13 vil derfor normalt være på den sikre side ved bestemmelse af starttiden.

Ved overslag på bestemmelse af starttiden for aksialventilatorer til hybrid ventilation kan der normalt ses bort fra motorens inerti og drejningsmomentet til ventilator under kontinuert drift. Den tilladte starttid af hensyn til motoren er normalt af størrelsesordenen 10-20 s ved varm motor og ca. det dobbelte ved kold motor. Ved hyppig start og stop bør det antages, at motoren bliver varm. I forbindelse med projekteringen bør der altid indhentes data for de aktuelle motorer og ventilatorer.

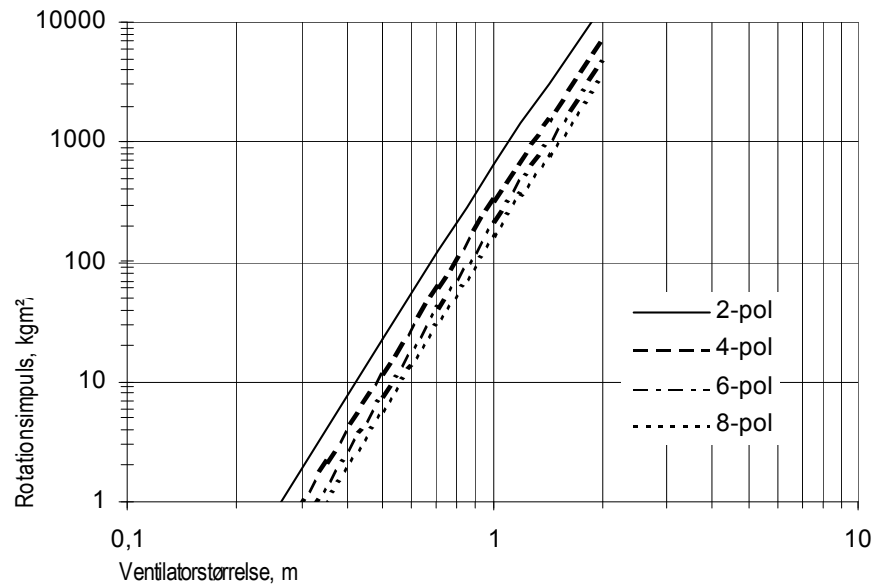
Problemet med opstart af ventilator kan bl.a. løses ved brug af en frekvensomformer, se afsnit 7.4 Frekvensomformere nedenfor.

Tabel 7.2. Omdrejningsdata for ubelastede motorer.

	2-polet	4-polet	6-polet	8-polet
Omdrejningstal, rpm.	3000	1500	1000	750
Vinkelhastighed, rad/s	314	157	104	78



Figur 7.12. Middel drejningsmoment under opstart for typiske 3-fasede motorer.



Figur 7.13. Rotationsimpuls for aksialventilatorer med 12 skovle og kerner diameter på godt 50 % af ventilatorens diameter.

7.4 Frekvensomformere

Frekvensomformere kan anvendes både til at tilpasse ventilatorens ydelse til det aktuelle behov og til at starte ventilatoren uden store krav til motormoment og starttid. I mange tilfælde vil der derfor ifølge forrige afsnit kunne vælges en mindre motor, når den styres med en frekvensomformer.

Ved lavt omdrejningstal kan standardmotorer kun belastes kontinuert med ca. 70 % af det nominelle moment, fordi kølingen aftager med motorens omdrejningstal. Starttiden for motorer styret med frekvensomformere kan bestemmes med ligning (7.06), idet begge motormomenterne i ligning (7.07) dog erstattes af det nominelle motormoment M_n . Starttiden er sjældent kritisk hverken for frekvensomformeren eller for motoren.

3-fasede frekvensomformere fås normalt svarende til nominelle motorstørrelser fra 0,37 kW og større. Én-fasede frekvensomformere fås normalt svarende til nominelle motorstørrelser mellem 0,12 og 2,2 kW.

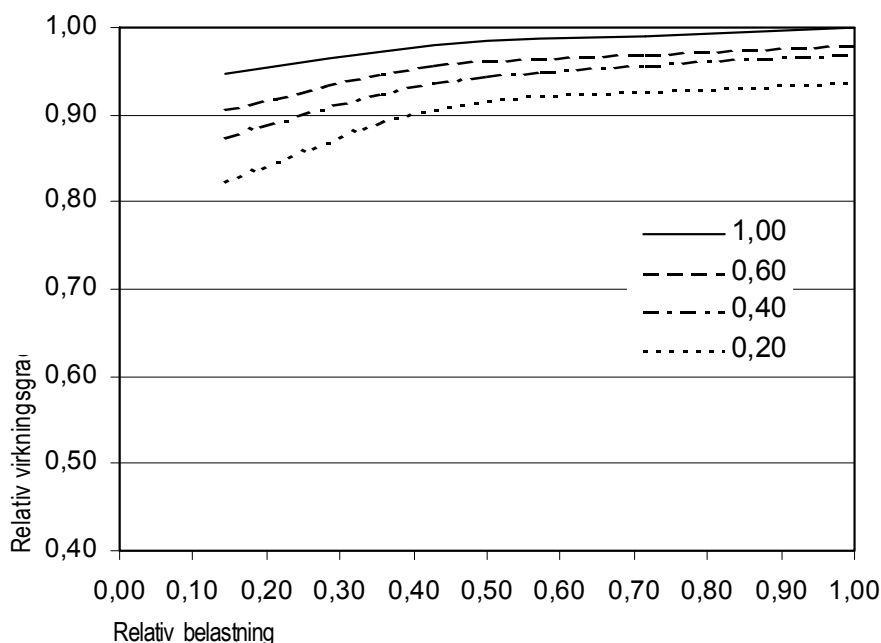
Frekvensomformere kan styre motoren på forskellig vis. Det ligger dog uden for emnet at komme nærmere ind på dette. Konkrete oplysninger og data bør indhentes hos producenterne. I forbindelse med udarbejdelsen af denne publikation har det vist sig vanskeligt at indhente generelle oplysninger om frekvensomformer- og motorvirkningsgrader ved dellast og reduceret omdrejningstal. Oplysningerne i det følgende må således alene betragtes som eksempler.

I Figur 7.14 er vist den relative virkningsgrad for en 2,2 kW, 3-faset frekvensomformer i afhængighed af udgangsfrekvens og belastning. Den relative virkningsgrad skal ganges på frekvensomformerens nominelle virkningsgrad ved nominel frekvens og belastning. Den nominelle virkningsgrad for frekvensomformere er ofte 95-98 %.

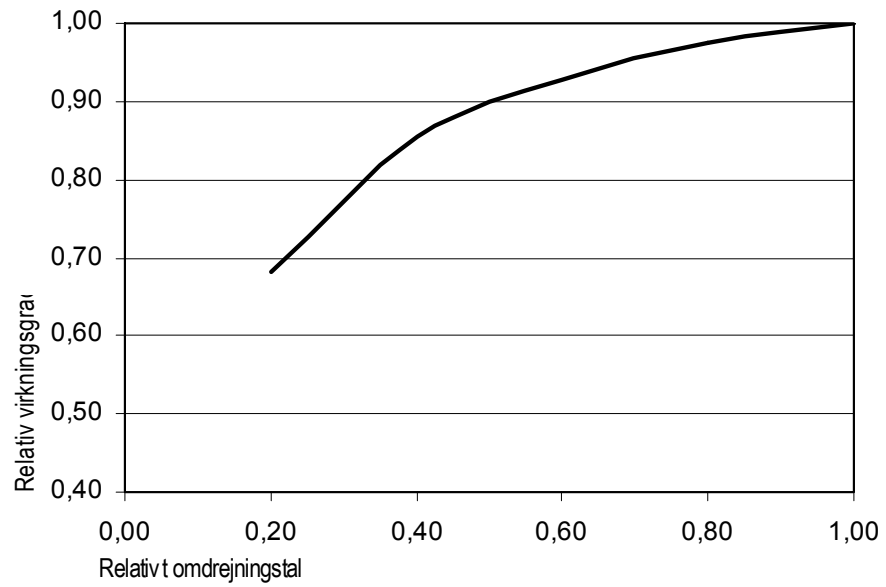
Den ændrede frekvens påvirker også motorens virkningsgrad. I Figur 7.15 er vist den relative virkningsgrad for en 2,2 kW, 3-faset motor i afhængighed af frekvensen. Den relative virkningsgrad skal ganges på motorens virkningsgrad ved nominel frekvens og aktuel belastning, se afsnit 7.3 Motorer side 46.

Ved lav belastning vil der også for frekvensomformerstyrede motorer være et basalt elforbrug til magnetisering, som afhænger af frekvensen, se Figur 7.16. Der vil ligeledes være et tab i frekvensomformerens, som får dominerende betydning ved lav belastning, se Figur 7.17. Af tabet i frekvensomformerens går ca. 10 W til styringselektronikken, mens resten er tab i effektelektronikken. Tabet i effektelektronikken kan fjernes ved udkobling af motoren.

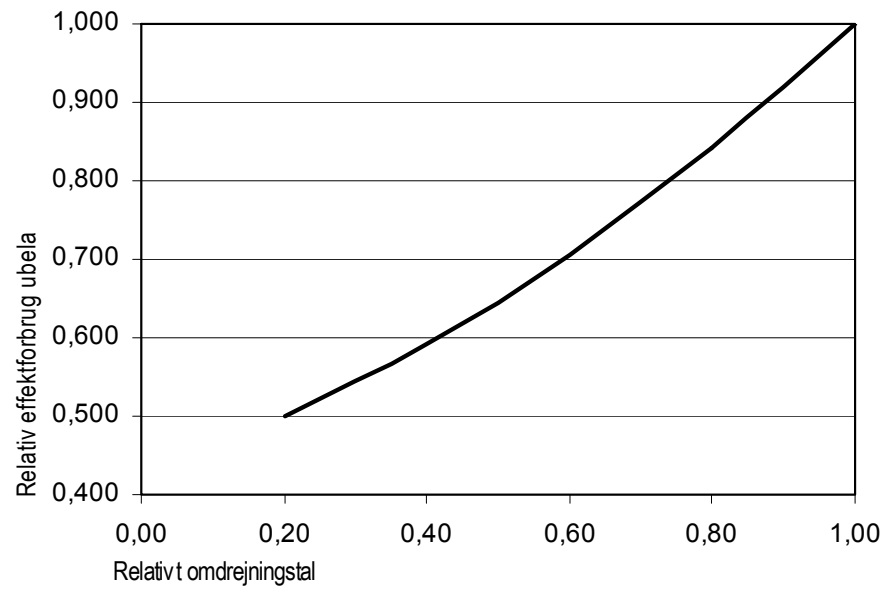
Frekvensomformerens kan også sammenbygges med motoren. I Figur 7.18 er vist et eksempel på den relative virkningsgrad for en 0,55 kW motor med integreret frekvensomformer i afhængighed af frekvens og belastning, og i Figur 7.19 er det tilsvarende vist for en 3,0 kW motor med integreret frekvensomformer.



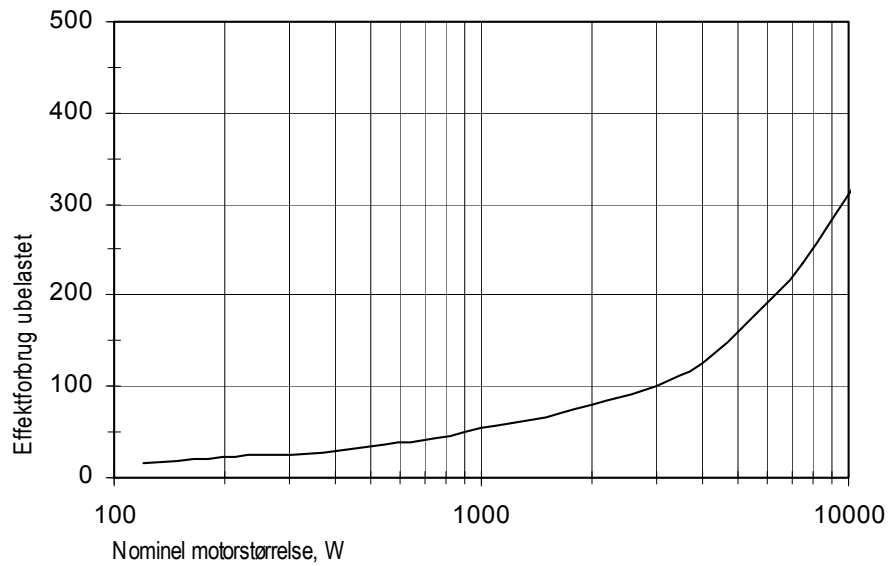
Figur 7.14. Relativ virkningsgrad for 3-faset frekvensomformer til 2,2 kW motor i afhængighed af frekvens og belastning. Kurverne er for forskellige frekvenser. 1,00 svarer til den nominelle frekvens på 50 Hz.



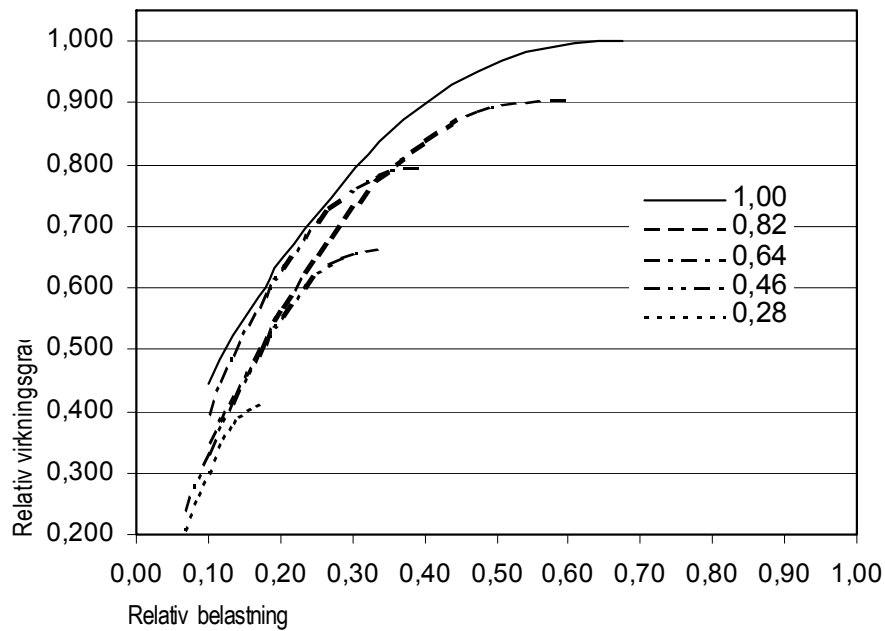
Figur 7.15. Korrektion i virkningsgrad for 2,2 kW, 3-faset motor styret med frekvensomformer.



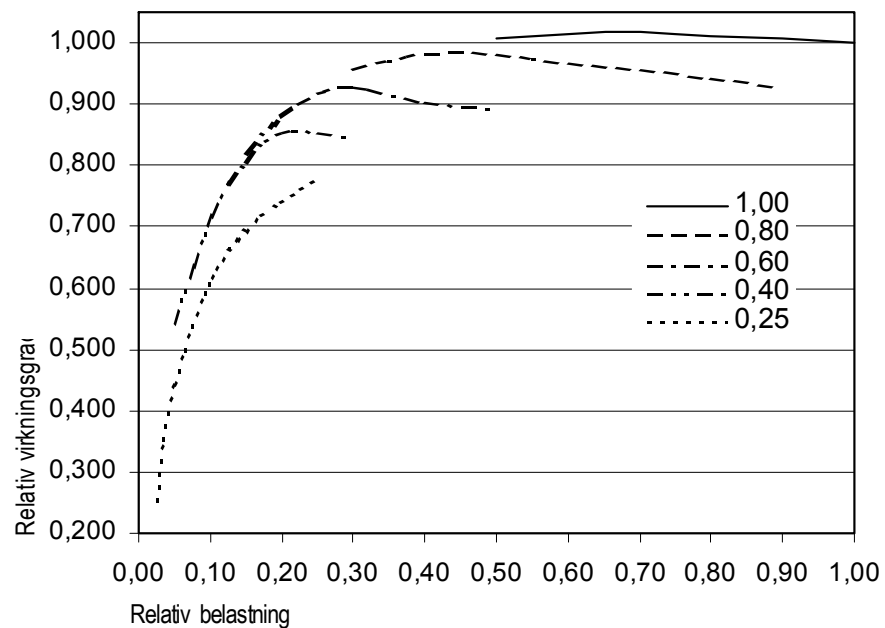
Figur 7.16. Relativt effektforbrug for ubelastet motor som funktion af den relative frekvens fra frekvensomformer. Det relative effektforbrug skal ganges med motorens effektforbrug ubelastet ved nominelt omdrejningstal.



Figur 7.17. Tab i frekvensomformer, som forsyner ubelastet motor.



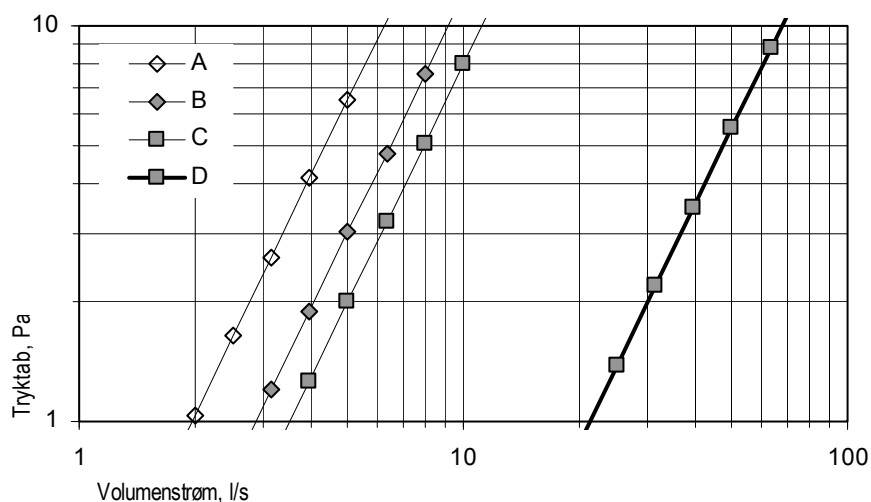
Figur 7.18. Eksempel på virkningsgrad for 0,55 kW, én-faset, 4 polet motor med integreret frekvensomformer. Kurverne er for forskellige frekvenser. 1,00 svarer til den nominelle frekvens på 50 Hz.



Figur 7.19. Eksempel på virkningsgrad for 3,0 kW, 3-faset, 2 polet motor med integreret frekvensomformer. Kurverne er for forskellige frekvenser. 1,00 svarer til den nominelle frekvens på 50 Hz.

7.5 Udeluftindtag

Ved hybrid ventilation og især ved ventilatorunderstøttet naturlig ventilation er det væsentligt at reducere tryktabene mest muligt for at opnå tilstrækkelig volumenstrøm ved naturlig ventilation. I Figur 7.20 er vist eksempler på sammenhængen mellem volumenstrøm og tryktab for nogle standard udeluftventiler og -indtag. Det vil ofte være vanskeligt, eller kræve et stort antal enheder, at få tilstrækkelig luftstrøm ind i rummene, ved det tryk der er til rådighed ved naturlig ventilation. Man vil derfor ofte være henvist til at skulle udforme udeluftindtag specifikt til den aktuelle anvendelse.



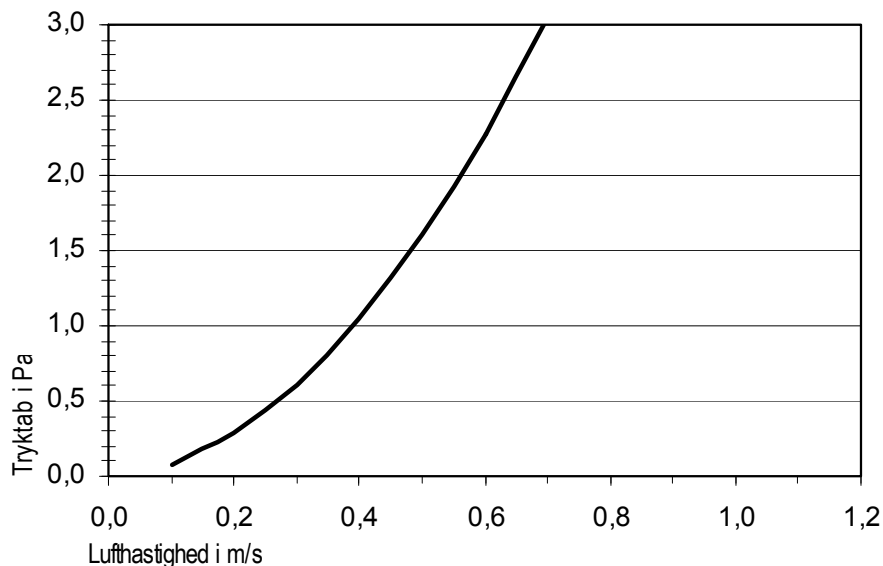
Figur 7.20. Eksempler på volumenstrøm og tryktab for standard udeluftventiler og udeluftindtag med filtrering og forvarmning.

A: Standard udeluftventil med G3 filter. 25 cm² ækvivalent gennemstrømningsareal.

B: Som A, men uden filter.

C: Udeluftindtag bag radiator med G3 filter og forvarmning i alm. radiator. Udvidet filterareal.

D: Udeluftindtag med G3 filter og separat varmeplade. Nominelt flow 100 l/s ved 22 Pa tryktab.



Figur 7.21. Tryktab i typisk almindelig to-rækkers lamelvarmefflade.

7.5.1 Forvarmning

Det vil normalt være ønskeligt med forvarmning af luften til ca. 18 °C for at undgå gener og klager vedrørende træk fra udeluftindtaget. Udeluftindtaget bør være udformet på en sådan måde, at hele luftstrømmen tvinges gennem varmeffladen. Varmeffladen bør alene have til formål at opvarme den tilførte udeluft til lidt under rumtemperatur.

I Figur 7.21 ovenfor er vist et eksempel på tryktabet i en almindelig varmefflade i afhængighed af fronthastigheden. Tryktabet kan reduceres ved at øge lamelafstanden og måske også ved at nøjes med én rørrække. Ved de lave lufthastigheder gennem varmeffladen, som normalt vil være nødvendig af hensyn til tryktabet, vil der som regel kunne opnås tilstrækkelig opvarmning af luften selv i lavtemperaturanlæg.

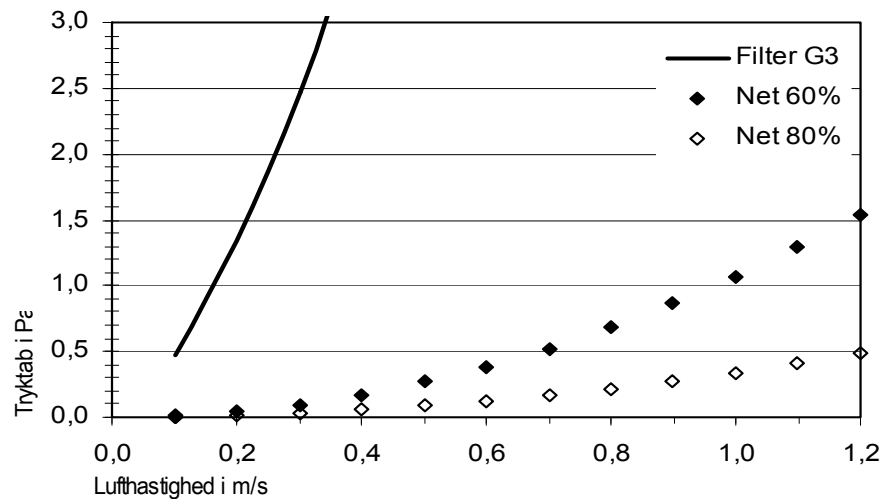
7.5.2 Filtrering

Det vil normalt være ønskeligt med en eller anden form for filtrering af udeluften for at holde insekter ude og måske også for at fjerne større partikler. I Figur 7.22 er vist sammenhængen mellem fronthastighed og tryktab for henholdsvis en grundfilter, G3 og for insektnet med forskellig maskestørrelse. Ved lav lufthastighed gennem filteret vil der normalt opnås større udskillesesgrad. Tryktabet for filteret er ved rent filter. Ved normal-snavset filter bliver tryktabet 2-3 gange større. Det kan således være nødvendigt at skifte eller rengøre filtre til hybrid ventilation, før de bliver helt så snavsede som i andre ventilationsanlæg.

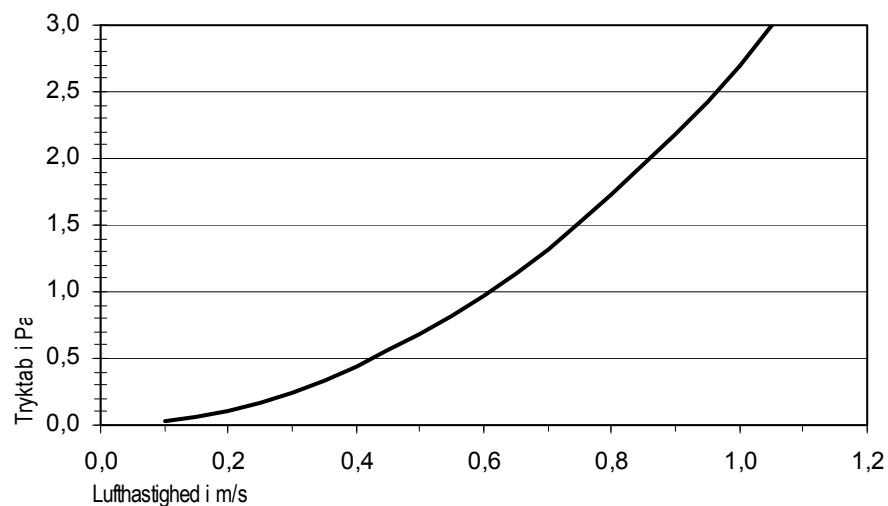
Tryktabet gennem filteret kan reduceres ved at øge filterarealet fx ved at anvende plisséfiltre eller posefiltre eller ved at anvende særlige filterholdere, som sætter filteret på sned i forhold til luftstrømmen fx i V-formede holdere. Hvis der anvendes posefiltre, er det væsentligt, at posen enten hænger nedad eller holdes udspilet på anden vis. Større filterareal vil alt andet lige også betyde større deponeringskapacitet og længere tid mellem filterskift.

Der findes andre filterteknikker som fx elektrofiltre eller elektrostatiske filtre, der kan være egnede til hybrid ventilation, men der kendes ikke til praktisk erfaring med disse i forbindelse med hybrid ventilation.

Der er også i nogle sammenhænge rapporteret om gode resultater med sedimentering af partikler i lange luftindtagskanaler med lav lufthastighed. Der kendes dog ikke til mere systematiske undersøgelser af dette. Under alle omstændigheder må det forudsættes, at kanalen er tør, og at der foretages systematisk og regelmæssig rengøring.



Figur 7.22. Tryktab i grundfilter og insektnet. Tryktabet er ved rent filter.



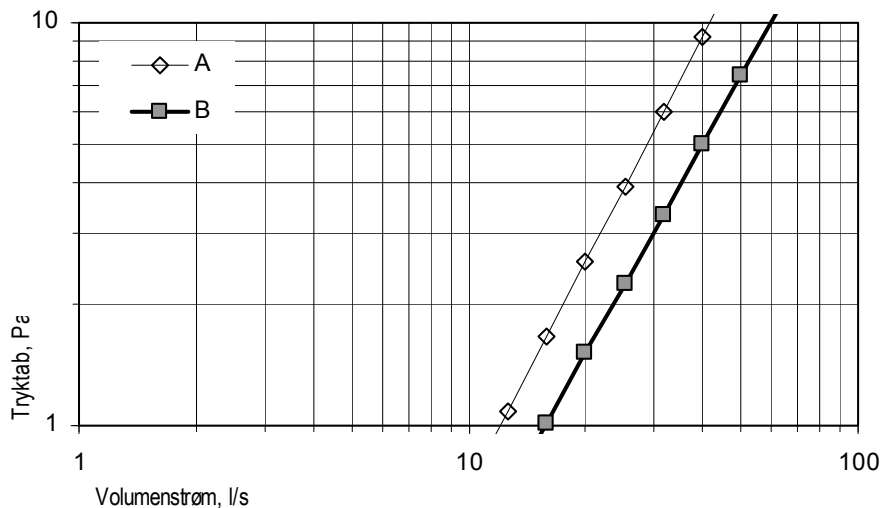
Figur 7.23. Tryktab i typisk jalousirist til udeluftindtag.

7.5.3 Jalousiriste

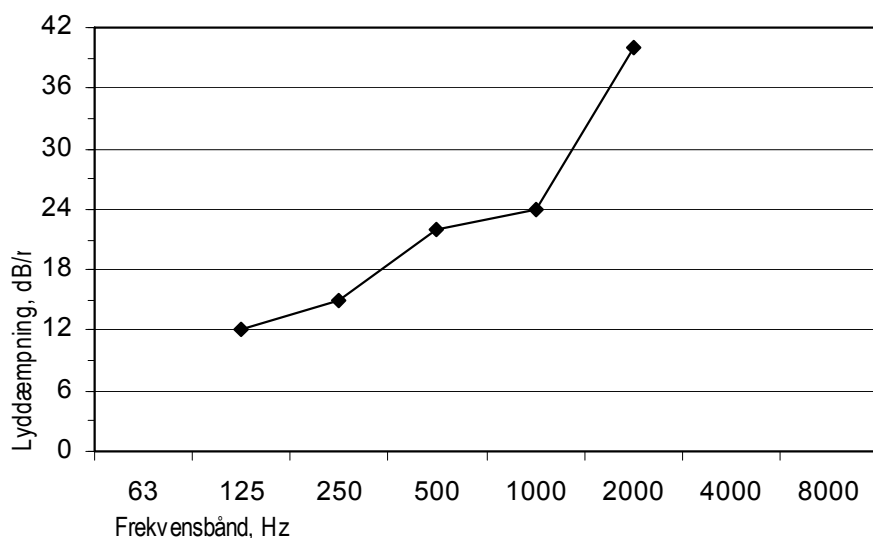
For at undgå vandindtrængning ved udeluftindtag bliver der ofte anvendt en jalousirist. Normalt vil der være et ikke ubetydeligt tryktab over jalousiriste, se eksemplet i Figur 7.23. Det bør derfor overvejes, om udeluftindtaget i stedet kan laves som en nedadvendende åbning eller med en stor, åben af-dækningsskærm.

7.6 Luftoverføring

Ved udformning af hybrid ventilation kan det være nødvendigt at etablere luftoverføring mellem rum gennem andet end døre. I nogle tilfælde hænger det sammen med ønsker om at begrænse støjoverføring mellem rum eller muligheden for at opnå privathed ved at lukke døren. Der vil således ofte være krav om lydreduktion til åbningerne. Hvis åbningerne etableres i væg-ge, der indgår i brandsikringen, vil det normalt også være nødvendigt at forsyne åbningerne med automatiske brand- eller røgspjæld. I Figur 7.24 er vist eksempler på luftoverføringskapaciteten for typiske ventiler. Ingen af ventilerne kan umiddelbart bruges i brandsikre vægkonstruktioner. For væg-ventilen, som er med lyddæmpning, er dæmpningen vist i Figur 7.25.



Figur 7.24. Eksempler på volumenstrøm og tryktab for typiske luftoverføringsventiler.
 A: Dørrist 600x300 mm
 B: Vægventil med lyddæmpning 1000x130 mm



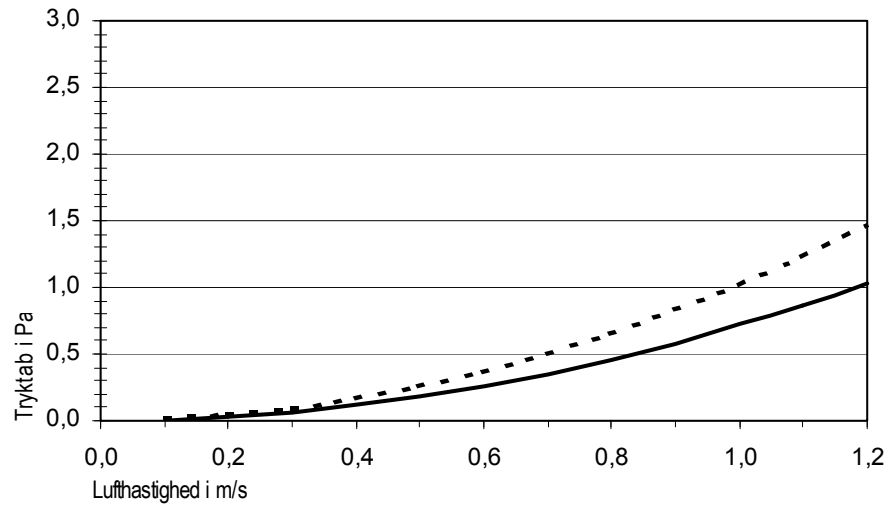
Figur 7.25. Lyddæmpning i vægventilen (B) fra Figur 7.24.

Hvis luftoverføringen etableres med oplukkelige lemme, vil det være muligt at brandisolere lemme, eventuelt i form af brandsikret glas, og etablere automatisk styring med motor inklusive brandautomatik. Ulempen ved lemme og tilsvarende åbninger er, at det kan være vanskeligt at opnå lyd-dæmpning i forbindelse med åbningerne. Det kan eventuelt hjælpe noget at montere lyddæmpende materiale omkring åbningerne.

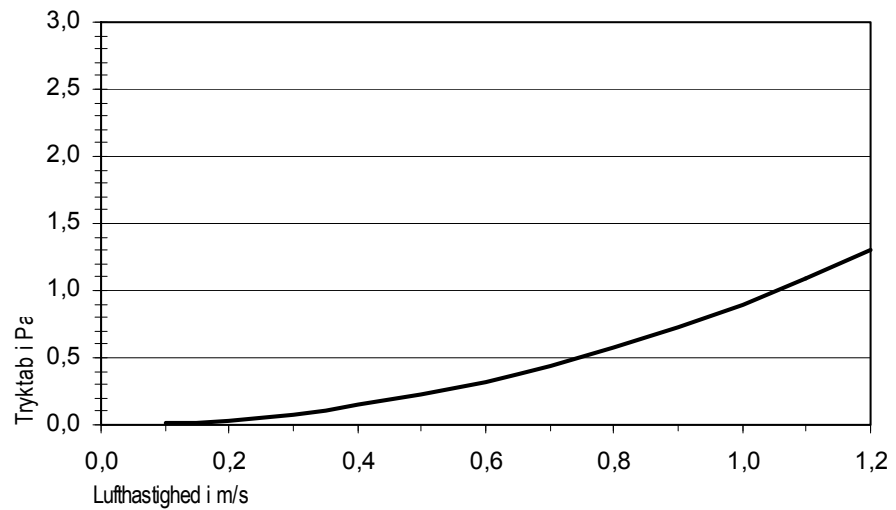
En mulighed ville være at etablere luftoverføringer integreret i skillevæggene. Hvis åbningerne i de to overflader placeres forskudt med en strækning kanal imellem, vil det være muligt at opnå en vis lydreduktion ved at montere lyddæmpende materiale i kanalen. Det vil også være muligt at etablere brand- eller røgspjæld i kanalen.

7.7 Aftræk

I forbindelse med aftræk i hybrid ventilation vil det ofte være nødvendigt at montere en rist i aftræksåbningen. Selv en aftræksåbning med en forholdsvis åben rist giver anledning til et tryktab, se Figur 7.26. Også aftrækshætter vil give anledning til et tryktab, ud over selve tabet af dynamisk tryk ved ekspansionen fra kanalen til det fri, se Figur 7.27.



Figur 7.26. Eksempel på tryktab i åben aftræksrist. Med stiplede linje er desuden angivet tryktabet, når den samme rist anvendes som indblæsningsrist. Dette tryktab inkluderer også tabet af dynamisk tryk ved udstømning til det fri.



Figur 7.27. Eksempel på tryktab i almindelig rund aftrækshætte. Lufthastigheden er middelhastigheden i kanalen til hættens. Tryktabet inkluderer også tabet af dynamisk tryk ved udstømning til det fri.

8 Styring

Udfordringen ved projektering af styringen til hybrid ventilation er at opnå den rigtige balance mellem:

- installationsomkostninger
- driftsomkostninger
- energiforbrug
- indeklime
- komfort
- brugertilfredshed
- robusthed.

Udarbejdelse af en "optimal" styringsstrategi til en given bygning vil ikke kun afhænge af tekniske parametre som fx:

- bygningstype og -design
- ventilationssystem
- ekstern støj og forurening
- solafskærmning
- intern varmebelastning

men også af andre parametre som fx:

- beklædningsnormer
- brugerforventninger
- brugervaner.

I forbindelse med hybrid ventilation er styringsstrategien lige så væsentlig som selve ventilationssystemet. Samspillet mellem ventilationssystemet og styringen har stor betydning. Det er derfor væsentligt, at ventilationssystemet og styringen bliver projekteret samtidig i en fælles proces.

Formålet med styringen er primært at tilpasse ventilationen til det aktuelle behov. Forudsætning for en vellykket hybrid ventilation er en egnet styring af anlæggene.

8.1 Manuel eller automatisk styring

En af fordelene ved naturlig ventilation er større brugertilfredshed på grund af brugernes mulighed for selv at styre vinduer og indeklime. Om muligt skal denne fordel fastholdes ved styringen af hybrid ventilation, også selv om det kan være i konflikt med muligheden for at garantere et specifikt niveau for termisk komfort eller luftkvalitet i lokalerne.

Selv om brugerne skal have maksimal mulighed for selv at styre deres eget indeklime, kan automatisk styring være nødvendig for at støtte brugerne i at opnå et godt indeklime og tage over uden for brugstiden. I rum beregnet til mange personer, eksempelvis åbne kontorlandskaber og undervisningslokaler og rum, som benyttes af forskellige personer fx møderum, kan en større grad af automatisk styring være nødvendig. Automatisk styring er også nødvendig uden for brugstiden for at begrænse energiforbruget og konditionere rummene op til brugstiden.

8.2 Komplexitet

Hybride ventilationssystemer kan være relativt komplekst opbyggede. Det gør det af endnu større betydning, at der udarbejdes en styringsstrategi, og at der projekteres et styringssystem, som er nemt at forstå for brugerne, og som kan anvendes af driftspersonalet. Derfor er enkelthed og gennemskuelighed af betjeningsfladen af stor betydning. Projekterende af automatiksystemer bør indse, at de fleste brugere ikke er teknikere, og ikke er indstillet på at sætte sig ind i komplekse styringer. Brugere ønsker et system, der svarer til deres behov, og umiddelbart giver dem mulighed for hurtigt at ændre forholdene, hvis indeklimaet synes utilfredsstillende.

8.3 Styringsstrategi

Styringsstrategien for en bygning skal mindst inkludere en vinterstrategi, hvor luftkvaliteten normalt er hovedparameteren, og en sommerstrategi, hvor rumtemperaturen er hovedparameteren. Den skal også inkludere en styringsstrategi for foråret og efteråret, hvor der lejlighedsvis er opvarmningsbehov i bygningen, og lejlighedsvis er varmeoverskud.

Styringsstrategien skal fokusere på at begrænse energiforbruget til ventilation for at opnå god luftkvalitet og på at opnå et godt indeklima om foråret og om sommeren, uden at der er behov for at anvende mekanisk køling.

8.4 Styringsparametre

De væsentligste parametre ved styring af hybrid ventilation er tilstedeværelse, CO₂-niveau og temperatur samt luftstrøm og tryk. Desuden kan der anvendes styringer, som tager udgangspunkt i udeklimaforholdene målt med en mere eller mindre velbestykt vejstation.

8.4.1 Tilstedeværelse

En simpel behovsstyring af ventilationen kan bestå i at stoppe ventilationen eller begrænse den til et minimum, når der ikke er personer i lokalerne. Styringen kan eventuelt være tidsforsinket i forhold til at lokalet forlades, således at lokalet er udluftet, inden det eventuelt tages i brug igen.

Begrænsningen ved en styring efter tilstedeværelse i lokalerne er, at der ikke tages hensyn til, om der er få eller mange personer i lokalet. Hvis tilstedeværelsesstyringen ikke kombineres med andre styringer, kan det derfor være nødvendigt at køre med ventilation svarende til fuld personbelastning, selv om der kun er få personer i lokalet.

Føleren, som skal anvendes, kan enten reagere på bevægelse eller på ændring i varme. Disse følertyper bruges i udstrakt grad til styring af belysning både indendørs og ude. Følerne er relativt billige og robuste.

Erfaringen med tilstedeværelsesfølere er gode specielt i mindre lokaler til få personer.

8.4.2 CO₂

En mere ideel behovsstyring af ventilationen kan opnås med CO₂-følere, hvor CO₂-niveauet i lokalerne anvendes som indikator for luftkvaliteten. Sammenlignet med tilstedeværelsesstyring tager styring efter CO₂-niveau også højde for antallet af personer i lokalet og justerer ventilationen i overensstemmelse hermed.

Ulempen ved CO₂-følere er, at de er forholdsvis dyre. De er således mest egnede i større lokaler til mange personer, hvor der kan opnås en væsentlig energibesparelse ved tilpasning af ventilationen til det aktuelle behov.

Det væsentligste problem ved anvendelse af CO₂-følere er risiko for drift af måleværdien. Der er således behov for jævnlig kontrol af måleværdien samt eventuel efterfølgende kalibrering af føleren.

8.4.3 Temperatur

Temperaturmåling i rum, kanaler og aggregater i relation til hybrid ventilation adskiller sig ikke væsentligt fra temperaturmåling i andre typer ventilationsanlæg. Forskellen er hovedsagelig, at der i hybrid ventilation er større risiko for skæve lufthastigheds- og temperaturprofiler samt for temperaturlagdeling. Der er således behov for større omtanke ved placering af følere.

Temperaturfølere er forholdsvis billige og pålidelige, uanset om det er rumfølere eller følere til kanaler eller aggregater.

8.4.4 Luftstrøm

Specielt i forbindelse med hybrid ventilation kunne det være ønskeligt at kende og styre den faktiske ventilationsluftstrøm ved de aktuelle driftsbetingelser. På grund af lavt drivtryk, lav lufthastighed og ønske om lavt tryktab i hybrid ventilation er det normalt umuligt at måle volumenstrømme på traditionel vis, som det kendes fra mekaniske ventilationsanlæg.

Til bestemmelse af luftstrømme vil det være nødvendigt at anvende elektroniske lavhastighedsfølere placeret et sted i ventilationsanlægget, hvor der er et jævnt hastighedsprofil. Et sådant sted kan være vanskeligt at finde i et hybridt ventilationsanlæg.

Der er meget begrænsede erfaringer med bestemmelse af volumenstrømme i hybride ventilationsystemer. Den generelle erfaring er, at elektroniske lavhastighedsfølere er følsomme overfor tilsmudsning af føleren, hvilket der er stor risiko for ved permanent montage i kanaler med helt eller delvis ufiltreret luft.

8.4.5 Tryk

I forbindelse med hybrid ventilation kan det i nogle tilfælde være ønskeligt at kende og styre trykdifferencen mellem forskellige steder i systemet, fx trykdifferencen mellem en fælles tilluftkanal og rummene, for at sikre, at luften strømmer i den ønskede retning.

Problemet er, at det er meget små trykdifferencer, det drejer sig om. Trykfølerne skal derfor være særdeles nøjagtige for at kunne anvendes til styring af hybrid ventilation.

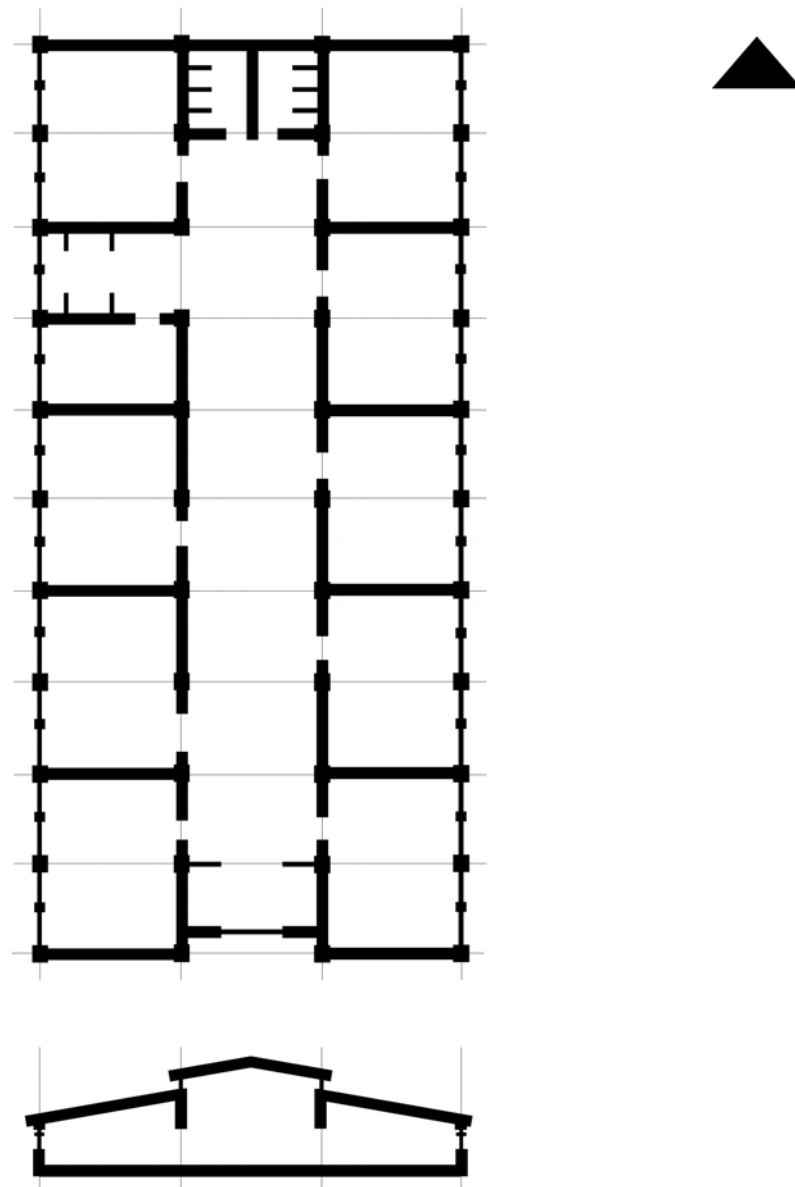
Der er begrænsede erfaringer med anvendelsen af trykdifferensstyring af hybrid ventilation. I et evalueret eksempel, hvor trykket i tilluftkanalen blev styret i forhold til trykket i de betjente rum, viste det sig, at trykfølernes nøjagtighed var utilstrækkelig til formålet.

9 Eksempel: Hybrid ventilation i en skole

9.1 Bygningsbeskrivelse

Bygningen er et selvstændigt afsnit af en skole med 9 klasserum, et mindre specialundervisningsrum og toiletter samt et stort fællesrum på langs af bygningen. Bygningen er i én etage med paralleltag. Hovedfacaderne vender mod øst og vest. Bygningen er opbygget over et hovedmodul på 2,4 m. De udvendige mål er 48,5 x 22,1 m. Bygningen er placeret i et forstadsområde og omgivet af andre bygninger med samme højde.

Hvert klasserum er 9,5 x 7,1 m. Lofthøjden er 2,8 m ved facaden og 3,6 m ved skillevæggen mod fællesrummet. Gulvarealet er således 67,5 m² og rumvoluminet 216 m³. Facaden i hvert klasserum består af 8 vinduessektioner på ca. 1,2 m. Hver sektion består af en brystning på 90 cm, et almindeligt vindue på 120 cm, et udluftningsvindue på 40 cm og en langsgående overligger på 30 cm.



Figur 9.1. Plan og tværsnit

Fællesrummets hovedmål er 38,3 x 7,1 m. Lofthøjden er 5,0 m ved skille-væggen mod klasserummene og 5,4 m på midten. Inklusive arealet ved udgangen mod vest er fællesarealets gulvareal 288,9 m² og rumvoluminet er 1472 m³. Facaden over skille-væggen mod klasserummene består af en 30 cm langsgående drager, 20 cm opkant, 60 cm vindue og en langsgående overligger på 30 cm. De højtsiddende vinduer i fællesrummet danner et sammenhængende bånd i hele bygningens længde inklusive toiletterne i nordgavlen.

Bygningens tag bæres af søjler med 4,8 m afstand ved facaden og i skille-væggene mellem klasserummene og fællesrummet. Skille-væggene er faste vægge udført af dobbelte gipsplader med mineraluld mellem. Konstruktionerne i klimaskærmen er isoleret svarende til kravene i BR08 (Erhvervs- og Byggestyrelsen, 2008).

9.1.1 Belastninger

Bygningen er i brug på skoledage mellem kl. 8⁰⁰ og kl. 15⁴⁰. Dagen består normalt af 4 dobbeltlektioner à 45 minutters undervisning med 10 minutters pause imellem. Dobbeltlektionerne bliver dog lejlighedsvis gennemført uden pause. Mellem dobbeltlektionerne er der 15 minutters pause undtagen midt på skoledagen, hvor der først er 15 minutter til at spise frokost i klasserummene og derefter 15 minutters pause. De enkelte klasserum er i gennemsnit i brug i 80 % af lektionerne. I resten af tiden foregår undervisningen andre steder, eller eleverne har fri. Fællesrummet bruges lejlighedsvis til lektioner for op til 4 klasser. Der er ikke aktiviteter i bygningen efter almindelig skoletid. Bygningen er i brug 200 dage/år à ca. 7,5 timer/dag, i alt 1500 timer/år. Af disse er de 1000 timer/år i månederne oktober til april.

Hvert klasserum er beregnet til maksimalt 28 elever og én lærer. I klasserne er der i gennemsnit 24 elever, hvor af de 22 i gennemsnit er til stede. Når der er pause, har eleverne lov til at opholde sig i fællesrummet, hvilket ca. halvdelen af eleverne normalt benytter sig af i vinterhalvåret.

Rumbelysningen i klasserummene består af 3 rækker med 4 nedhængte armaturer i hver og en tavlebelysning med 3 nedhængte armaturer. Hvert armatur er med 35 W rør og forkobling, således at det samlede effektbehov pr. armatur bliver ca. 40 W. Belysningen er styret af tilstedeværelsesfølere. Rumbelysningen er desuden styret pr. række efter dagslyset. Tavlebelysningen er normalt altid tændt, når lokalet benyttes.

9.1.2 Ventilationsanlæg i klasserummene

Ifølge kravene i BR08 (Erhvervs- og Byggestyrelsen, 2008) skal der ved mekanisk ventilation være en volumenstrøm i hvert klasserum på

$$q_V = 29 \text{ personer} \cdot 5 \text{ l/s pr. person} + 67,5 \text{ m}^2 \cdot 0,4 \text{ l/s pr. m}^2 = 172 \text{ l/s}$$

I det følgende rundes dette op til 0,18 m³/s. Dette svarer til 648 m³/h eller ved det aktuelle rumvolumen til et luftskifte på 3,0 h⁻¹.

I basistilfældet er der separat til hver klasserum et ventilatorunderstøttet naturligt ventilationsanlæg med filtrering og forvarmning til 18 °C samt aftræk over tag. Indtaget består af udeluftrist og spjæld, et vandret kanalstykke skjult i underskabe langs endevæg mod naboklasserum modsat tavle, bøjning, varmeplade, lodret kanal, T-stykke og to stykker vandret kanaler med indblæsningsriste i ca. 2,0 m højde. Filteret er placeret på sned i det vandrette kanalstykke i underskabene med den snavsede side nedad for at få lavt tryktab over filteret. Aftrækket er med højtsiddende aftræksrist i skille-væg mod fællesrum, bøjning, lyddæmper, aksialventilator, spjæld og lodret kanal med afkasthætte. Hovedparten af aftrækket er ø500. Vedrørende detaljer se Tabel 9.1 og Tabel 9.2.

9.2 Tryktab

Beregningen af tryktabet gennem henholdsvis udeluftindtaget og aftrækket er vist i Tabel 9.1 og Tabel 9.2.

Tabel 9.1. Tryktab i udeluftindtag. Volumenstrøm 0,18 m³/s.

Komponent	Tværsnit mm	Fronthastighed m/s	Tryktab Pa	Bemærkninger eller reference
Udeluftfrist	700x500	0,51	0,71	Figur 7.23 side 56
Jalousispjæld	700x500	0,51	0,02	$\zeta = 0,1$
Forsætning	700x500	0,51	-	Ingen tryktab
Kanal: 3,0 m	700x500	0,51	0,07	(Hansen, 2006)
Filter, G3 (rent)	2.500x500	0,14	0,82	Figur 7.22 side 56
Indsnævring			-	Ingen tryktab
Bøjning	500x500	0,72	0,34	(Hansen, 2006)
Udvidelse	500x500	0,72	0,23	(Hansen, 2006)
Varmeplade	1.000x500	0,36	0,86	Figur 7.21 side 55
Indsnævring			-	Ingen tryktab
Kanal: 1,0 m	800x400	0,56	0,03	(Hansen, 2006)
T-stykke (ens hast.)	800x400	0,56	0,19	(Hansen, 2006)
Kanal: 2,0 m	400x400	0,56	0,08	(Hansen, 2006)
Indsnævring			-	Ingen tryktab
Tilluftfrist	600x200	0,75	<u>0,57</u>	Figur 7.26 side 58
I alt			3,92	

Tabel 9.2. Tryktab i aftræk. Volumenstrøm 0,18 m³/s.

Komponent	Tværsnit mm	Fronthastighed m/s	Tryktab Pa	Bemærkninger eller reference
Aftræksrist	800x400	0,56	0,19	Figur 7.26 side 58
Indsnævring			-	Ingen tryktab
Bøjning	ø 500	0,92	0,24	(Hansen, 2006)
Lyddæmper: 1,0 m	ø 500	0,92	0,05	Ruhed 2 mm
Ventilator i drift	ø 500	0,92	-	
Drejespjæld	ø 500	0,92	0,08	$\zeta = 0,1$
Kanal: 3,0 m	ø 500	0,92	0,13	(Hansen, 2006)
Aftrækshætte	ø 500	0,92	<u>0,76</u>	Figur 7.27 side 58
I alt ved ventilator i drift			1,45	
Ventilator stoppet	ø 500	0,92	<u>1,25</u>	Se ligning (7.03)
I alt ved ventilator stoppet			2,70	

I Tabel 9.1 er tryktabet i indtaget ved den dimensionerende luftstrøm på 0,18 m³/s beregnet til 3,92 Pa. Ved snavset filter stiger tryktabet i indtaget til 5,15 Pa, idet det antages, at filteret skiftes, når tryktabet over det er steget med 150 %. I de efterfølgende beregninger er der anvendt et tryktab for indtaget på 4,5 Pa samt et tryktab for systemet i alt på 6 Pa ved ventilator i drift og 7,2 Pa ved stoppet ventilator.

9.3 Naturligt drivtryk

Det naturlige drivtryk bestemmes ved hjælp af tabellerne i kapitel 6 side 37. Idet varmefladen sidder 1 m over gulv og aftrækket slutter i 6 m, er den termiske drivtrykhøjde 5 m. Det termiske drivtryk kan derfor umiddelbart aflæses i Tabel 6.2 side 38. Bygningens højde er 6 m, mens tabellerne gælder for 5 m bygningshøjde. Desuden er bygningen omgivet af bygninger med samme højde. Den større bygningshøjde medfører ifølge Tabel 6.11 side 41 en forøgelse af drivtrykket fra vind på ca. 5 %, mens højden af de omkringliggende bygninger medfører en reduktion på ca. 30 %. Fraktilværdierne for drivtryk fra vind reduceres derfor resulterende med 25 %, se Tabel 9.3 og Tabel 9.4.

Ved lineær interpolation i Tabel 9.3 ses det, at 7,2 Pa naturligt drivtryk svarer til 82 % fraktilen for østfacaden og 74 % fraktilen for vestfacaden i opvarmningssæsonen. Tilsvarende ses det ved interpolation i Tabel 9.4, at 2,7 Pa naturligt drivtryk svarer til 75 % fraktilen for østfacaden og 56 % fraktilen for vestfacaden i sommerperioden. Der er således tilstrækkeligt naturligt drivtryk til at opnå den nominelle ventilation på 0,18 m³/s uden ventilatorassistance i 18 % af brugstiden i de østvendte klasserum i opvarmningssæsonen, når vinduerne er lukkede. For de vestvendte klasserum er det tilsvarende muligt i 26 % af brugstiden. I sommerperioden, hvor vinduerne for det meste står åbne, kan den nominelle ventilation opnås uden ventilatorassistance i 25 % af brugstiden for østvendte klasserum og i 44 % af tiden for vestvendte klasserum.

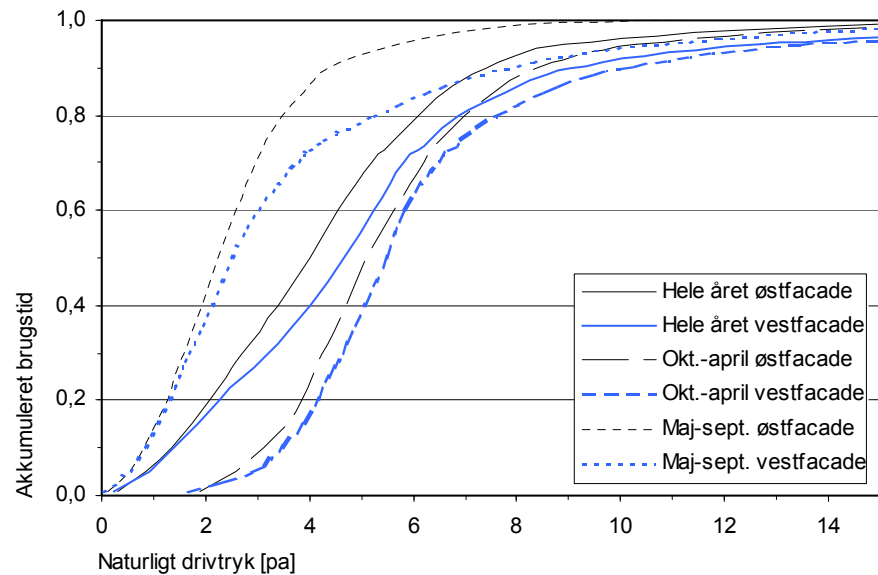
Figur 9.2 på side 66 viser det naturlige drivtryk for henholdsvis et øst- og et vestvendt klasserum for brugstiden, som er 8 timer fra kl. 8⁰⁰, for hele året, for opvarmningssæsonen og for sommerperioden. Til beregningerne er anvendt trykkoefficienter fra Tabel 9.5 samt timeværdier fra DRY for udetemperatur, vindhastighed og vindretning. Der er regnet med en bygningshøjde på 6 m, samt med at bygningen er placeret i et forstads kvarter med omkringliggende bygninger af samme højde. Der ses at være god overensstemmelse mellem resultaterne.

Tabel 9.3. Fraktiler for naturligt drivtryk i brugstiden i opvarmningssæsonen.

Naturligt drivtryk, Pa	Fraktil						
	5 %	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %	95 %
Termisk drivtryk	1,7	2,0	2,9	3,6	4,1	4,9	5,3
Vind, østfacade	0,0	0,0	0,2	0,5	1,1	3,6	5,4
Samlet naturligt drivtryk, østfacade	1,7	2,0	3,1	4,1	5,2	8,5	10,9
Vind, vestfacade	0,0	0,1	0,2	0,7	2,0	7,1	10,4
Samlet naturligt drivtryk, vestfacade	1,7	2,1	3,1	4,3	6,1	12,0	15,7

Tabel 9.4. Fraktiler for naturligt drivtryk i brugstiden i sommerperioden.

Naturligt drivtryk, Pa	Fraktil						
	5 %	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %	95 %
Termisk drivtryk	0,4	0,4	0,5	0,9	1,3	1,8	2,1
Vind, østfacade	0,0	0,1	0,2	0,4	0,8	2,5	3,9
Samlet naturligt drivtryk, østfacade	0,4	0,5	0,7	1,3	2,1	4,3	6,0
Vind, vestfacade	0,0	0,1	0,3	1,2	2,7	6,5	9,5
Samlet naturligt drivtryk, vestfacade	0,4	0,5	0,8	2,1	4,0	8,3	11,6



Figur 9.2. Naturligt drivtryk for øst- og vestvendt klasserum for hele året, for opvarmingsæsonen samt for sommermånederne.

Tabel 9.5. Trykkoefficienter for facade og tag som funktion af vindretning i forhold til facadens normal.

Vindretning [°]	C_p facade [-]	C_p tag [-]
0,0	0,06	-0,490
22,5	-0,03	-0,475
45,0	-0,12	-0,460
67,5	-0,16	-0,435
90,0	-0,20	-0,410
112,5	-0,29	-0,435
135,0	-0,38	-0,460
157,5	-0,34	-0,475
180,0	-0,30	-0,490
202,5	-0,34	-0,475
225,0	-0,38	-0,460
247,5	-0,29	-0,435
270,0	-0,20	-0,410
292,5	-0,16	-0,435
315,0	-0,12	-0,460
337,5	-0,03	-0,475

9.4 Anlægs- og ventilatorkarakteristik

Det hybride ventilationsanlægs anlægskarakteristik med lukkede vinduer bestemt tilnærmert ud fra dimensioneringspunktet efter ligning (5.08) er:

$$\Delta p = 125,5 \cdot q_v^{1/0,6}$$

En opdeling på henholdsvis indtag og afkast får følgende udseende:

$$\text{Indtag: } \Delta p = 78,4 \cdot q_v^{1/0,6}$$

$$\text{Afkast: } \Delta p = 25,3 \cdot q_v^{1/0,6} \quad (\text{ventilator i drift})$$

$$\Delta p = 47,1 \cdot q_v^{1/0,6} \quad (\text{ventilator stoppet})$$

Åbnes fx fire vinduer med 1,0 m bredde i åbningen på 10 cm spalte, bliver tryktabet, hvis hele den dimensionerende volumenstrøm går gennem vinduerne:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{q_v}{C_d \cdot A} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3 \cdot \left(\frac{0,18 \text{ m}^3/\text{s}}{0,6 \cdot 4 \cdot 0,10 \text{ m}^2} \right)^2 = 0,34 \text{ Pa}$$

Det samlede trykfald for dette sommertilfælde med åbne vinduer bliver således 1,8 Pa ved ventilator i drift og 3,0 Pa ved ventilator stoppet. Anlægs-karakteristikken i de to tilfælde bliver henholdsvis:

$$\Delta p = 31,4 \cdot q_v^{0,6} \quad (\text{ventilator i drift})$$

$$\Delta p = 52,3 \cdot q_v^{0,6} \quad (\text{ventilator stoppet})$$

Karakteristikkerne er optegnet i Figur 9.3.

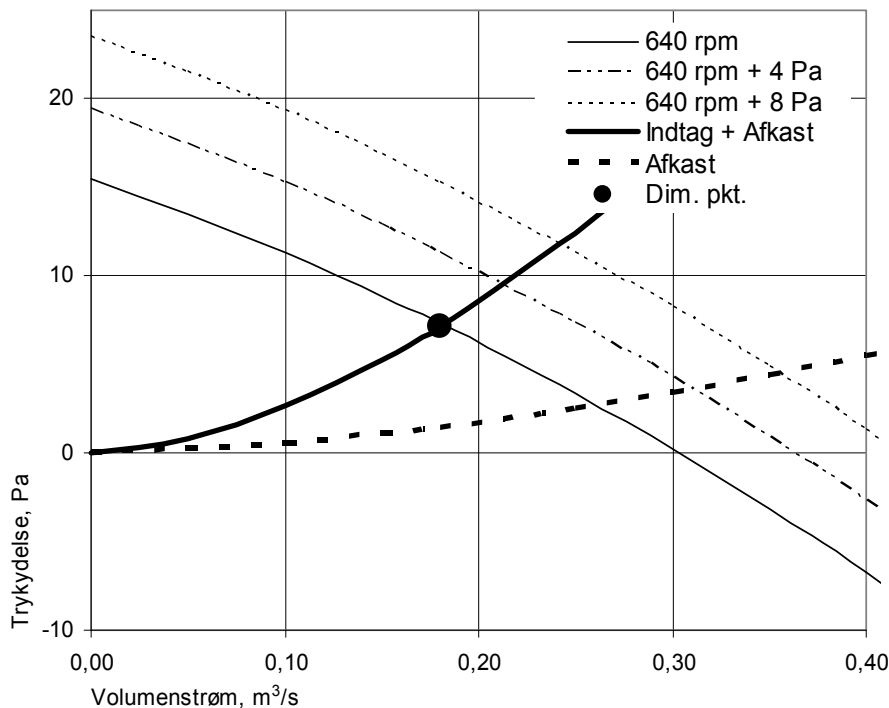
Ventilator-karakteristikken for et omdrejningstal på 600 rpm kan ifølge afsnit 7.1 beskrives ved følgende udtryk:

$$\Delta p_m = 13,6 - 34,6q_v - 46,2q_v^2$$

Det nødvendige omdrejningstal ved den dimensionerende volumenstrøm på 0,18 m³/s og en trykfyldelse på 7,2 Pa er:

$$n = 600 \text{ rpm} \cdot \frac{34,6 \cdot 0,18 + \sqrt{(-34,6 \cdot 0,18)^2 - 4 \cdot 13,6 \cdot (-46,2 \cdot 0,18^2 - 7,2)}}{2 \cdot 13,6} = 636 \text{ rpm}$$

I Figur 9.3 er ventilator-karakteristikken ved 640 rpm vist sammen med anlægs-karakteristikkerne. På figuren er der også optegnet den samlede karakteristikk for ventilatoren og det naturlige drivtryk ved et naturligt drivtryk på henholdsvis 4 og 8 Pa.



Figur 9.3. Ventilator- og anlægs-karakteristikker.

9.5 Ventilationsbehov

Ved maksimal belastning er CO₂-afgivelsen fra 28 elever og én lærer:

$$G_{\max} = 1,2 \cdot 17 \text{ l/h} \cdot (28 + 1) = 592 \text{ l/h}$$

idet det antages, at aktivitetsniveauet er 1,2 met, og på den sikre side at eleverne afgiver samme mængde CO₂, som en voksen.

Ved middelbelastning fås CO₂-afgivelsen fra 22 elever og én lærer:

$$G_{\text{mid}} = 1,2 \cdot 17 \text{ l/h} \cdot (22 + 1) = 469 \text{ l/h}$$

Mod slutningen af en dobbeltlektion, og især hvis der ikke har været pause, bliver CO₂-koncentrationen i et klasserum med ventilation svarende til bygningsreglementets krav ved maksimal belastning:

$$c_{\text{op,max}} = \frac{0,592 \text{ m}^3/\text{h}}{0,18 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 3600 \text{ s/h}} + 400 \text{ ppm} = 1314 \text{ ppm}$$

idet der er forudsat en CO₂-koncentration ude på 400 ppm.

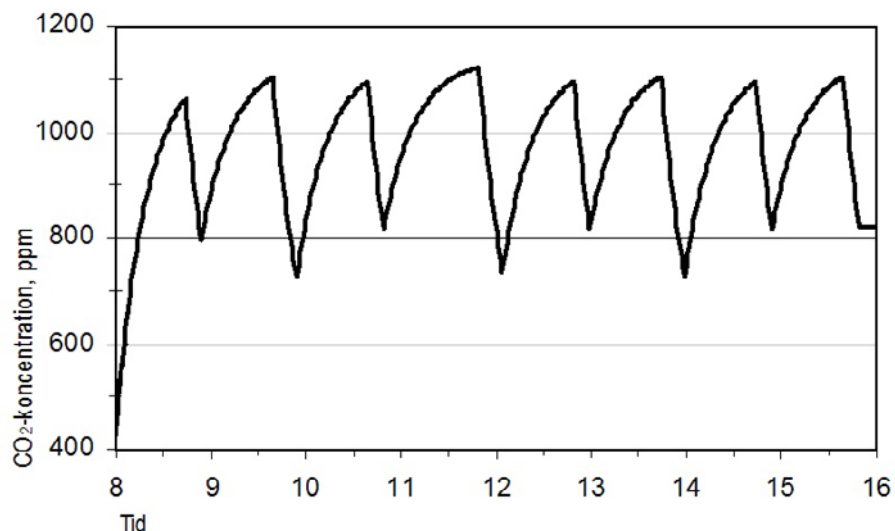
Ved middelbelastning fås en CO₂-koncentration i klasserummet på:

$$c_{\text{op,mid}} = \frac{0,469 \text{ m}^3/\text{h}}{0,18 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 3600 \text{ s/h}} + 400 \text{ ppm} = 1124 \text{ ppm}$$

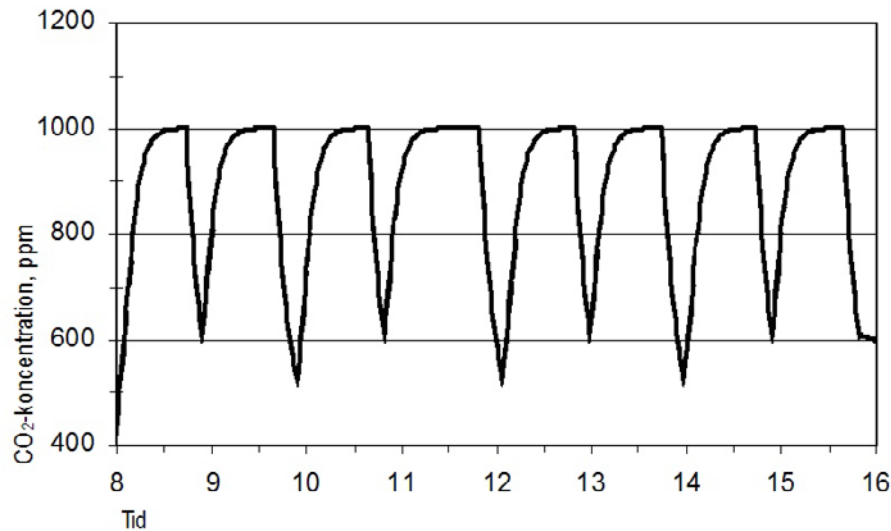
I Figur 9.4 er vist CO₂-koncentrationens variation over en skoledag, når der er middelbelastning i klasserummet, og klasserummet er benyttet i alle lektioner. Selv om alle pauser holdes, bliver CO₂-koncentrationen hen mod slutningen af hver lektion tæt på 1100 ppm. Det ses desuden, at startværdien ved begyndelsen af en lektion er 700-800 ppm bortset fra den første lektion.

For at holde CO₂-koncentrationen på maksimalt 1000 ppm ved middelbelastning i klasserummene, er det nødvendigt, at volumenstrømmen øges til:

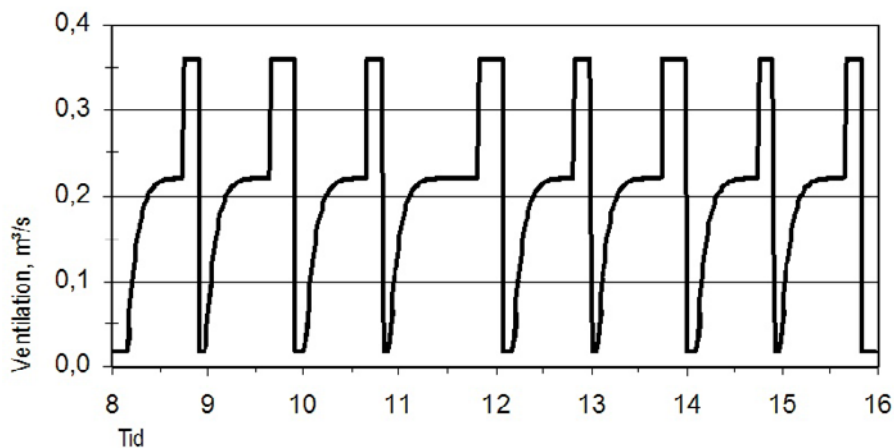
$$q_V = \frac{0,469 \text{ m}^3/\text{h}}{1000 \text{ ppm} - 400 \text{ ppm}} = 782 \text{ m}^3/\text{h} = 0,22 \text{ m}^3/\text{s}$$



Figur 9.4. CO₂-koncentrationens variation over en skoledag. Konstant ventilation på 0,18 m³/s. Klasserum benyttet i alle lektioner.



Figur 9.5. CO₂-koncentrationens variation over en skoledag med middel belastning. Behovsstyret ventilation på op til 0,22 m³/s og udluftning i pauser.



Figur 9.6. Ventilationens variation over en skoledag med middel belastning. Behovsstyret ventilation på op til 0,22 m³/s og udluftning i pauser.

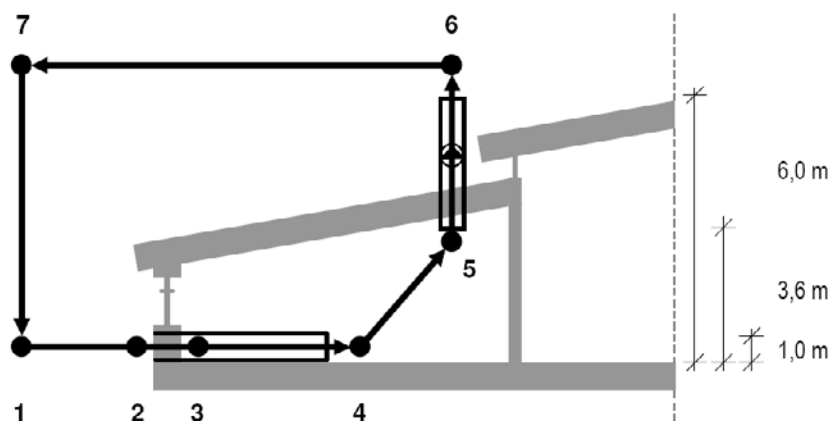
I Figur 9.5 er vist CO₂-koncentrationens variation over en skoledag ved behovsstyret ventilation på op til 0,22 m³/s og udluftning i pauser i klasserum benyttet i alle lektioner. I Figur 9.6 er vist volumenstrømmen. Ved middel belastning i klasserummet forøges den summerede ventilation over skoledagen ca. 15 % i forhold til konstant ventilation på 0,18 m³/s. Ved kombinationen af behovsstyring og udluftning i pauserne bliver maksimalværdien for CO₂-koncentrationen ved middel belastning lavere, og der opnås lavere startværdier for CO₂-koncentrationerne ved begyndelsen af lektionerne. Den gennemsnitlige værdi i brugstiden er også lidt lavere.

9.6 Beregning af variation i volumenstrøm

Ventilationssystemet består af en indblæsningsdel og en udsugningsdel med ventilatorassistance. "Loop equation" metoden kan benyttes til beregning af variation i volumenstrøm ved varierende naturligt drivtryk eller beregning af nødvendigt omdrejningstal for ventilator for at opretholde en tilfredsstillende volumenstrøm.

9.6.1 Opstilling af "loop equation".

For klasserummet kan der for opvarmings sæsonen opstilles en løkke som vist i Figur 9.7.



Figur 9.7. Løkke til beregning af trykbalance i klasserum.

Følges løkken rundt fra punkt 1-7 får trykbalancen følgende udseende:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2}C_{p,2}\rho_u v_{ref}^2 - \Delta p_{ind} - \rho_i g \Delta H_{45} - \Delta p_{aft} - \rho_i g \Delta H_{56} \\ & + \Delta p_m - \frac{1}{2}C_{p,6}\rho_u v_{ref}^2 + \rho_u g \Delta H_{71} = 0 \end{aligned}$$

Ved indsættelse af udtryk for tryktab og ventilatorkarakteristik får ligningen følgende udseende:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2}C_{p,2}\rho_u v_{ref}^2 - 78,4q_v^{1/0,6} - \rho_i g(3,6-1) - 25,3q_v^{1/0,6} - \rho_i g(6-3,6) \\ & + (13,6\left(\frac{N}{N_o}\right)^2 - 34,6q_v\left(\frac{N}{N_o}\right) - 46,2q_v^2) - \frac{1}{2}C_{p,6}\rho_u v_{ref}^2 + \rho_u g(6-1) = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} \cdot \rho_u v_{ref}^2 (C_{p,2} - C_{p,6}) + \frac{T_i - T_u}{295} \rho_i g(6-1) - 78,4q_v^{1/0,6} - 25,3q_v^{1/0,6} + \\ & (13,6\left(\frac{N}{N_o}\right)^2 - 34,6q_v\left(\frac{N}{N_o}\right) - 46,2q_v^2) = 0 \end{aligned}$$

I sommersituationen forudsættes det, at vinduerne benyttes til indtag af luft i stedet for indtagskanalen, samt at ventilatoren er stoppet i brugstiden. Ovenstående ligning får da følgende udseende, når vinduesåbningen er placeret 2,1 m over gulv:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho_u v_{ref}^2 (C_{p,2} - C_{p,6}) + \frac{T_i - T_u}{295} \rho_i g(6-2,1) - 52,3q_v^{1/0,6} = 0$$

9.6.2 Relativ volumenstrøm og omdrejningstal i vinterperioden

Kendes det naturlige drivtryk og den ønskede volumenstrøm, kan det nødvendige omdrejningstal for ventilatoren bestemmes ved iteration. For opvarmings sæsonen vil medianværdien for drivtrykket for det øst- og vestvendte klasserum være henholdsvis 5,1 Pa og 5,5 Pa i brugstiden. Benyttes disse værdier, vil de nødvendige omdrejningstal for ventilatoren være henholdsvis 423 rpm og 405 rpm ved en ønsket luftmængde på 0,18 m³/s.

Forudsættes det, at ventilatoren fungerer ved et konstant omdrejningstal, som beregnet ovenfor, vil volumenstrømmen i halvdelen af tiden være større end 0,18 m³/s, da det naturlige drivtryk vil være større, og omvendt i den

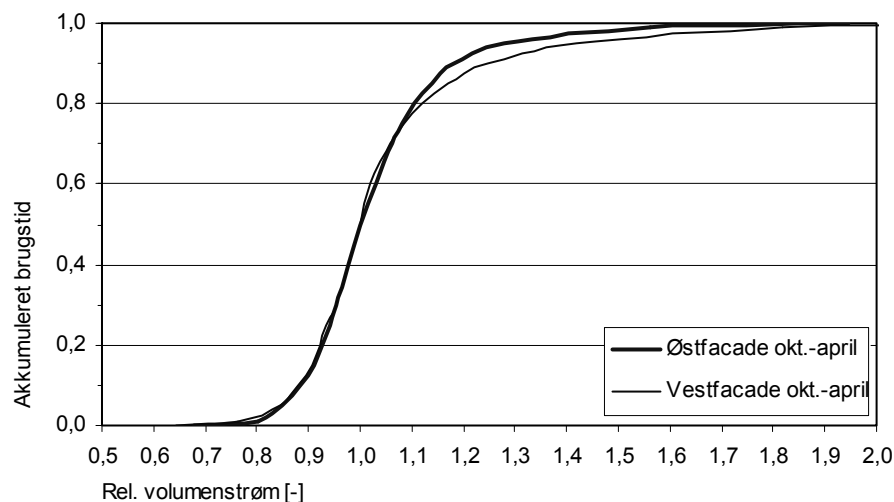
anden halvdel af tiden. For beregnede naturlige drivtryk i Figur 9.2 side 66 viser Figur 9.8 den beregnede relative volumenstrøm for en situation med konstant omdrejningstal på ventilatoren.

Det ses, at volumenstrømmen i en stor del af tiden, ca. 70 %, vil være ret konstant; variationen i volumenstrøm er mindre end ± 10 %. I perioder med meget stort naturligt drivtryk vil det være nødvendigt at drøvle indtagsåbningen.

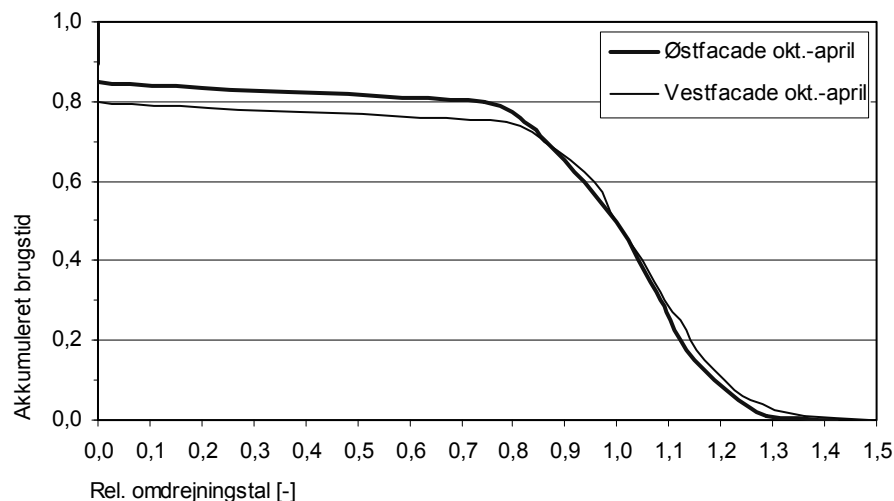
Forudsættes det, at ventilatoren omdrejningstalsreguleres, således at volumenstrømmen fastholdes på $0,18 \text{ m}^3/\text{s}$, kan det nødvendige omdrejningstal beregnes for varierende naturligt drivtryk. For beregnede naturlige drivtryk i Figur 9.2 side 66 viser Figur 9.9 det beregnede relative omdrejningstal for en situation med konstant volumenstrøm.

For omdrejningstal mindre end ca. 300 rpm vil ventilatoren yde mere modstand end i stoppet tilstand. Det er derfor forudsat i ovenstående figur, at ventilatoren stoppes, når det nødvendige omdrejningstal er under denne værdi. Det ses, at omdrejningstallet skal reguleres indenfor et forholdsvist snævert område. Når ventilatoren en del af tiden vil være stoppet, vil det være nødvendigt at drøvle indtagsåbningen af hensyn til varmeforbruget.

Det er diskutabelt, om omdrejningstalsregulering er mere fordelagtig end simpel on/off kontrol eller to-hastighedsstyring, se også afsnit 9.8 Styring.



Figur 9.8. Relativ volumenstrøm som funktion af akkumuleret brugstid ved et konstant omdrejningstal på 423 og 405 rpm for ventilator i aftræk i henholdsvis øst- og vestvendt klasserum.



Figur 9.9. Relativt omdrejningstal som funktion af akkumuleret brugstid.

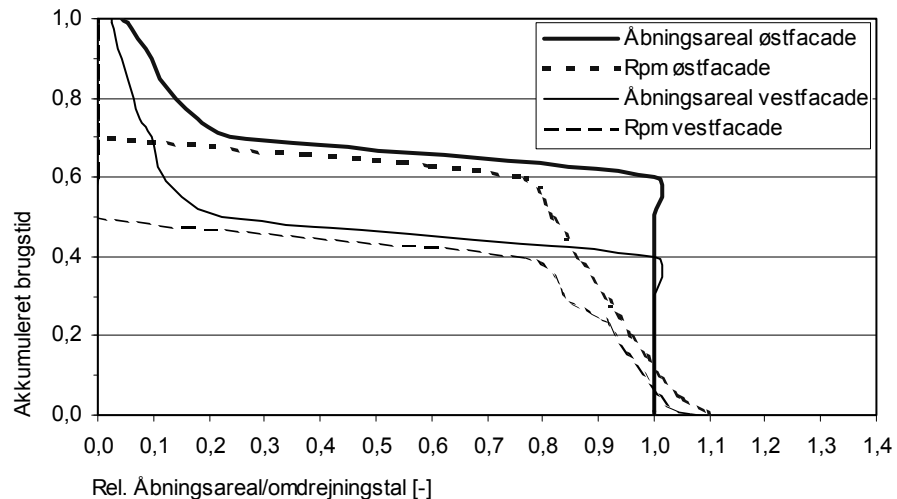
9.6.3 Nødvendigt vinduesareal i sommerperioden

I sommerperioden benyttes vinduesåbning til ventilation i stedet for indtagskanalen; det følgende eksempel dokumenterer, at åbning af vinduer stort set kortslutter strømning af luft gennem indtagskanalen. Kendes det naturlige drivtryk og den ønskede volumenstrøm, kan det nødvendige åbningsareal bestemmes ved iteration. Når tilstrækkelig volumenstrøm ikke kan opnås ved maksimal vinduesåbning ($A_{vin}=1,9 \text{ m}^2$), startes ventilatoren. Figur 9.10 viser det nødvendige åbningsareal og omdrejningstal på ventilatoren i sommerperioden som funktion af akkumuleret brugstid.

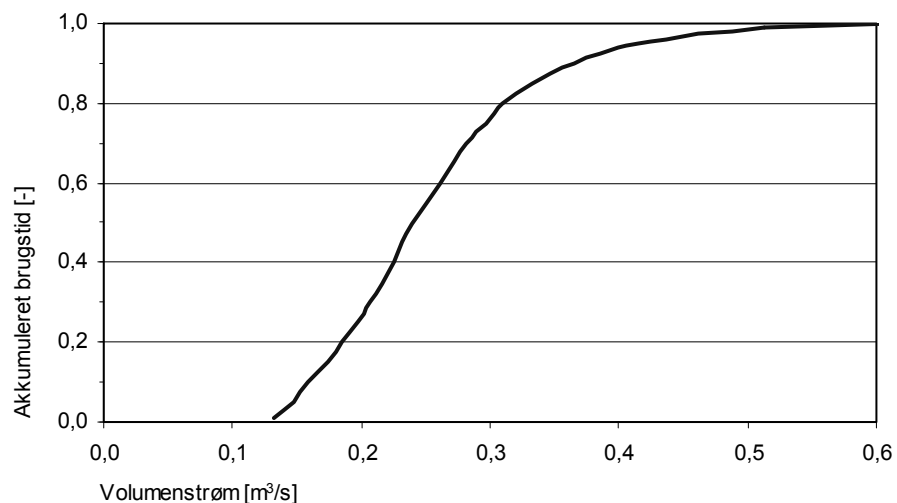
Det ses, at tryktabet i aftrækskanalen er så stort, at ventilatoren er i drift en stor del af sommerperioden; ca. 60 % af tiden for den østvendte facade og ca. 40 % for den vestvendte facade.

Beregnes luftudskiftningen ved ensidet ventilation efter ligning (9.7) i By og Byg Anvisning 202 (Terpøger Andersen, 2002) for et åbningsareal på $1,9 \text{ m}^2$, fås en volumenstrøm som funktion af akkumuleret brugstid, som angivet i Figur 9.11.

Det ses, at ventilationsbehovet en meget stor del af sommerperioden, ca. 80 %, kan håndteres ved ensidet ventilation, hvis evt. komfortproblemer tæt på åbningerne kan undgås.



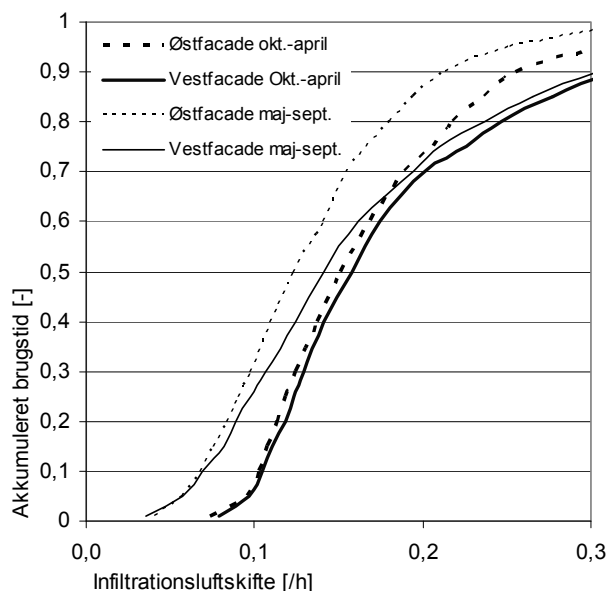
Figur 9.10. Åbningsareal for vinduer som funktion af akkumuleret brugstid i sommerperioden.



Figur 9.11. Volumenstrøm, ensidet ventilation i sommerperioden som funktion af akkumuleret brugstid.

9.7 Relativ betydning af infiltration og vinduesåbning på volumenstr.

Ventilation af klasserummet vil ikke kun foregå gennem ventilationssystemet bestående af indtagskanal og aftrækskanal med ventilator. Der vil også være ventilation på grund af infiltration, periodevis åbning af vinduer mod det fri og døre mod gangareal. Indflydelsen af dette på ventilationsforholdene kan vurderes på baggrund af opstilling af massebalancen for klasserummet.



Figur 9.12. Infiltrationsluftskifte i klasserum i opvarmningssæsonen og i sommerperioden som funktion af akkumuleret brugstid.

9.7.1 Infiltration

Beregning af volumenstrømmen ved infiltration forudsætter kendskab til klasserummets effektive lækageareal. Dette kan for eksisterende bygninger bestemmes eksperimentelt. For nye bygninger må tætheden estimeres. Tæthedskravet for nye bygninger er en maksimal infiltrationsluftmængde på 1,5 l/s pr m² etageareal ved en trykdifferens på 50 Pa. Det svarer for klasserummet ifølge ligning (5.12) til et effektivt lækageareal på:

$$A_l = \frac{q_v}{\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} = \frac{1,5 \text{ l/sm}^2 \cdot 67,5 \text{ m}^2}{\sqrt{\frac{2 \cdot 50 \text{ pa}}{1,2 \text{ kg/m}^3}}} = 0,011 \text{ m}^2$$

I Figur 9.12 er det beregnede infiltrationsluftskifte vist for brugstiden henholdsvis i opvarmningssæsonen og i sommerperioden for et øst- og et vestvendt klasserum. Det er forudsat at lækagearealet er fordelt ligeligt mellem facaden og taget. I facaden er lækagearealet placeret 1,5 m over gulv.

Det ses, at infiltrationsluftskiftet i opvarmningssæsonen er stort set ens for øst- og vestvendte klasserum, og at det i gennemsnit svarer til $n = 0,2 \text{ h}^{-1}$. Ved meget høje drivtryk forøges infiltrationen med en faktor 3.

9.7.2 Opstilling af massebalance for klasserum

Der opstilles en massebalance for klasserummet, der indeholder alle bidrag til den samlede volumenstrøm. Massebalancen for følgende udseende:

$$q_{ind} + q_{vin} + q_{inf} + q_{dør} + q_{aft} = 0$$

hvor

q_{ind} er volumenstrømmen gennem indtagskanal, m³/s

q_{vin} er volumenstrømmen gennem vindue, m³/s

q_{inf} er volumenstrømmen ved infiltration, m³/s

$q_{dør}$ er volumenstrømmen gennem dør til fællesareal, m³/s

q_{aft} er volumenstrømmen gennem aftrækskanal, m³/s

Indsættes de respektive udtryk til beregning af de enkelte volumenstrømme fås følgende udtryk:

$$0,073\Delta p_{ind}^{0,6} + 0,6A_{vin}\sqrt{\frac{2\Delta p_{vin}}{\rho}} + A_{inf,f}\sqrt{\frac{2\Delta p_{inf,f}}{\rho}} + A_{inf,t}\sqrt{\frac{2\Delta p_{inf,t}}{\rho}} + 0,6A_{dør}\sqrt{\frac{2\Delta p_{dør}}{\rho}} + 0,18 = 0$$

Trykdifferensen over hver åbning beregnes ved hjælp af ligning (5.01). Referencehøjden defineres som gulvniveau. Det er forudsat, at lækagearealet er fordelt ligeligt mellem facaden og taget. I facaden er lækagearealet placeret 1,5 m over gulv. Der regnes med at døren er lukket, men at der er en spalte på 0,01 m mellem dør og gulv. Temperaturen i fællesarealet regnes at være den samme som i klasserummet, mens der regnes med at trykket er neutralt, da der vil være åbninger i fællesrummet i alle retninger. Udtryk for trykdifferensen over de enkelte åbninger bliver således:

$$\Delta p_{ind} = \rho_u g(0 - 1m) \frac{\Delta T}{T_i} + C_{p,2}(\frac{1}{2}\rho_u v_{rej}^2) - p_i$$

$$\Delta p_{vin} = \rho_u g(0 - 2,1m) \frac{\Delta T}{T_i} + C_{p,2}(\frac{1}{2}\rho_u v_{rej}^2) - p_i$$

$$\Delta p_{inf,f} = \rho_u g(0 - 1,5m) \frac{\Delta T}{T_i} + C_{p,2}(\frac{1}{2}\rho_u v_{rej}^2) - p_i$$

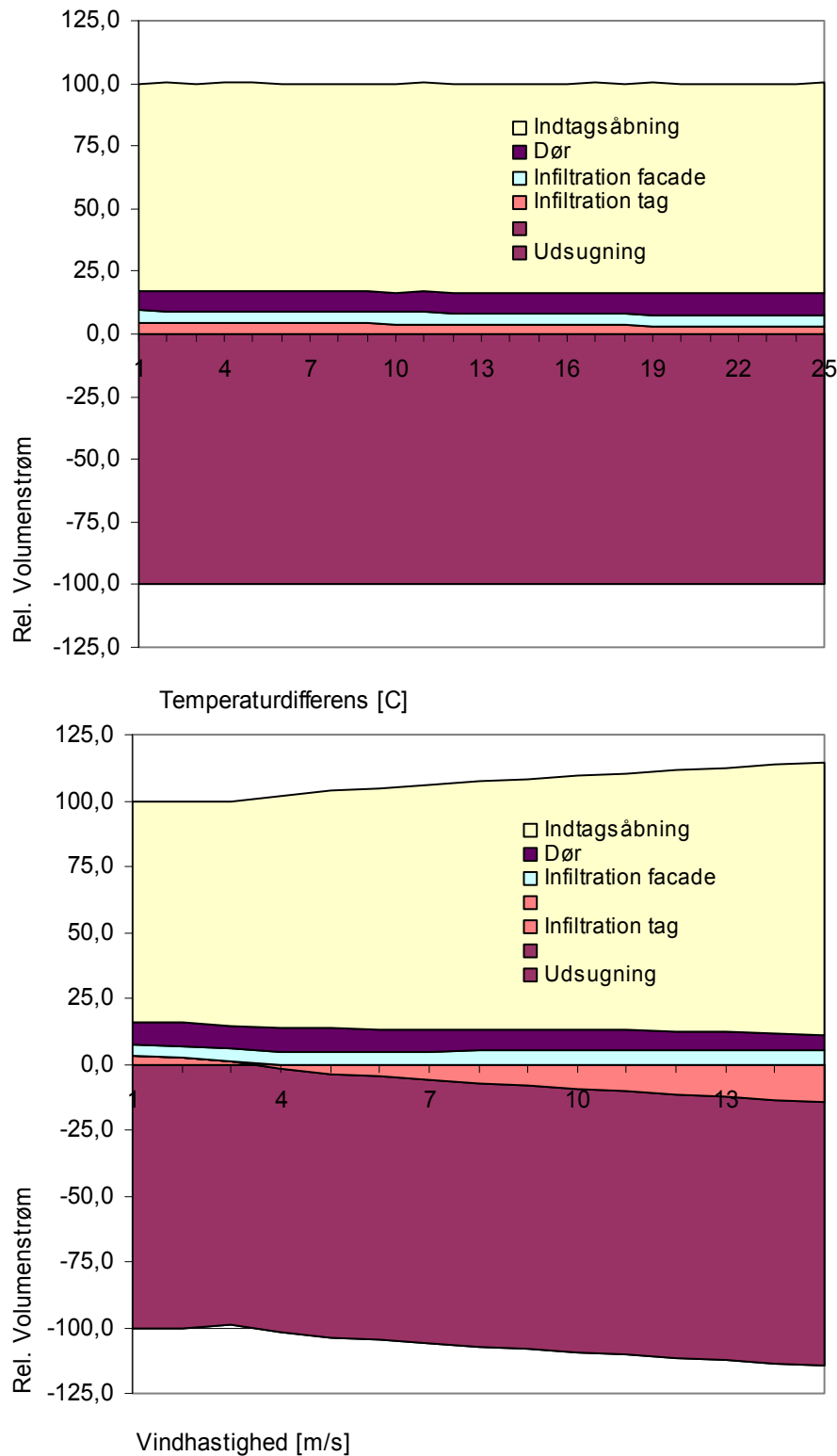
$$\Delta p_{inf,t} = \rho_u g(0 - 3,2m) \frac{\Delta T}{T_i} + C_{p,6}(\frac{1}{2}\rho_u v_{rej}^2) - p_i$$

$$\Delta p_{dør} = \rho_u g(0 - 0m) \frac{\Delta T}{T_i} + 0(\frac{1}{2}\rho_u v_{rej}^2) - p_i$$

Kendes åbningsarealer, trykkoefficienter, udetemperatur og vindhastighed kan det indvendige tryk findes af ovenstående massebalanceligning ved iteration, og volumenstrømmen gennem de enkelte åbninger derefter findes.

9.7.3 Luftfordeling mellem åbninger

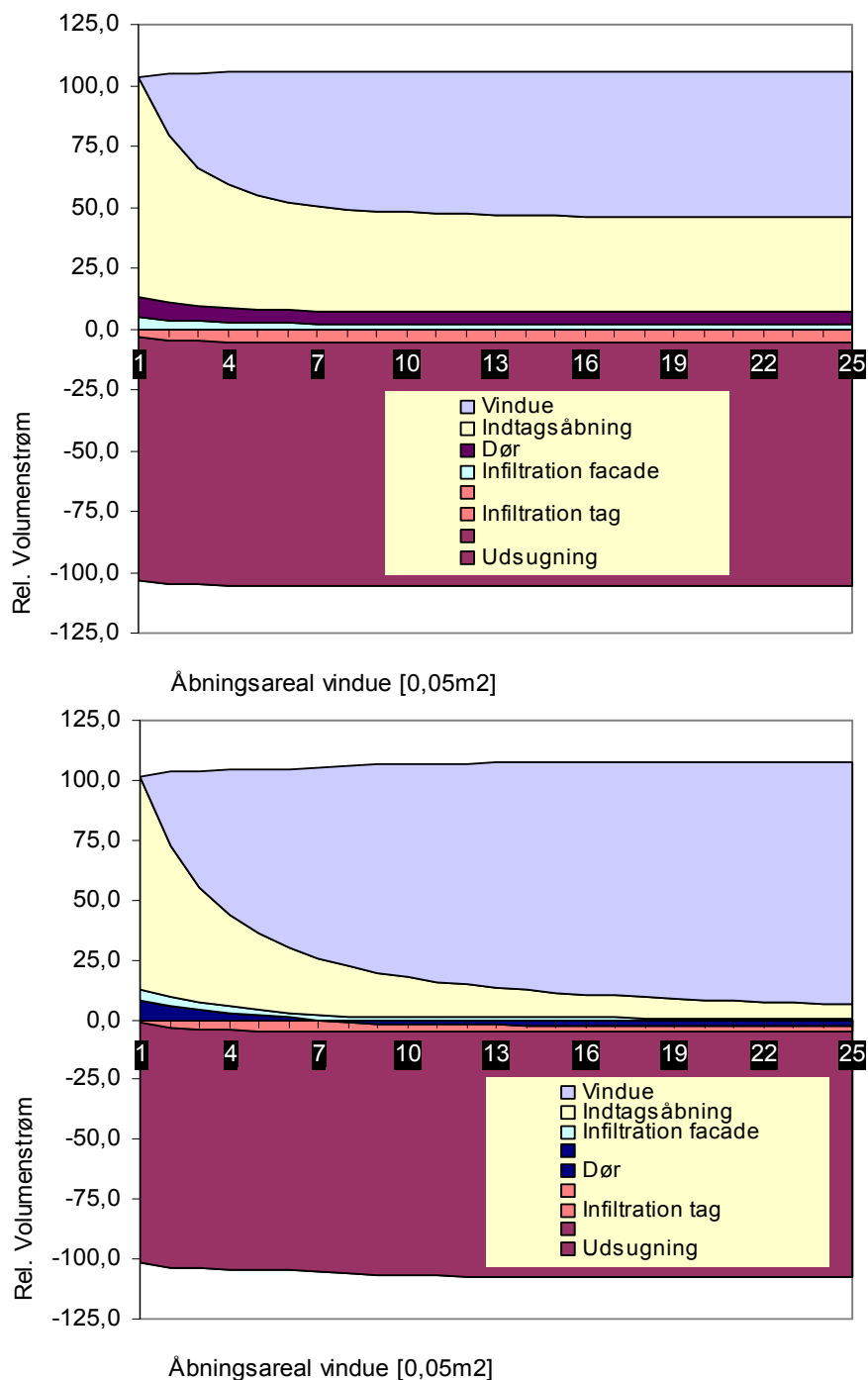
For en situation uden naturligt drivtryk vil fordelingen af indtagsluften i klasseværelset være 83 % gennem indtagskanalen, 9 % ved infiltration og 8 % via døren, idet ventilatoren skaber et undertryk i lokalet. Fordelingen ved naturligt drivtryk kan ses af Figur 9.13, henholdsvis som funktion af temperaturdifferensen ved en vindhastighed på 0 m/s og som funktion af vindhastigheden ved en temperaturdifferens på 20 °C. Der er forudsat vind vinkelret på facaden, $C_{p,2}=0,06$.



Figur 9.13. Fordeling af luftmængde gennem de enkelte åbninger i klasserummet som funktion af temperaturdifferensen ved en vindhastighed på 0 m/s (øverst) og som funktion af vindhastigheden ved en temperaturdifferens på 20 °C (nederst).

Luftmængdefordelingen er ikke særlig påvirkelig af temperaturdifferensen, hvorimod vindhastigheden har større betydning. Ved vindhastigheder over 3 m/s vil der være exfiltration gennem taget, hvilket forøger ventilationsluftmængden med op til 15 % ved høje vindhastigheder.

I både vinter- og sommersituationen kan vinduesåbning forekomme. Ændringen i luftfordeling mellem åbningerne er vist i Figur 9.14 som funktion af vinduets åbningsareal i to situationer, henholdsvis en vintersituation med en temperaturdifferens på 20 °C og en vindhastighed på 5 m/s og en sommersituation med en temperaturdifferens på 0 °C og en vindhastighed på 5 m/s.



Figur 9.14. Luftfordeling gennem de enkelte åbninger i klasserummet som funktion af vinduets åbningsareal. Øverste del af figuren viser en vintersituation med en temperaturdifferens på 20 °C og en vindhastighed på 5 m/s. Nederste del af figuren viser en sommersituation med en temperaturdifferens på 0 °C og en vindhastighed på 5 m/s. Arealenheden på grafen er 0,05 m².

Ved vinduesåbning vil der ske en vis kortslutning af indtagskanalen, hvilket i vinterperioden vil være fordelagtigt, da energiforbruget til forvarmning af indtagluft dermed vil blive reduceret. Da vinduerne er placeret højt i lokalet, vil det termiske drivtryk være negativt og modvirke indstrømning af luft gennem vinduet, og det vil derfor maksimalt kunne opnås, at lidt mere end halvdelen af indtagluften tilføres gennem vinduet.

I sommerperioden vil luftmængden gennem vinduet være forholdsvis større. Det ses også, at vindtrykket på facaden vil resultere i, at strømning gennem døren til klasserummet skifter retning ved større vinduesarealer, hvorved den samlede luftstrøm stiger.

Tilsvarende beregninger kunne gennemføres for variabel luftstrøm gennem udsugningen, hvilket ville resultere i større variationer på den totale luftmængde, men i nogenlunde samme fordeling mellem åbningerne.

9.7.4 Opstilling af massebalance for bygningsudsnit

Der opstilles en massebalance for et bygningsudsnit bestående af et øst- og et vestvendt klasserum samt et udsnit af fællesarealet. I stedet for udsugning fra hvert klasserum regnes der med udsugning i fællesrummet med luftoverføring fra klasserum til fællesareal. Det forudsættes, at trykfaldet ved luftoverføring kan negligeres, idet luftoverføringen sker gennem åbne døre, og at bygningen kan betragtes som én zone. Er dette ikke tilfældet, vil det være nødvendigt at anvende en multizone beregningsmodel. Massebalancen, der indeholder alle bidrag til den samlede volumenstrøm, får følgende udseende:

$$q_{ind,\emptyset} + q_{vin,\emptyset} + q_{inf,\emptyset} + q_{ind,v} + q_{vin,v} + q_{inf,v} + q_{aft} = 0$$

hvor indeks \emptyset og v referer til henholdsvis det øst- og vestvendte klasserum. Aftrækket fra fællesrummet regnes som fælles med en kapacitet på 0,36 m³/s. Der regnes ikke med vinduesåbning eller infiltration i fællesrummet.

De respektive udtryk til beregning af de enkelte volumenstrømme indsættes i ligningen. Trykdifferensen over hver åbning beregnes tilsvarende ved hjælp af ligningerne i foregående afsnit. Referencehøjden defineres som gulvniveau. Det forudsættes at lækagearealet i hvert klasserum er fordelt ligeligt mellem facaden og taget. I facaden er lækagearealet placeret i 1,5 m højde over gulv. Der regnes med, at døren er åben, og at temperaturen i fællesarealet er den samme som i klasserummet. Da bygningen opfattes som én zone, regnes det indvendige tryk at være ens i alle rum.

Kendes alle åbningsarealer, trykkoeficienter, udetemperatur og vindhastighed kan det indvendige tryk findes af ovenstående ligning ved iteration og volumenstrømmen gennem de enkelte åbninger derefter findes.

9.7.5 Luftfordeling mellem åbninger og klasserum

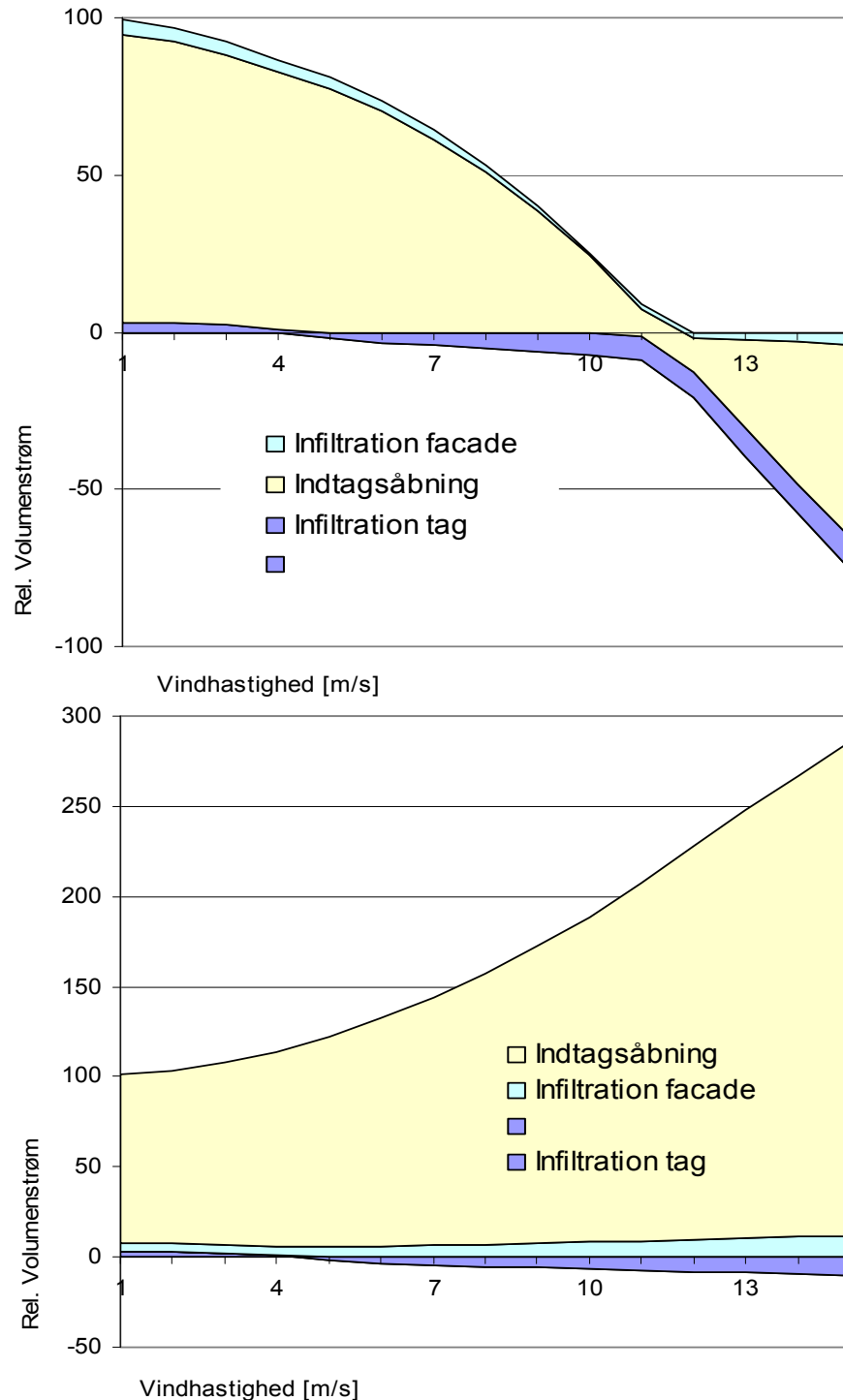
For en situation uden naturligt drivtryk vil fordelingen af indtagsluften imellem klasseværelserne være den samme og fordelingen på åbningstype vil være 87 % gennem indtagskanalen og 13 % ved infiltration. Der vil være en lille ændring i dette forhold med stigende temperaturdifferens.

Luftfordelingen mellem klasserum og åbningstype ved naturligt drivtryk kan ses af Figur 9.15 på side 78 som funktion af vindhastigheden ved en temperaturdifferens på 20 °C. Den relative volumenstrøm er defineret som beregnet volumenstrøm gennem åbning divideret med standard volumenstrømmen på 0,18 m³/s pr. klasserum. Der er forudsat vind vinkelret på vestfacaden.

Det ses, at vindpåvirkning har stor betydning for luftfordelingen mellem klasserummene især ved vindhastigheder over gennemsnittet. Ved en vindhastighed på 8 m/s er indtagsluftmængden i klasseværelset på læsiden halveret og reduceres yderligere ved stigende hastighed. Ved en vindhastighed over 12 m/s er der ingen friskluftforsyning.

Det ses også, at den samlede ventilationsluftmængde forøges kraftigt. Det vil således ikke være tilstrækkeligt med styring af udsugningen, men det vil også være nødvendigt med styring af indtaget for at sikre luftfordelingen i bygningen. Ved åbning af vinduer vil de viste forhold forstærkes, da trykfaldet over vinduesåbningerne er væsentligt mindre end gennem indtagskanalen.

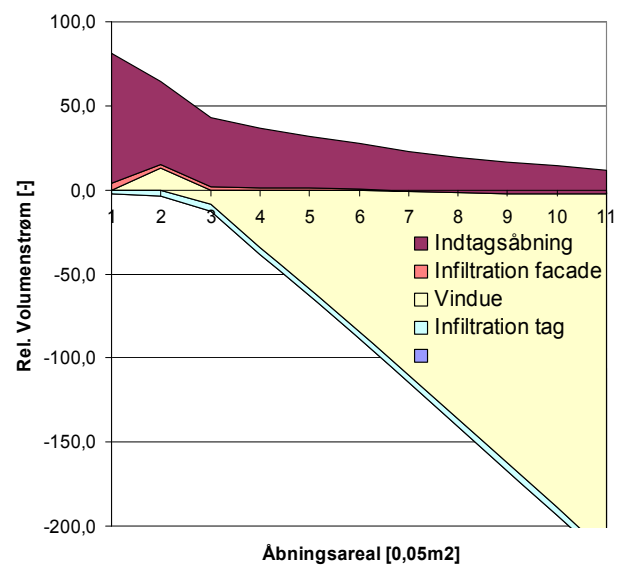
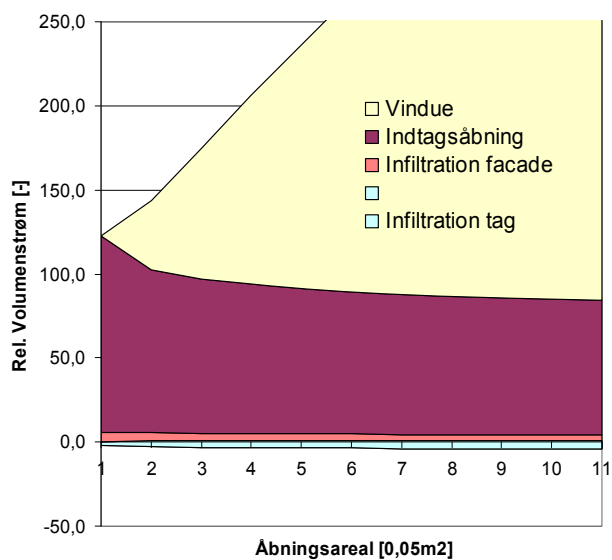
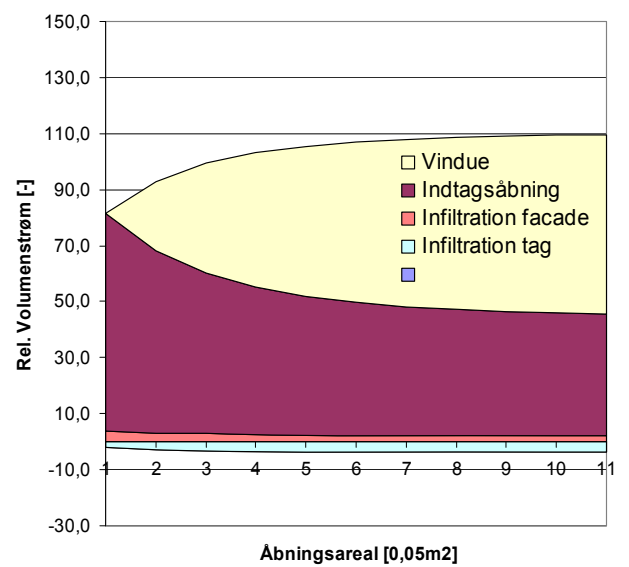
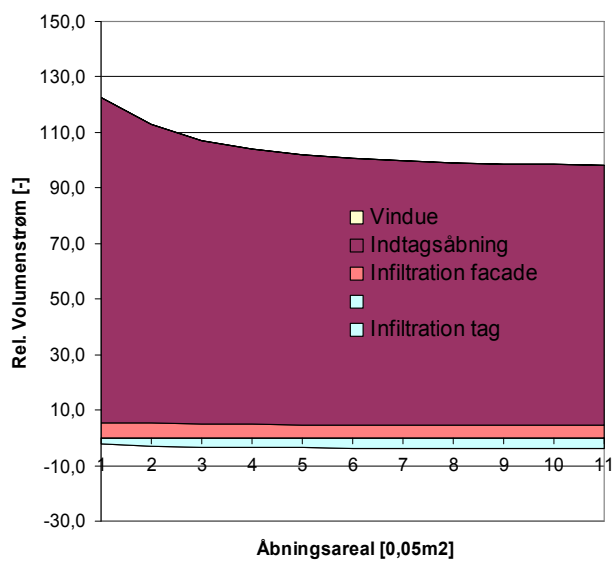
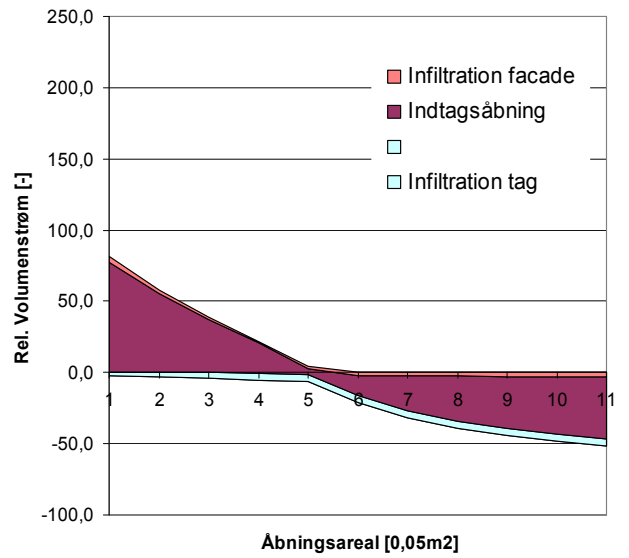
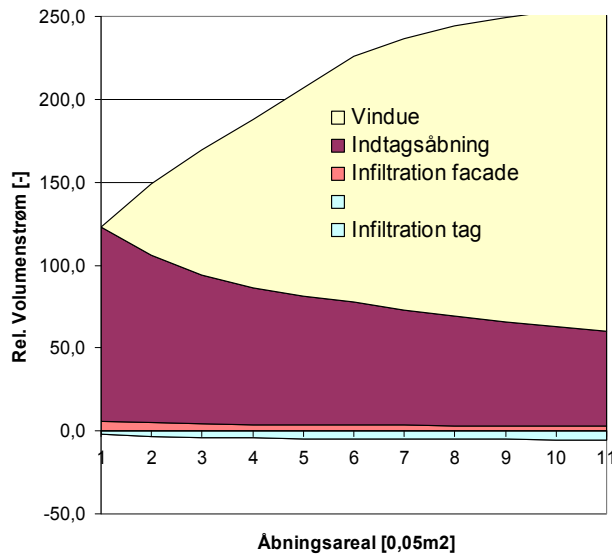
Ændringen i luftfordelingen mellem klasserummene og mellem åbningerne er vist i Figur 9.16 på side 79 som funktion af vinduets åbningsareal i tre situationer; ved åbning i vindsiden, i læsiden og i begge sider samtidigt, for henholdsvis det vestvendte og det østvendte klasserum. Beregningerne gælder en vintersituation med en temperaturdifferens på 20 °C og en vindhastighed på 5 m/s. Der udsuges en konstant luftmængde på 0,36 m³/s fra fællesarealet.



Figur 9.15. Fordeling af luftmængde mellem henholdsvis vestvendt klasserum (øverst) og østvendt klasserum (nederst) samt gennem de enkelte åbninger i klasserummet. Fordelingen er vist som funktion af vindhastigheden ved en temperaturdifferens på 20 °C.

Ved vinduesåbning vil der ske en vis kortslutning af indtagskanalen, hvilket i vinterperioden vil være fordelagtigt, da energiforbruget til forvarmning af indtagsluft dermed vil blive reduceret. Da vinduerne er placeret højt i lokalet vil det termiske drivtryk være negativt modvirke indstrømning af luft gennem vinduet, og det vil derfor maksimalt kunne opnås at lidt mere end halvdelen af indtagsluften tilføres gennem vinduet.

Åbnes vinduer i læsiden har det begrænset indflydelse på den samlede ventilationsluftmængde i bygningen med en mindre stigning i læsiden og et tilsvarende fald i vindsiden. Åbnes vinduer i vindsiden eller i begge har det en dramatisk effekt både på den totale volumenstrøm, der stiger kraftigt, men også på fordelingen mellem klasserummene. Med større åbningsareal stiger volumenstrømmen i vindsiden, mens volumenstrømmen i læsiden først falder og siden ændrer retning således at der ikke tilføres udeluft.



Figur 9.16. Luftfordeling mellem vest- og østvendt klasserum og gennem de enkelte åbninger i hvert klasserum som funktion af vinduets åbningsareal ved A) åbning i vindsiden, B) i læsiden og C) i begge sider samtidigt. Beregningerne er foretaget ved en vintersituation med en temperatordifferens på 20 °C og en vindhastighed på 5 m/s.

9.8 Styring

Udeluftspjældet i indtaget og spjældet i aftrækket forsynes med modulerende spjældmotorer. Varmefluden forsynes med en modulerende motorventil samt sædvanlig frostsikring, som det kendes fra almindelige mekaniske ventilationsanlæg. Indblæsningsføleren placeres i den lodrette kanal ca. 1 m over varmekladden. Ventilatormotoren i aftrækket styres med en frekvensomformer for at opnå stabil regulering og lavt støjniveau. De fire radiatorer i et klasserum forsynes fra en fælles streng, hvor der monteres en on-off motorventil. Desuden forsynes fire af udluftningsvinduerne i hvert af klasserummene med motorer. I klasserummet opsættes der temperatur- og CO₂-føler. Signalet fra belysningsanlægget om hvorvidt rummet er i brug, bruges alene i styringen af udluftningsvinduerne. Alle komponenterne forbindes til et CTS-anlæg, hvor måling af udetemperaturen også indgår.

Ved stigende CO₂-koncentration i klasserummet åbnes først aftræks-spjældet, dernæst udeluftspjældet og ved yderligere stigning i CO₂-koncentrationen startes ventilatoren. Aftræks-spjældet, udeluftspjældet og ventilatoren er koblet i kaskade styret af en proportionalregulering med et setpunkt på 700 ppm og et proportionalbånd på 100 ppm for henholdsvis aftræks-spjældet, udeluftspjældet og ventilatoren, således at ventilatoren når sit nominelle omdrejningstal ved 1000 ppm. Frekvensomformeren til ventilatoren indstilles således, at ventilatoren ikke kører med et omdrejningstal, der er under ca. 15 % af det nominelle, eller at omdrejningstallet bliver større end det nominelle. Varmefluden reguleres på sædvanlig vis med en PI-regulator med et setpunkt på 18 °C. Spjældet i aftrækket tvangsåbnes, når udetemperaturen er over 10 °C.

Brugerne har selv mulighed for at åbne de motorstyrede udluftningsvinduer med individuelle betjeningspaneler placeret ved hvert vindue. Hvis mere end to af vinduerne er mere end 3/4 åbne, lukker motorventilen for varmen til radiatorerne. Ved udetemperatur under 15 °C eller rumtemperatur under 22 °C lukkes vinduerne, 8 minutter efter at lokalet er forladt, registreret med belysningsanlæggets tilstedeværelsesføler. Brugerne opfordres til at udlufte med vinduerne efter endt brug af rummet.

9.9 Motordimensionering

Ved kontinuert drift uden naturligt drivtryk er ventilatorens effektbehov:

$$P_V = \frac{q_V \cdot \Delta p_V}{\eta_V} = \frac{0,18 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 8,0 \text{ Pa}}{0,58} = 2,5 \text{ W}$$

Den mindste standard motorstørrelse på 60 W er således rigeligt til at trække ventilatoren under kontinuert drift.

En 8 polet motor på 60 W har under kontinuert drift et drejningsmoment på:

$$M_n = \frac{60 \text{ W}}{78 \text{ rad/s}} = 0,77 \text{ Nm}$$

I følge Figur 7.13 side 50 er rotationsimpulsen for en ø 500 aksialventilator koblet til en 8 polet motor 5,7 kgm²/s. Starttiden med frekvensomformer bliver:

$$t_{st} = \frac{5,7 \text{ kgm}^2/\text{s}}{0,90 \cdot 0,77 \text{ Nm}} = 8 \text{ s}$$

9.10 Ventilatorstøj

I Figur 9.17 er vist lydeffekten i dB(A) fra ventilatoren ved 615 rpm, en volumenstrøm på 0,18 m³/s og en trykfyldelse på 8 Pa. Desuden er vist lydeffektniveauet efter en, henholdsvis to lyddæmpersektioner af 0,5 m. Den første lyddæmpersektion giver en væsentlig reduktion af niveauet fra 43 dB(A) til 34 dB(A) især ved at reducere støjen mellem 250 og 4000 Hz. Yderligere en lyddæmpersektion vil kun reducere støjen lidt til 31 dB(A) fordi den dominerende resterende støj er ved 125 Hz, hvor lyddæmperen har begrænset virkning. Der er meget begrænset dæmpning i selve kanalsystemet, hvorfor der ses bort fra denne.

Dæmpningen i klasserummet er med akustisk regulering i loftet 6-7 dB(A) i frekvensbåndene mellem 125 og 4000 Hz. Lydniveauet i klasserummet bliver således 30 dB(A) med en lyddæmpersektion og 28 dB(A) med to lyddæmpersektioner.

9.11 Energiforbrug

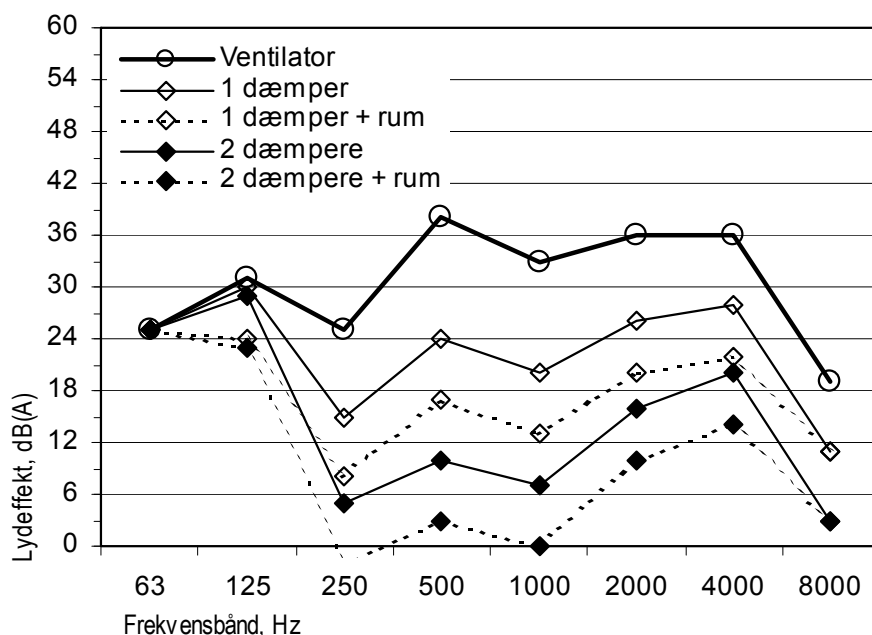
Under kontinuert drift uden naturligt drivtryk er motorbelastningen:

$$\frac{2,5 \text{ W}}{60 \text{ W}} = 4 \%$$

Motoren er dermed så lavt belastet, at eleffektforbruget skal bestemmes ved hjælp af Figur 7.11 side 48. For en næsten ubelastet 60 W, 8 polet motor er eleffektforbruget ca. 80 W ved nominelt omdrejningstal. Ifølge Figur 7.16 side 52 vil dette ved 82 % af det nominelle omdrejningstal aftage til ca. 85 % og ved 15 % af det nominelle omløbstal til ca. 50 %. Motorens eleffektforbrug kan således variere mellem 40 W og 70 W afhængigt af omdrejningstallet.

Eleffektforbruget i den stort set ubelastede frekvensomformer er ifølge Figur 7.17 side 53 ca. 20 W.

Det samlede eleffektforbrug inklusive tab i motor og frekvensomformer til drift af ventilatoren kan således variere mellem 60 W og 90 W afhængigt af omdrejningstallet.



Figur 9.17. Lydeffekt fra ventilatoren henholdsvis direkte og med en eller to lyddæmpersektioner.

I Tabel 9.6 og Tabel 9.7 nedenfor er for henholdsvis opvarmningssæsonen og sommerhalvåret vist ventilatortryk, omdrejningstal og samlet effektforbrug til drift af ventilatoren afhængigt af fraktilværdien for det naturlige drivtryk. Fraktilværdierne for drivtrykket er hentet i Tabel 9.3 og Tabel 9.4 side 65. Omdrejningstallet er beregnet med ligning (7.02). Beregningerne er baseret på et middel ventilationsbehov på 0,18 m³/s, når klasserummene er i brug. I opvarmningssæsonen kræver det et samlet drivtryk på 8 Pa, mens det kræver et drivtryk på 2 Pa i sommerhalvåret, hvor vinduerne ofte forventes at stå åbne.

Af de ca. 7,5 timer/dag hvor bygningen er i brug, er der pauser i lidt mere end 1 time. Da ventilatorerne også kører i dele af pauserne, skelnes der i det følgende ikke mellem lektioner og pauser. Til gengæld tages der hensyn til, at klasserummene kun er benyttet i 80 % af lektionerne, således at den gennemsnitlige brugstid for et klasserum bliver 6,0 timer/dag. Dette svarer til 800 timer/år i opvarmningssæsonen og 400 timer/år i sommerhalvåret.

Med anvendelse af middeltal for eleffektbehovet fra Tabel 9.6 og Tabel 9.7 og kendskabet til ventilatorens relative driftstid i forhold til brugstiden bliver elforbruget til ventilatoren i et østvendt klasserum:

$$E_{\varnothing} = 0,87 \cdot 1200 \text{ timer/år} \cdot 78 \text{ W} + 0,68 \cdot 400 \text{ timer/år} \cdot 72 \text{ W} = 101 \text{ kWh/år}$$

og for et vestvendt klasserum bliver det:

$$E_V = 0,76 \cdot 1200 \text{ timer/år} \cdot 78 \text{ W} + 0,48 \cdot 400 \text{ timer/år} \cdot 72 \text{ W} = 85 \text{ kWh/år}$$

Tabel 9.6. Ventilatortryk, omdrejningstal og effektforbrug i opvarmningssæsonen. Frekvensomformerstyret ventilator.

	Fraktil				
	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %
<i>Østfacade</i>					
Ventilatortryk, Pa	6,0	4,9	3,9	2,8	0,0
Omdrejningstal, rpm	566	538	512	480	-
Effektforbrug, W	80	78	77	75	0
<i>Vestfacade</i>					
Ventilatortryk, Pa	6,0	4,9	3,7	1,9	0,0
Omdrejningstal, rpm	566	538	506	453	-
Effektforbrug, W	80	78	76	73	0

Tabel 9.7. Ventilatortryk, omdrejningstal og effektforbrug i sommerhalvåret. Frekvensomformerstyret ventilator.

	Fraktil				
	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %
<i>Østfacade</i>					
Ventilatortryk, Pa	1,5	1,3	0,7	0,0	0,0
Omdrejningstal, rpm	440	434	413	-	-
Effektforbrug, W	73	72	71	0	0
<i>Vestfacade</i>					
Ventilatortryk, Pa	1,5	1,2	0,0	0,0	0,0
Omdrejningstal, rpm	440	430	-	-	-
Effektforbrug, W	73	72	0	0	0

Til bestemmelse af varmeforbruget skal der beregnes et korrigeret driftstidetal pr. år. Korrektionen tager højde for, at bygningen ikke er i ensartet brug hele året. En driftstid på 1200 timer i perioden oktober - april svarer ved ensartet brug hele året til en driftstid på:

$$\frac{12}{7} \cdot 1200 \text{ timer/år} \approx 2050 \text{ timer/år}$$

Varmeforbruget til opvarmning af ventilationsluften bliver:

$$Q = 1,2 \text{ kJ/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot 0,18 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 29.100 \text{ } ^\circ\text{C}_h \cdot \frac{2050 \text{ timer/år}}{3285 \text{ timer/år}} \approx 3.920 \text{ kWh/år}$$

9.12 Alternativ styring: Direkte koblet motor og on-off styring

Som alternativ kunne motoren tænkes koblet direkte på ventilatoren uden brug af frekvensomformer og styringen udformet som en on-off styring af ventilatoren med et setpunkt på fx 900 ppm-CO₂ og et dødbånd på fx 50 ppm-CO₂. Spjældene i aftrækket og indtaget kunne ligeledes tænkes styret on-off med setpunkter og dødbånd, der sikrer, at aftræksspjældet åbner først, og således at begge spjæld er åbne ved en CO₂-koncentration, der er noget lavere end ventilatorens setpunkt. Når der ikke er tilstrækkeligt naturligt drivtryk, vil ventilatoren således koble ind og ud efter behov.

Uden naturlige drivkræfter og ved nominelt omdrejningstal for ventilatoren på 750 rpm bliver volumenstrømmen gennem anlægget 0,223 m³/s og ventilatorens trykydelse 11,8 Pa. Ved 4 Pa naturligt drivtryk bliver volumenstrømmen 0,245 m³/s og trykydelsen 10,0 Pa. Ved 8 Pa naturligt drivtryk bliver volumenstrømmen 0,266 m³/s og trykydelsen 8,2 Pa.

9.12.1 Starttid

En direkte koblet 8 poler, 3 faset 60 W motor har ifølge Figur 7.12 side 50 et gennemsnitsmoment under opstart på ca. 1,7 Nm. I det rotationsimpulsen for aksialventilatoren er 5,7 kgm²/s bliver starttiden:

$$t_{st} = \frac{5,7 \text{ kgm}^2/\text{s}}{1,7 \text{ Nm}} = 3,4 \text{ s}$$

Motoren har således tilstrækkelig kraftig til at starte ventilatoren.

9.12.2 Ventilatorstøj

I Figur 7.2 side 43 ses at lydeffektniveauet er 59 dB(A) ved nominelt omdrejningstal for ventilatoren, hvor det kun var 43 dB(A) ved 615 rpm. Fordelingen i frekvensbåndene er som vist i Figur 7.5 side 45. Ved at sammenholde dB(A)-karakteristikken i Figur 9.17 og i Figur 7.5 ses det, at ventilatoren ved det nominelle omdrejningstal ligger 6 dB(A) højere ved 63 Hz og ca. 18 dB(A) højere ved frekvenser over 500 Hz. Den direkte kobling af motoren vil således give anledning til mere støj, som vanskeligt kan fjernes i det lave frekvensområde med større lyddæmper.

9.12.3 Energiforbrug

Eleffektforbruget for den næsten ubelastede 60 W, 8 poler motor ved nominelt omdrejningstal er som tidligere ca. 80 W.

I Tabel 9.8 side 84 og Tabel 9.9 side 85 er for henholdsvis opvarmnings-sæsonen og sommerhalvåret vist naturlig ventilation, hybrid ventilation og andelen af brugstiden med naturlig ventilation afhængigt af fraktilværdien for det naturlige drivtryk. I opvarmnings-sæsonen kan den naturlige ventilation dække 60 % af brugstiden i de østvendte klasserum og 63 % af brugstiden i de østvendte klasserum. I sommerhalvåret kan den naturlige ventilation

dække 79 % af brugstiden i de østvendte klasserum og 84 % af brugstiden i de vestvendte klasserum. Elforbruget til ventilatoren i et østvendt klasserum bliver således:

$$E_{\emptyset} = 0,40 \cdot 1200 \text{ timer/år} \cdot 80 \text{ W} + 0,21 \cdot 400 \text{ timer/år} \cdot 80 \text{ W} = 45 \text{ kWh/år}$$

og for et vestvendt klasserum bliver det:

$$E_V = 0,37 \cdot 1200 \text{ timer/år} \cdot 80 \text{ W} + 0,16 \cdot 400 \text{ timer/år} \cdot 80 \text{ W} = 41 \text{ kWh/år}$$

Det i forvejen lille elforbrug bliver således lidt mere end halveret ved den alternative styreform. Til gengæld vil der være perioder i opvarmings sæsonen, hvor det naturlige drivtryk er mere end tilstrækkeligt, og der sker en overventilering. Ved at interpolere i Tabel 9.8 ses det, at der er overventilering ved naturlig ventilation i 13 % af brugstiden i de østvendte klasserum og i 23 % af brugstiden i de vestvendte. Ved 95 % fraktilen er den naturlige ventilation $0,214 \text{ m}^3/\text{s}$ i et østvendt klasserum og $0,262 \text{ m}^3/\text{s}$ i et vestvendt klasserum.

Antages det tilnærmet, at sammenhængen mellem fraktil og overventileringen ved naturlig ventilation er retlinet, kan den maksimale overventilering i de østvendte klasserum bestemmes som:

$$\Delta q_{V,\text{max},\emptyset} = (0,214 \text{ m}^3/\text{s} - 0,180 \text{ m}^3/\text{s}) \cdot \frac{0,13}{0,08} = 0,055 \text{ m}^3/\text{s}$$

og den maksimale overventilering i de vestvendte klasserum som:

$$\Delta q_{V,\text{max},V} = (0,262 \text{ m}^3/\text{s} - 0,180 \text{ m}^3/\text{s}) \cdot \frac{0,23}{0,18} = 0,105 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dette svarer til en forøgelse af ventilationen på 31 % i de østvendte klasserum og 58 % i de vestvendte klasserum. Det umiddelbare problem ved dette vil være, at varmefflade vil have vanskeligt ved at opvarme luften til den ønskede indblæsningstemperatur.

Middeloverventileringen i de østvendte klasserum bliver:

$$\overline{\Delta q_{V,\emptyset}} = 0,13 \cdot \frac{0,055 \text{ m}^3/\text{s}}{2} = 0,004 \text{ m}^3/\text{s}$$

og middel overventilering i de vestvendte klasserum bliver:

$$\overline{\Delta q_{V,V}} = 0,23 \cdot \frac{0,105 \text{ m}^3/\text{s}}{2} = 0,012 \text{ m}^3/\text{s}$$

Overventileringen vil medføre en forøgelse af varmeforbruget til opvarmning af ventilationsluft på 2 % i de østvendte klasserum og 7 % i de vestvendte.

Tabel 9.8. Naturlig ventilation, hybrid ventilation og andel af brugstid med naturlig ventilation i opvarmings sæsonen. On-off styring af ventilator uden drøvling.

	Fraktil				
	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %
<i>Østfacade</i>					
Naturlig ventilation, m^3/s	0,083	0,106	0,124	0,142	0,186
Hybrid ventilation, m^3/s	0,235	0,241	0,246	0,252	0,269
Andel med nat. vent., %	36	45	54	65	100
<i>Vestfacade</i>					
Naturlig ventilation, m^3/s	0,086	0,106	0,127	0,155	0,225
Hybrid ventilation, m^3/s	0,235	0,241	0,247	0,257	0,286
Andel med nat. vent., %	37	45	56	75	100

Tabel 9.9. Naturlig ventilation, hybrid ventilation og andel af brugstid med naturlig ventilation i sommerhalvåret. On-off styring af ventilator uden drøvling.

	Fraktil				
	10 %	30 %	50 %	70 %	90 %
<i>Østfacade</i>					
Naturlig ventilation, m ³ /s	0,083	0,100	0,141	0,184	0,274
Hybrid ventilation, m ³ /s	0,304	0,305	0,310	0,316	0,332
Andel med nat. vent., %	56	61	77	100	100
<i>Vestfacade</i>					
Naturlig ventilation, m ³ /s	0,083	0,108	0,184	0,264	0,396
Hybrid ventilation, m ³ /s	0,304	0,306	0,316	0,330	0,396
Andel med nat. vent., %	56	64	100	100	100

9.12.4 Koblingshyppighed og luftstrømvariation

Ved en typisk middeltilstand svarende ca. til 50 %-fraktilen vil ventilationen ved middelbelastning i rummet variere mellem ca. 0,125 m³/s svarende til 450 m³/h og et luftskifte på 2,1 h⁻¹ ved naturlig ventilation og 0,246 m³/s svarende til 886 m³/h og et luftskifte på 4,1 h⁻¹, når ventilatoren kobles ind.

Ved omskrivning af ligning 8.11 i By og Byg Anvisning 202 (Terpøger Andersen, 2002) fås:

$$\tau = -\frac{1}{n} \cdot \ln \left(\frac{c_{op} - c_{ind} - \frac{G}{n \cdot V_R}}{c_o - c_{ind} - \frac{G}{n \cdot V_R}} \right)$$

Stigetiden fra ca. 700 ppm, ved starten af en lektion eller når spjældene efter kort tid åbner, til 950 ppm CO₂ ved naturlig ventilation er:

$$\tau = -\frac{1}{2,1 \text{ h}^{-1}} \cdot \ln \left(\frac{950 \text{ ppm} - 400 \text{ ppm} - \frac{0,379 \text{ m}^3/\text{h}}{450 \text{ m}^3/\text{h}}}{700 \text{ ppm} - 400 \text{ ppm} - \frac{0,379 \text{ m}^3/\text{h}}{450 \text{ m}^3/\text{h}}} \right) = 0,30 \text{ h} = 18 \text{ min}$$

Når koncentrationen når op på 950 ppm-CO₂ og ventilatoren kobles ind, er faldtiden fra 950 ppm til 900 ppm-CO₂:

$$\tau = -\frac{1}{4,1 \text{ h}^{-1}} \cdot \ln \left(\frac{900 \text{ ppm} - 400 \text{ ppm} - \frac{0,379 \text{ m}^3/\text{h}}{886 \text{ m}^3/\text{h}}}{950 \text{ ppm} - 400 \text{ ppm} - \frac{0,379 \text{ m}^3/\text{h}}{886 \text{ m}^3/\text{h}}} \right) = 0,129 \text{ h} = 7,7 \text{ min}$$

Stigetiden fra 900 ppm til 950 ppm CO₂ ved naturlig ventilation, når ventilatoren igen kobles ud, er:

$$\tau = -\frac{1}{2,1 \text{ h}^{-1}} \cdot \ln \left(\frac{950 \text{ ppm} - 400 \text{ ppm} - \frac{0,379 \text{ m}^3/\text{h}}{450 \text{ m}^3/\text{h}}}{900 \text{ ppm} - 400 \text{ ppm} - \frac{0,379 \text{ m}^3/\text{h}}{450 \text{ m}^3/\text{h}}} \right) = 0,075 \text{ h} = 4,5 \text{ min}$$

Ventilatoren vil således ind- og udkoble 2-3 gange under hver lektion med den følge, at luftstrømmen skifter mellem -31 % og +37 % af behovet. Problemer i denne forbindelse kan meget vel være, om varmebladen har til-

strækkelig varmeydelse samt varmefladens og indblæsningstemperaturens dynamiske reaktion på skiftene i luftstrømmen.

9.12.5 Forbedring af styringen

Styring af aftræks- og indtagsspjældene med en proportionalregulator og indstillinger som i basistilfældet, vil kunne fjerne problemet med overventilering gennem indtaget, eller mere præcist reducere det svarende til offsettet for proportionalreguleringen ved det aktuelle naturlige drivtryk.

Til gengæld er det ikke muligt at komme uden om problemerne med forøget støj fra ventilatoren og skiftet i luftstrøm på grund af den direkte kobling af ventilatoren. Drøvling af indtags- eller afkastspjældet til den ønskede luftmængde, når ventilatoren kører, vil teoretisk set kunne gøre, at der ikke kommer gentagne ind- og udkoblinger af ventilatoren med deraf følgende gentagne skift i luftstrømmen. Vanskeligheden består bl.a. i at finde en metode til at undgå, at ventilatoren forbliver indkoblet, selv når det naturlige drivtryk igen bliver tilstrækkeligt til at flytte den nødvendige luftstrøm.

Hvis det forudsættes, at ventilatoren alene er indkoblet, når det naturlige drivtryk ikke i sig selv er tilstrækkeligt, vil ventilatoren være indkoblet 87 % af brugstiden i opvarmningssæsonen i de østvendte klasserum og 76 % af brugstiden i de vestvendte. Tilsvarende vil ventilatoren i sommerhalvåret være indkoblet 68 % af brugstiden i de østvendte klasserum og 48 % af brugstiden i de vestvendte klasserum. Elforbruget til ventilatoren i et østvendt klasserum bliver således

$$E_{\varnothing} = 0,87 \cdot 1200 \text{ timer/år} \cdot 80 \text{ W} + 0,68 \cdot 400 \text{ timer/år} \cdot 80 \text{ W} = 105 \text{ kWh/år}$$

og for et vestvendt klasserum bliver det

$$E_V = 0,76 \cdot 1200 \text{ timer/år} \cdot 80 \text{ W} + 0,48 \cdot 400 \text{ timer/år} \cdot 80 \text{ W} = 88 \text{ kWh/år}$$

Elforbruget vil således være en anelse højere end i basistilfældet med frekvensomformeren. Hvis indkoblingen af ventilatoren skulle gå i baglås, således at ventilatoren kommer til at køre hele brugstiden, vil elforbruget blive 128 kWh/år.

10 Referencer

Axley, J. W. (2001). *Residential passive ventilation systems: Evaluation and design* (AIVC Technical Note 54). Sint-Stevens-Woluwe: AIVC – Air Infiltration and Ventilation Centre.

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

Dansk Standard. (2001). *Ventilation i bygninger: Projekteringskriterier for indeklimaet* (DS/CEN/CR 1752:2001). Charlottenlund.

Hansen, H. E., Kjerulf-Jensen, P., Stampe, O. B. (red.) (2006). *Varme- og Klimateknik: Grundbog* (3. udg.). Lyngby: Danvak.

Heiselberg, P. (2002). *Principles of hybrid ventilation: IEA-ECBCS Annex 35: Hybrid ventilation in new and retrofitted office buildings*. Paris: ECBS.

Olesen, B. W. (2000). Guidelines for comfort. *ASHRAE Journ.*, 42(8), 41-46.

Stampe, O. B. (1998). *Lyd i VVS-anlæg*. Oslo: Skarland Press.

Terpøger Andersen, K., Heiselberg, P., & Aggerholm, S. (2002). *Naturlig ventilation i erhvervsbygninger: Beregning og dimensionering* (By og Byg Anvisning 202). Hørsholm: Statens Byggeforskningsinstitut.

Vik, T. A. (2003). *Life cycle cost assessment of natural ventilation systems*. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, Faculty of Architecture and Fine Art, Department of Architectural Design, History and Technology. [Doctoral thesis].

Wittchen, K. B., Johnsen, K., Grau, K., & Rose, J. (2008). *BSim – Brugervejledning* (9. udg.). Hørsholm: Statens Byggeforskningsinstitut.

Erhvervs- og Byggestyrelsen. (2008). *Bygningsreglement 2008*. København. Lokaliseret 20080520 på: www.ebst.dk/br08.dk

Tilskyndelsen for at bruge hybrid ventilation er, at det under visse forhold kan være hensigtsmæssigt at begrænse den mekaniske ventilation og i højere grad udnytte naturlige drivkræfter, mens det under andre forhold kan være nødvendigt at supplere de naturlige drivkræfter i et naturligt ventilationssystem med mekaniske. Drivkræfterne ved hybrid ventilation er en kombination af naturlige og mekaniske kræfter.

Denne publikation har til formål at bidrage til kendskabet til principperne bag hybrid ventilation og at give nogle retningslinjer for dimensionering og styring af hybride ventilationssystemer.

1. udgave, 2008

ISBN 978-87-563-1354-4