

Komponenter til naturlig ventilation

Del II – Luft-til-væske varmeveksler

Udarbejdet for Energistyrelsen J nr.: 1213/01-0016

Line Louise Overgaard Ebbe Nørgaard Søren Ø. Jensen Kenneth B. Madsen

August 2002

Teknologisk Institut Energi BuildVISION

Komponenter til naturlig ventilation Del II – Luft-til-væske varmeveksler

Line Louise Overgaard Ebbe Nørgaard Søren Ø. Jensen Kenneth B. Madsen

Teknologisk Institut Energi

August 2002

Forord

Nærværende delrapport er resultatet af en del af projektet *Komponenter til naturlig ventilation*, der er udført under Energistyrelsens energiforskningsprogram (EFP), J. nr. 1213/01-0016.

Projektet har været opdelt i to delprojekter. Delprojekt I /9/ har været en forundersøgelse af mulighederne for udvikling og anvendelse af lavtsiddende indløbsåbninger til naturlig ventilation efter fortrængningsprincippet, mens der i delprojekt II er blevet udviklet en luft-til-væske varmeveksler med lavt trykfald på luftsiden. I nærværende delrapport er kun delprojekt II afrapporteret.

Projektet har således haft to formål. Det ene formål har været at undersøge mulighederne for udvikling og anvendelse af lavtsiddende friskluftindtag i facader til naturlig ventilation efter fortrængningsprincippet uden komfortproblemer. Projektets andet formål har været at udvikle en luft-til-væske varmeveksler med et tilstrækkeligt lavt trykfald, så varmegenvinding i naturligt ventilerede bygninger kan gøres mulig. Anvendelse af varmeveksleren til forvarmning af friskluften vil desuden samtidig reducere risikoen for problemer med træk i opholdszonen.

Bemærk, at der i bilag 2 er en kort gennemgang af anvendte begreber/teori i nærværende rapport.

Delprojekt II er udført i et samarbejde mellem:

Teknologisk Institut, Energianvendelse i bygninger, BuildVISION Teknologisk Institut, Køle- og Varmepumpeteknik

Komponenter til naturlig ventilation Del II – Luft-til-væske varmeveksler 1. udgave, 1. oplag 2002 © Teknologisk Institut 2002 Energidivisionen

ISBN: 87-7756-662-9 ISSN: 1600-3780

Indhold

Foror	d	1
Indho	ld	2
1 h	ndledning	4
) D		C
2 K	les ume	0
3 B	eskrivelse af ventilationskoncept/-system med varmegenvinding	7
4 F	astsættelse af krav	9
4.1	Anvendelsesområder	9
4.2	Ventilationsbehov	
4.3	Drivtryk ved naturlig ventilation	
4.4	Temperaturforhold	
4.5	Sammenfatning	
5 V	alg af vekslerdesign	
5.1	Ovale rør frem for cirkulære rør	
5.2	Valg af dimensioner for aktuel vekslerdesign	
6 B	eskrivelse af de udførte målinger	
6.1	Forsøgsopstilling	
6.2	Måleudstyr	
6.3	Energibalance	
6.4	Forsøgsgang	
7 N	1åleresultater	
7.1	Generelt	
7.2	Vekslerydelse og effektifitet	
7.3	Tryktab over veksleren	
7.4	Måleusikkerhed	
7.5	Vurdering af måleresultater	
8 E	ES.model	
8.1	Det totale system	
8.2	Dimensionering af varmevekslerne	
8.3	Systemets væskekreds	
8.4	Beregning med modellen	
9 P	arametervariationer	
9,1	Volumenstrøm af væske	
9.2	Rørdimensioner	
9.3	Afhængighed af udelufttemperaturen	
9.4	Strømningsareal	
9.5	Dybde af varmevekslerne	
9.6	Finneafstand i varmevekslerne	
9.7	Balance mellem volumenstrømmen af luft til og fra bygningen	

9.8	DybdSammenfatning	
10 Ek	sempel	49
10.1	El- og opvarmningsbehov i et naturligt ventileret lokale med varmegenvinding	50
10.2	El- og opvarmningsbehov i et mekanisk ventileret lokale med varmegenvinding	
10.3	Primær energi	
10-4	Priser	50
11 Ko	onklusion	52
12 Re	ferencer	53
Bilag		54

1 Indledning

Varmegenvinding har indtil nu været udelukket i naturligt ventilerede bygninger, fordi luften er kommet ukontrollabelt ind og ud gennem bygningens klimaskærm. Et første krav for at kunne etablere varmegenvinding i forbindelse med naturlig ventilation er derfor, at luftstrømningerne kan kontrolleres. Derudover er det et absolut krav, at komponenterne i varmegenvindingsanlæggene kun introducerer minimale trykfald, da ventilationen ellers vil gå i stå.

Allerede i begyndelsen af 90'erne blev der på Institut for Bygninger og Energi, Danmarks Teknologiske Universitet gennemført et forskningsprojekt omhandlende varmegenvinding i forbindelse med naturlig ventilation /1/. Varmegenvindingen blev etableret ved hjælp af en lodret modstrømsvarmeveksler med et lille trykfald. Princippet er vist i Figur 1.1. I en forsøgsopstilling kunne der opnås en varmegenvindingsgrad på omkring 40 %. Problemet med princippet er, at når den friske luft og afkastluften henholdsvis opvarmes og afkøles gennem varmeveksleren, reduceres drivtrykket. Et andet problem er, at de to luftstrømme skal mødes, hvilket ofte vil give problemer med placeringen af systemet i en bygning. Desuden vil systemet ofte give anledning til fodkulde.



Figur 1.1: Princip i system, testet på Institut for Bygninger og Energi. T.v.: Lodret snit i system. T.h.: Vandret snit i varmeveksler /1/.

For at overkomme disse problemer blev et andet koncept udviklet på Teknologisk Institut, Energi. Dette koncept bygger på væskekoblede batterier, hvor enten kølemiddel eller vand cirkuleres mellem de to luft-tilvæske varmevekslere. Teknologisk Institut, Energi gennemførte en forundersøgelse af konceptet i EFP97-projektet "*Naturlig ventilation med varmegenvinding og solassistance – forundersøgelser*", journal nr. 1213/98-025 /2/. I forprojektet indgik bl.a. en række teoretiske beregninger, og erfaringer fra beslægtede internationale forskningsprojekter blev gennemgået og vurderet.

Beregningerne i forprojektet og resultaterne fra de internationale projekter underbygger påstanden om, at naturlig ventilation med varmegenvinding kan lade sig gøre, samtidigt med at et tilstrækkeligt luftskifte kan tilvejebringes i bygningen.

Problemet med varmegenvinding i forbindelse med naturlig ventilation er, at der modsat mekanisk ventilation kun er et beskedent drivtryk at gøre godt med. Det betyder, at der nødvendigvis kun må forekomme lave tryktab over alle komponenter i systemet inkl. varmevekslerne. I forbindelse med undersøgelserne vedr. naturlig og hybrid ventilation til København Universitets nye bygninger på Amager (EFP99-projektet "*Fuldskala af-prøvning af naturlig og hybrid ventilation*", journal nr. 1213/99-0021 /8/) viste det sig, at det ikke var muligt at købe varmevekslere med de nødvendige lave trykfald. Det var heller ikke muligt at få specialfremstillet denne type varmevekslere, idet strømningsforholdene omkring varmeveksleren er så forskellige fra traditionelle varmevekslere, at det ikke er muligt at anvende eksisterende dimensioneringsprogrammer og erfaringer. I SaveHeat-projektet /3/ opnåede man effektiviteter på 40-50 % med en heat pipe varmeveksler, hvor trykfaldet på luftsiden var mellem 1 og 4,5 Pa ved lufthastigheder på henholdsvis 0,5 og 1 m/s. Det er så lave trykfald, der er nødvendige for at muliggøre varmegenvinding i naturligt ventilerede bygninger. I traditionelle lufttil-væske varmevekslere er det ikke muligt at komme længere ned end 10-15 Pa ved en lufthastighed på 1 m/s. Sådanne vekslere vil virke som en prop i et naturligt ventilationssystem.

For at muliggøre varmegenvinding i forbindelse med naturlig ventilation er det derfor nødvendigt at udvikle effektive luft-til-væske varmevekslere med et lavt trykfald på luftsiden.

Formålet med nærværende delprojekt har derfor været at udvikle og demonstrere, at det er muligt at producere effektive luft-til-væske varmevekslere med et lavt trykfald på luftsiden og således muliggøre introduktion af varmegenvinding i forbindelse med naturlig ventilation.

2 Resume

For at muliggøre varmegenvinding i forbindelse med naturlig ventilation er der i nærværende projekt blevet udviklet en effektiv luft-til-væske varmeveksler med lavt trykfald på luftsiden. Veksleren er som et led i projektet blevet testet på Teknologisk Institut, og den teoretisk beregnede effektivitet for veksleren er herved blevet dokumenteret ved målinger.

Veksleren tænkes (jf. kapitel 3) at indgå i et fleksibelt og evt. solassisteret varmegenvindingskoncept med væskekoblede batterier, hvor et vandbaseret kølemiddel cirkuleres mellem to luft-til-væske varmevekslere placeret ved den naturlige ventilations indtag hhv. afkast.

Som en første fase i projektet blev der foretaget en række teoretiske undersøgelser, som mundede ud i udvikling af et teoretisk design for en luft-til-væske varmeveksler med lavt trykfald på luftsiden samtidig med en tilfredsstillende varmeoverføringsevne. På baggrund af dette teoretisk udviklede vekslerdesign blev der specificeret og fremstillet en prototype af det pågældende design.

Herefter blev denne "prototype" af veksleren testet i et laboratorium under realistiske betingelser, og på baggrund af målinger af bl.a. volumenstrømme, lufthastigheder, temperaturer og trykfald blev vekslerens varmeoverføringsevne (ydelse) og tryktab bestemt ved forskellige luftmængder, og der blev foretaget en sammenligning med de indledende teoretiske beregninger.

Resultaterne fra målingerne (og beregningerne) på det første vekslerdesign (prototypen) viste sig at være så tilfredsstillende, at det ikke var nødvendigt at modificere og videreudvikle vekslerdesignet til en andengenerations-varmeveksler. Ved luftmængder på 200-800 m³/h (svarende til luft-hastigheder gennem veksleren på 0,3-1,2 m/s) er tryktabet over veksleren nede på omkring 0,5-2,5 Pa svarende til et tryktab på i alt 1,0-5,0 Pa for de to varmevekslere i systemet samtidigt med, at vekslereffektiviteten er mellem 60 og 90 % (højst ved lave volumenstrømme). Varmegenvindingsgraden er omkring 43 % ved en indetemperatur på 25 °C, en udetemperatur på 5 °C og en luftmængde på 200 m³/h.

Der er en meget god overensstemmelse mellem målte og beregnede effektoverførelser – de sidste fundet med en udviklet edb-model af varmeveksleren. En forskel på $\pm 10-15\%$ mellem målinger og beregninger er en overraskende god overensstemmelse. Det antages derfor, edb-modellen tilstrækkeligt nøjagtigt er i stand til at beregne ydelsen for varmeveksleren i det interessante område med hensyn til flow, temperaturer og dimensioner.

Den udviklede edb-model af varmeveksleren er blevet videreudviklet til et brugervenligt edb-simuleringsprogram, NVX2000, som kan anvendes til dimensionering af varmegenvindingssystemer til naturlig ventilation, idet det er i stand til at beregne fx tryktab over vekslerne og genvindingssystemer for et komplet varmegenvindingssystem under forskellige forudsætninger, ligesom det er muligt at eksperimentere med forskellige udformninger af de to vekslere i systemet. Resultater for fx tryktab over varmevekslerne kan anvendes i edbprogrammet SolVent2000 (der blev udviklet i forprojektet /2/) til beregning af naturlig ventilation med solassistance og varmegenvinding. Med SolVent2000 er det muligt at gennemføre en mere præcis beregning af både drivtryk og trykfald over systemet end med NVX2000. Både SolVent2000 og NVX2000 kan downloades fra Teknologisk Institut, BuildVISION's hjemmeside (www.buildvision.dk).

Rapporten inkluderer en kortfattet brugervejledning til NVX2000 samt kurver, der viser resultatet af parametervariationer gennemført med NVX2000 for at vise, hvad NVX2000 og naturlig ventilation med varmegenvinding er i stand til. Til sidst er der et mere konkret eksempel, der indikerer at naturlig ventilation med varmegenvinding sandsynligvis kan laves billigere end traditionel mekanisk ventilation med varmegenvinding samtidigt med at en højere energibesparelse kan opnås. Der er dog behov for opbygge rigtige anlæg for at verificere dette.

3 Beskrivelse af ventilationskoncept/-system med varmegenvinding

Det koncept for naturlig ventilation med varmegenvinding, som luft-til-væske varmeveksleren tænkes udviklet til, er vist skematisk i Figur 3.1.



Figur 3.1: Principskitse af varmegenvindingskoncept.

Systemet består af:

- En unit med varmeflade (kondensator) ved friskluftindtaget evt. i kombination med en luftsolfanger/solvæg for yderligere forvarmning af friskluften.
- En unit med køleflade (fordamper) i afkastkanalen. En luftsolfanger/solskorsten ved afkastet kan øge drivtrykket i systemet samt evt. øge den varmemængde, det er muligt at overføre til friskluften. Afkastet bør udformes, så vinden øger drivtrykket.
- Ventilationsmængden styres ved hjælp af et spjæld i afkastkanalen samt evt. et bypass udenom varme og kølefladerne til brug i sommermånederne.

Konceptet har flere fordele i forhold til andre varmegenvindingskoncepter til naturlig ventilation:

- Der er valgfrihed med hensyn til placering af vekslerkredsens køle- og varmeflade.
- Frisk- og afkastluften skal ikke mødes.
- Placeringen af varmefladen i bunden af bygningen virker her sammen med den termiske opdrift, mens kølefladens ringe udstrækning kun i ubetydelig grad reducerer det termiske drivtryk.
- Det er muligt at styre luftskiftet.
- Det er muligt yderligere at reducere opvarmningsbehovet til forvarmning af friskluften ved at anbringe en solfanger/solvæg foran indtaget til friskluft.
- Det er muligt at øge drivtrykket ved hjælp af en solfanger/solskorsten i afkastet og evt. øge den overførte varmemængde (hvis solfangeren er placeret før vekslerkredsens kølekreds).

- Systemet kan også anvendes i forbindelse med afkastventilation fx i eksisterende bygninger, hvor det er vanskeligt/umuligt at placere ventilationskanaler.
- Det er muligt at eftervarme friskluften efter vekslerens varmeflade i indblæsningen til en temperatur, der ikke giver trækgener.

Vekslerkredsen opbygges som koblede væskebatterier, hvor et kølemiddel eller vand anvendes som varmetransporterende medium. Anvendelse af et kølemiddel giver en større varmeoverføringsevne i vekslerne end vand. Samtidigt skal der cirkuleres en mindre massestrøm end ved brug af vand som transportmedium. Der kan derfor bruges tyndere rør. På den anden side kræver efterfyldning/reparation af systemet ikke særlige forholdsregler, hvis der anvendes vand.

4 Fastsættelse af krav

Afhængig af hvilke anvendelsesområder og systemudformninger genvindingskonceptet til naturlig ventilation (jf. kapitel 3) tænkes anvendt til, vil der bl.a. være forskellige krav til luft-til-væske vekslerens ydelse og maksimale tryktab (pga. forskellige drivtryk). Med systemudformninger menes her, om der fx anvendes decentrale indtag og afkast, eller om der anvendes decentrale indtag sammen med et centralt afkast, om der anvendes en hjælpeventilator i afkast (hybrid ventilation), om der fx etableres luftsolfanger og/eller solskorsten til forøgelse af drivtrykket osv. Der kan desuden være krav til vekslerens geometriske udformning (fysiske begrænsninger).

I en vintersituation er udetemperaturen typisk -5 til +5 °C og ventilationsmængden vil her være bestemt af friskluftbehovet. I en forårssituation er udetemperaturen typisk 5-20 °C, og ventilationsmængden er som regel ligeledes bestemt af friskluftbehovet. Sommersituationen er derimod karakteriseret ved høje udetemperaturer (> 17-20 °C) og ventilationsmængden vil i reglen være bestemt af kølebehovet. Når udetemperaturen er større end ca. 17 °C, vil der i de fleste bygninger ikke være noget opvarmningsbehov, og varmegenvinding bør derfor undgås.

Det kan diskuteres, om det er nødvendigt at stille krav om, at ventilationskonceptet med varmegenvinding skal kunne virke i alle driftssituationer hhv. vinter og forår/efterår. Det kan være mere hensigtsmæssigt fx at kræve, at systemet skal udformes, så det fungerer i 80 % af de forekommende driftssituationer med naturlig ventilation, eller så det kan fungere i et hybrid ventilationssystem med en lille hjælpeventilator i udløbet. Det er eksempelvis ikke specielt energikrævende at installere en ventilator i udløbet til at hæve drivtrykket til ca. 10-15 Pa, hvorved integrering af specielle faciliteter som filtrering af udeluften, lydreduktion, varmegenvinding mv. bliver mulig i stort set alle driftssituationer.

I det følgende diskuteres forskellige mulige anvendelsesområder og systemudformninger og deraf følgende krav til luft-til-væske varmevekslerens udformning.

4.1 Anvendelsesområder

Der er flere forskellige områder, hvor anvendelse af naturlig ventilation med varmegenvinding kan være relevant. Det gælder fx:

- Skoler/institutioner
- Kontorbyggeri (flerrumskontorer, mødelokaler mv.)
- Industri
- Boliger

De forskellige områder ovenfor indebærer vidt forskellige krav til luftmængder og drivtryk.

I forbindelse med delprojekt I (udvikling af indløbsåbninger til naturlig ventilation) /9/ er der for tre af de forskellige mulige anvendelsesområder (hhv. skoler/institutioner, kontorlokaler og industrilokaler) udført en række parametervariationer (se bilag 3), hvor der er regnet på nødvendige luftmængder og opnåelige drivtryk ved typiske udformninger af de pågældende lokaler, dvs. med typiske belastninger, rumgeometrier mv. Hovedresultaterne fra beregningerne er gengivet i afsnit 4.2 og 4.3. De anvendte beregningsudtryk er kort angivet i bilag 5.

4.2 Ventilationsbehov

Ventilationsbehovet og dermed den nødvendige luftmængde, der skal tilføres et rum, afhænger af antal personer pr. m² gulvareal og af friskluftbehovet pr. person. I bilag 3 er ventilationsbehovet udtrykt som tilført luftmængde pr. m facade beregnet for rumdybder på hhv. 5 m, 9 m og 12 m, for personbelastninger svarende til hhv. 10 m²/person, 15 m²/person og 20 m²/person samt for friskluftmængder på hhv. 7 l/s pr. person, 10 l/s pr. person og 15 l/s pr. person.

Det gennemsnitlige behov er ca. 6 l/s pr. m facade stigende til ca. 11-12 l/s pr. m facade i bygninger med høj belastning.

I **skoler og børneinstitutioner** er luftmængderne typisk 6-10 l/s pr. person, dvs. ca. <u>450-900 m³/h</u> pr. klasseværelse (ved 20-25 elever pr. klasseværelse). Hvis BR95's minimumskrav følges, vil den nødvendige friskluftmængde i børnehaver og skoler være af størrelsesordenen 10-20 l/s pr. m facade. Skoler opføres i dag ofte som enetages bygninger, og tryktabet må derfor ikke være højere end ca. 3-4 Pa ved den dimensionerede luftmængde. Udnyttes en stor loftshøjde øges drivtrykket, samtidigt med at den kontinuerte luftudskiftning kan reduceres mod til gengæld at indføre periodevis udluftning. Nærzonen skal være mindre end 1 m.

I **kontorbyggeri** varierer luftmængderne typisk fra 5-10 l/s pr. person, svarende til luftmængder på <u>180-360</u> <u>m³/h</u> pr. kontorafsnit til 10 personer. For cellekontorer med en rumdybde på op til 5 m med ensidig ventilation vil friskluftbehovet være ca. 3-5 l/s pr. m facade, og for storrumskontorer med en rumdybde på 9-12 m med tvær- eller stakventilation vil friskluftbehovet være ca. 6-12 l/s pr. m facade afhængig af personbelastningen.

Det vil være en fordel med stor rumhøjde - dels for at udnytte voluminet som buffer for varme og forurening og dels for at øge højdeforskellen mellem ind- og udløbsåbninger (og dermed drivtrykket). For cellekontorer med ensidig ventilation må tryktabet over indtaget ikke være mere end 2 Pa ved en luftmængde på 3-5 l/s. For storrumskontorer i flere etager med tvær- eller stakventilation kan tryktabet ved en luftmængde på 6-12 l/s være ca. 8 Pa på de nederste etager og ca. 3-4 Pa på de øverste. Da friskluft tilføres ved facaden, vil det være en fordel at placere gangzonerne der. Dette vil forøge nærzonen, og derved kan det accepteres, at den har en størrelse på ca. 2 - 2,5 m.

I mødelokaler er belastningen væsentlig højere. For mødelokaler til 10-30 personer kræves således ofte i størrelsesordenen <u>360-1080 m³/h</u>. Nærzonen må her ikke være større end 1 m.

Ved indblæsning og forvarmning af erstatningsluft i **industrien** er der typisk tale om luftmængder på 20-40 m³/h pr. m² gulv, dvs. samlede luftmængder på 2000-8000 m³/h for produktionsafsnit på 1000-2000 m². Det skal her bemærkes, at der typisk er behov for flere forskellige indblæsnings- og udsugningspunkter, fremfor et stort centralt udsugnings-/indblæsningspunkt. Der kan fx være tale om 5 punkter med hver <u>400-1600 m³/h</u> (svarende til produktionsarealer på 200-400 m²). Det skal bemærkes, at i industrien vil naturlig ventilation med varmegenvinding ofte være relevant i forbindelse med varme processer uden emission. Ved industriloka-ler med lav loftshøjde må tryktabet ikke overskride ca. 3-4 Pa, mens der ved højere industribygninger kan tillades op til 5-6 Pa.

4.3 Drivtryk ved naturlig ventilation

Drivtrykket for den naturlige ventilation afhænger af bygningshøjde, højdeforskel mellem åbninger, bygningens placering, læforhold og facadeorientering. Der er jf. bilag 4 regnet på følgende forskellige bygningsudformninger og -beliggenheder:

- Bygningshøjder på hhv. 4 m (en etage), 7 m (to etager) og 15 m (fire-etages bygning).
- Placeringer i hhv. dyrket fladt landskab, forstadsbebyggelse eller bycentrum.

- Læforhold svarende til hhv. en frit eksponeret (ingen lægivere i nærheden), en delvis eksponeret (lægivere med en gennemsnitlig højde på 50 % af bygningshøjden) og en beskyttet bygning (lægivere med en gennemsnitlig højde af samme størrelse som bygningshøjden).
- Facadeorienteringer mod hhv. nord, øst, syd og vest.

Dette resulterer i mere end 100 variationer. For overblikkets skyld er der derfor udvalgt 9 cases, se nedenfor.

Udvalgte cases

Case	Placering	Læforhold	Orientering	Bygningshøjde (m)
1	Fladt land	Frit eksponeret	Syd	4
2	Fladt land	Delvis eksponeret	Syd	4
3	Forstad	Delvis eksponeret	Syd	7
4	Forstad	Delvis eksponeret	Syd	15
5	Forstad	Beskyttet	Syd	4
6	Forstad	Beskyttet	Syd	7
7	Bycentrum	Beskyttet	Syd	15
8	Bycentrum	Beskyttet	Vest	15
9	Forstad	Delvis eksponeret	Vest	7

Resultatet af beregningerne er vist i bilag 4. Beregningsresultaterne viser, at drivtrykket i opvarmningssæsonen gennemsnitlig er mellem 3-14 Pa. Typisk vil kravet være, at en tilstrækkelig luftmængde skal kunne tilføres i 85-90 % af tiden. Det betyder, at tryktabet i indtagssystemet højst må være af størrelses-ordenen 3 Pa for en- eller toetages bygninger, dvs. med højdeforskelle mellem indtag og afkast på 3-6 m. For højere bygninger eller for bygninger, hvor højdeforskellen mellem ind- og udløb er større (14 m), kan det accepteres, at tryktabet er af størrelsesordenen 8 Pa.

Generelt er der tale om meget små drivtryk sammenlignet med tryktabene i traditionelle mekanisk ventilerede anlæg. Det kan derfor blive nødvendigt at kunne supplere den naturlige ventilation med ventilatorstøtte i perioder med lavt drivtryk. Elforbruget til disse vil dog, som tidligere nævnt, være meget begrænset sammenlignet med traditionelle mekanisk ventilerede bygninger på grund af det væsentlig lavere tryktab. I /12/ er elforbruget i et ventilatorunderstøttet naturligt ventilationssystem med varmegevinding reduceret til 5 % af elforbruget i traditionelle mekaniske ventilationssystemer med varmegenvinding.

Der kan ikke registreres betydelige forskelle i det samlede drivtryk i hele opvarmningssæsonen, hvis hhv. brugstiden (kl. 8-17) og hele døgnet sammenlignes.

4.4 Temperaturforhold

I kontor- og institutionsbyggeri (og til dels også i industrien) vil der ofte kun være et ventilationsbehov i et begrænset tidsrum i dagtimerne, fx fra kl. 8-16.

Figur 4.1 viser kumuleret årlig frekvensfordeling for udetemperaturer i tidsrummet fra kl. 8-16 (alle ugens dage).

Af Figur 4.1 fremgår det fx, at udetemperaturen er under 17 °C i ca. 83 % af året, eller at den kun er under -5 °C i ca. 2 % af tiden. Det vil fx sige, at hvis genvindingskonceptet kan bringes til at fungere ved udetemperaturer på ned til -5 °C, så vil konceptet i princippet fungere i 98 % af brugstiden i hele opvarmningssæsonen i de fleste kontor- og institutionsbygninger.

4.5 Sammenfatning

Hvis varmeveksleren skal kunne dække alle de nævnte anvendelsesområder i afsnit 4.1, og der tænkes anvendt decentrale indtag/afkast, skal den jf. afsnit 4.2 således kunne anvendes til luftmængder fra 180-1600 m^{3} /h. Hvis kølefladen i afkastet fx også skal kunne anvendes til centrale afkast, skal den derimod kunne anvendes i området op til 3600-8000 m³/h.



Frekvensfordeling af udetemperatur fra kl. 8-16

Figur 4.1: Kumuleret frekvensfordeling af udetemperaturens variation over året i tidsrummet fra kl. 8-16 (alle ugedage). Kilde: DRY vejrdata.

I Tabel 4.1 nedenfor er de forskellige krav til hhv. ventilationsmængde, maksimalt tryktab samt nærzonens maksimale bredde opsummeret for de forskellige anvendelsesområder under forudsætning af, at der tænkes anvendt decentrale indtag/afkast. Det naturlige drivtryk i Tabel 4.1 angiver genvindingssystemets maksimalt tilladelige tryktab under forudsætning af, at en tilstrækkelig luftmængde skal kunne tilføres i 85-90 % af tiden samt, at der kun er naturligt drivtryk til rådighed (dvs. uden evt. ventilatorstøtte). Der vil dog også være tryktab i kanaler og andre komponenter end de to varmevekslere i genvindingssystemet.

	Konte	orer	In at that on an	Industrien	
	Storrumskontorer	Mødelokaler	Institutioner		
Ventilationsmængde	180-360 m³/h pr. kontorafsnit til 10 personer	360-1080 m³/h v. lokaler til 10-30 personer	450-900 m³/h pr. klasseværelse	400-1600 m³/h pr. produktionsafsnit på 200-400 m2	
Naturligt drivtryk	< 3-8 Pa	< 8 Pa	< 3-4 Pa	< 3-6 Pa	
Max. nærzone	~ 2-2,5 m	~ 1 m	~ 1 m	2-5 m	

Tabel 4.1: Oversigt over diverse anvendelsesrelaterede krav.

Det vil være umuligt at udvikle en enkelt veksler, der vil kunne fungere tilfredsstillende ved alle de forskellige anvendelsesområder og under alle de forskellige driftsbetingelser, som er skitseret i Tabel 4.1. I forprojektet /2/ blev genvindingssystemet gennemregnet for to forskellige luftmængder på hhv. 186 m³/h og 556 m³/h. I designfasen er det fundet relevant også at regne på en luftmængde på fx 1000 m³/h. Ved en cirkulær kanal på 500 mm svarer det til lufthastigheder på omkring 0,3 - 1,4 m/s.

På baggrund af ovenstående overvejelser er det i nærværende projekt valgt at udvikle og teste en veksler, der kan fungere tilfredsstillende i området 200-800 m³/h.

5 Valg af vekslerdesign

Typiske faktorer ved bestemmelse af vekslerdesign til et givet formål er effektivitet, tryktab, kompakthed og pris. I forbindelse med naturlig eller hybrid ventilation med varmegenvinding har især kravene til effektivitet og lavt tryktab høj prioritet (jf. kapitel 3). I dette kapitel beskrives det, hvorledes disse krav er forsøgt imøde-kommet.

5.1 Ovale rør frem for cirkulære rør

Der er gennem tiderne blevet og bliver stadig forsket meget indenfor optimering af vekslerdesign. Langt de fleste luft-til-væske varmevekslere til luftkonditionering er såkaldte rundrørslamel-varmevekslere. I forbindelse med den øvrige teknologiske udvikling på især materiale- og produktionsområdet foregår der dog i dag en drejning i retning af at anvende rør med oval facon.

De umiddelbare fordele ved ovalrøret fremfor de mere almindelige cirkulære rør er, at der opnås lavere tryktab på luftsiden samtidig med, at varmeovergangen forbedres. Bemærk, at det forudsætter, at det ovale rør orienteres med den længste tværakse parallelt med strømningsretningen, se Figur 5.1.



Figur 5.1: Strømningsmønstre på luftsiden ved cirkulære rør i modsætning til ovale rør.

Det lavere tryktab samtidig med bedre varmeovergang ved det ovale fremfor det cirkulære rør skyldes bl.a., at afløsningen omkring røret er langt mindre ved det ovale rør end ved det cirkulære (jf. Figur 5.1). Det ovale rørs areal er mindre i strømningsretningen, mens det samlede varmeoverførende areal er større. Dette betyder også, at finnevirkningsgraden bliver bedre. Det eneste, som umiddelbart taler imod brugen af ovale rør kontra cirkulære rør, er sammenføjningsvanskeligheder, hvilket i praksis betyder højere pris.

Merker og Bähr har jf. /5/ påvist, at ovalrørslamelvarmevekslere brugt til væske-til-luftvarmeveksling resulterer i 60 % bedre volumenspecifik termisk ydelse end rundrørslamelvarmevekslere.

En undersøgelse fra Brauer foretaget i 1964 har jf. /6/ vist, at overgangen fra runde til ovale rør førte til ca. 15 % bedre varmeovergang samtidig med et reduceret ventilatoreffektforbrug på ca. 25 %. Måleresultaterne fra undersøgelsen fremgår af Figur 5.2.

5.1.1 Vekslere med ovale rør

På baggrund af ovennævnte resultater har det været nærliggende at undersøge muligheden for at anvende en varmeveksler med ovale rør i forbindelse med udviklingen af en varmeveksler til varmegenvinding i naturligt (eller hybridt) ventilerede bygninger. Antallet af leverandører af denne type varmevekslere er desværre begrænset. Derfor er udvalget af rørgeometrier ligeledes begrænset. Der findes dog en dansk leverandør af varmevekslere til automobilindustrien, som har tradition for at anvende ovalrørsvarmevekslere. Disse varmevekslere anvendes imidlertid typisk under ganske andre termodynamiske og termofysiske forhold (specielt højere strømningshastigheder) end de, som vil optræde i forbindelse med luft-til-væske varmevekslere til varmegenvinding i naturligt (eller hybridt) ventilerede bygninger. Ved nærværende projekts start fandtes der således ingen brugbare korrelationer for varmeovergang eller tryktab ved de relativt lave strømningshastigheder, som er aktuelle for naturlig eller hybrid ventilation.



Figur 5.2: Resultater af sammenligning af tryktab og varmeovergang for to varmevekslere med hhv. cirkulære og ovale rør. De to varmevekslere har samme rørdeling og finneafstand. Kilde /6/.

Varmevekslere til automobilindustrien er normalt vand-til-luft varmevekslere, der ikke umiddelbart kan anvendes til et faseskiftende kølemiddel, idet disse faseskift typisk foregår ved langt højere tryk end de tryk, som vand-til-luft varmeveksleren er designet for. Dette er en medvirkende årsag til at anvende et vandbaseret kølemiddel som fx propylenglykol i forbindelse med disse vekslere. Ved målingerne på den udviklede veksler i nærværende projekt er der jf. afsnit 6.1 anvendt ethylenglykol.

5.1.2 Indledende sammenligning af vekslere med hhv. ovale og cirkulære rør

På baggrund af den potentielle anvendelse af en ovalrørs-varmeveksler er der foretaget en række indledende teoretiske beregninger, hvor eksisterende korrelationer for varmeovergang og tryktab for mekanisk ventilerede systemer (lufthastigheder på 2-10 m/s) er udvidet til at kunne regne på lufthastigheder i området <1 m/s, som ofte optræder i forbindelse med naturlig og hybrid ventilation. De udførte beregninger er sammenlignet med tilsvarende beregninger for en varmeveksler med runde rør.

Der er taget udgangspunkt i en varmeveksler med ovale rør med en finneafstand på 9 mm og en rørdeling på 10/10 mm. Se Figur 5.4. Der er regnet med en indløbstemperaturer på luftsiden på 25 °C og indløbstemperatur på væskesiden (her vand) på 17 °C. Volumenstrømmen på væskesiden er i beregningerne justeret, så den resulterer i samme overgangstal af væsken ved begge vekslertyper. Der er dog visse begrænsninger i beregningsmodellen, som betyder, at det ikke er muligt at skabe præcis samme overgangstal på væskesiden ved de to vekslertyper. Disse er imidlertid alligevel så høje, at de reelt er uden betydning for sammenligningen.

Tilsvarende er det forsøgt at designe en varmeveksler med cirkulære rør med nogenlunde samme kapacitet og tryktab som funktion af volumenstrømmen på luftsiden. Det her har vist sig nødvendigt med en finneafstand på 2 mm og en rørdeling på 45/45 mm. De opnåede kapaciteter og tryktab ved forskellige volumenstrømme for de to vekslertyper fremgår af Figur 5.3 og forskellen i dimensionerne på de to vekslertyper er illustreret i Figur 5.4.



Figur 5.3: Tryktab og kapacitet som funktion af volumenstrøm for veksler med hhv. ovale rør og runde rør.



Figur 5.4: Skitse af dimensioner på to sammenlignelige varmevekslere med forskellig rørgeometri. T.v. varmeveksler med ovale rør med finneafstand på 9 mm og rørdeling på 10/10 mm. T.h. Rundrørsveksler med en finneafstand på 2 mm og rørdeling på 45/45 mm. Pilene viser luftens strømningsretning.

Af Figur 5.3 og Figur 5.4 fremgår det, at for at etablere nogenlunde samme kapacitet og tryktab for vekslere med hhv. ovale og runde rør, er det nødvendigt med væsentlig større varmeoverførende areal for rundrørsvarmevekslerens vedkommende. Prisen for en ovalrørsvarmeveksler er imidlertid ikke tilsvarende højere. Det vurderes derfor, at en ovalrørsvarmeveksler vil være det bedste valg.

5.2 Valg af dimensioner for aktuel vekslerdesign

Til beregning af nøgletal for varmegenvinding og tryktab i det foreslåede varmegenvindingssystem til naturlig ventilation er der på teknologisk Institut som et led i projektet, blevet udviklet et beregningsredskab i form af et EES-program /7/, hvor vekslerydelse, samlet varmegenvindingsgrad, temperaturer, tryktab mv. let kan beregnes for forskellige vekslerudformninger og driftsbetingelser (EES, Engineering Equation Solver, er et meget anvendt program indenfor bl.a. køleteknikken, da det indeholder prædefinerede funktioner, rutiner samt stofdata - bl.a. for kølemidler). Modellen er nærmere beskrevet i kapitel 8.

Forud for valget af vekslerdesign er ni forskellige vekslerudformninger blevet undersøgt, og resultater sammenlignet. De ni forskellige vekslerudformninger fremgår af Tabel 5.1:

Veksler	H x B [mm x mm]	Antal rør [-]	Dybde, D [mm]	Finneafstand [mm]
А	360x360	8	152	9
В	450x450	9	171	9
С	500x500	8	152	9
D	550x550	7	133	9
Е	640x640	6	114	9
F	640x640	10	190	9
G	700x700	12	228	9
Н	750x750	10	190	9
Ι	900x900	8	152	9

Tabel 5.1: Oversigt over de ni beregnede vekslerudformninger.

Ved samtlige beregninger er der anvendt et væskeflow i genvindingssystemet på 60 l/min, og der er anvendt samme vekslerudformning for vekslerne i hhv. indtag og afkast (hhv. varme- og køleflade i systemet).

Resultaterne fra beregningerne af de ni vekslerudformninger er angivet på tabelform i bilag 1.

Nedenfor i Figur 5.5 og Figur 5.6 er de vigtigste resultater fra bilag 1 vist grafisk, idet Figur 5.5 viser indtagsvekslerens ydelse samt genvindingsgraden for hele systemet for de forskellige vekslerudformninger, mens Figur 5.6 viser tryktab og nødvendig (minimum) drivtrykshøjde mellem indtag og afkast for de forskellige vekslerudformninger. Flere af vekslerudformningerne resulterer i samme ydelser og genvindingsgrader (pga. identisk varmeoverførende areal) men i forskellige tryktab på luftsiden. Veksler G, H og I har fx samme ydelse som veksler F, mens veksler C, D, og E har samme ydelse som veksler B.

Desuden har vekslerudformning G har samme tryktab som vekslerudformning D.

Ud fra at det, som anført i afsnit 4.5, er valgt at udvikle og teste en veksler, der kan fungere tilfredsstillende i området 200-800 m³/h, samt ud fra et ønske om at begrænse vekslerens dimensioner mest mulig er det på baggrund af de anførte resultater fra vekslerberegningerne (ovenfor) valgt at arbejde videre med vekslerdesign C (dvs. 500 x 500 mm med 8 rørrækker).

For detaljerede beregningsresultater for veksler C, se Tabel 12.1 i bilag 1.

Det har i praksis ikke kunnet lade sig gøre at få leveret en færdig veksler med præcis de valgte dimensioner. Det har derfor været nødvendigt at få leveret veksleren i to dele, hvorefter veksleren er blevet færdigbygget på Teknologisk Institut.



Sammenligning af ydelser ved forskellige vekslerudformninger

Figur 5.5: Vekslerydelse og samlet varmegenvindingsgrad for hele systemet ved forskellige vekslerudformninger.



Figur 5.6: Tryktab og deraf følgende nødvendig drivtrykshøjde mellem indtag og afkast (rumhøjde) ved forskellige vekslerudformninger.

6 Beskrivelse af de udførte målinger

I dette kapitel beskrives den anvendte forsøgsopstilling og forsøgsgang ved de udførte målinger.

6.1 Forsøgsopstilling

6.1.1 Luftsiden

Selvom den udviklede varmeveksler skal anvendes til naturlig (eller hybrid) ventilation, er det - med henblik på at opnå mere stabile forhold under målingerne på veksleren - imidlertid valgt at lade ventilationen foregå mekanisk under forsøgene. Det har herved ydermere været muligt at reducere omfanget af forsøgsopstillingen væsentligt, og forsøgsgangen har kunnet gøres langt mere rationel.

Formålet med forsøgene har været at klarlægge varmevekslerens kapacitet og tryktab ved forskellige driftsbetingelser. Forsøgene er udført i et af Teknologisk Institut, køle- og varmepumpetekniks klimakamre, som er udstyret med en ventilationskanal med ventilator, luftkonditioneringsaggregater og måleblænde for måling af luftens volumenstrøm.

Det er valgt at lade luftstrømmen igennem varmeveksleren foregå vertikalt, hvilket svarer til den retning luftstrømmen vil have i praksis gennem varmeveksleren i afkastkanalen, hvis genvindingssystemet udføres som vist i Figur 3.1.



Den anvendte forsøgsopstilling er vist på skitseform i Figur 6.1 og på billedform i Figur 6.2.

Figur 6.1: Skitse af forsøgsopstilling. Se forklaring til positionsnumre nedenfor.

- 1. Ovalrørsvarmeveksler som skal afprøves
- 2. Varmeflade til opvarmning af luften, styres af en PID regulator, som har lufttemperaturen før varmeveksler (1) som styresignal.
- 3. Hulplader og filter til udjævning af luftens flow profil og fjernelse af evt. turbulens. Se beskrivelse herefter
- 4. Køleflade til afkøling af luften, samt elstave til opvarmning af luften
- 5. Blænde til måling af luftens volumenstrøm.



Figur 6.2: Billedet giver et overblik over omfanget af forsøgopstillingen

Figur 6.3: Nærbillede af den vertikale del af kanalen hvori veksleren er monteret. På billedet ses at enderne på veksleren er isoleret med Armaflex

I et forsøg på at opnå et fuldt udviklet laminart strømningsprofil i indløbet til varmeveksleren, er der monteret en trykfordelingsplade, samt et støvfilter umiddelbart efter den sidste bøjning før varmeveksleren – se Figur 6.2 og 6.4-6. I en virkelig installation vil flowprofilet givetvis ikke være fuldt udviklet. Men jo tættere man kommer på et fuldt udviklet strømningsprofil desto højere effektivitet og desto lavere tryktab, må man forvente. Samtidig er det relevant i forhold til reproducerbarheden og sammenligningen af forsøgene at have det samme flowprofil hver gang.

Det viste sig dog umuligt i praksis, at opnå fuldstændigt ensartede flowprofiler ved forskellige luftflow, idet det lodrette kanalstræk før varmeveksleren ikke havde en tilstrækkelig højde efter bøjningerne.

Et eksempel på et målt flowprofil med et anemometer er vist i Figur 6.7.

Ved andre strømningshastigheder kunne hastighederne være højest de steder, hvor hastigheden er lavest på figuren. Det vurderedes dog at reproducerbarheden var tilstrækkelig høj, og at forskellen mellem de højeste og laveste strømningshastigheder var acceptabel.



trykfordelingsplade

Figur 6.4: Bøjninger før det lige Figur 6.5: Ekstra perforerbar trykstykke kanal før veksler. Pilene vi- fordelingsplade. Ved at prikke hul i ser strømningsretning. Nederst ses pladen forskellige steder kan flowprofilet ændres. Er monteret ovenpå perforerbare trykfordelings-plade *den første plade*

Figur 6.6: Støvfilter for fjernelse af turbulens. Er monteret ovenpå den



Figur 6.7: Eksempel på flowprofil før veksleren. I det viste eksempel varierer strømningshastigheden fra 0,3 til 0,8 m/s. Figuren er baseret på målinger foretaget i midten af 9 ligedannede kvadrater som tværsnittet er inddelt i jf. *Figur* 6.16.

6.1.2 Væskesiden

På væskesiden er der opbygget en temperatur- og flow-reguleringskreds, som er koblet på laboratoriets glykolkreds. Væsken i kredsen består af vand og Ethylenglykol i en koncentration af ca. 33 wt %, som svarer til et frysepunkt på ca. -18°C. Opbygningen af reguleringskredsen fremgår af Figur 6.8.



Figur 6.8: Illustration af reguleringskreds på væskesiden. Positions nr. 1: flowmåleren som giver signal til den frekvensregulerede pumpe der dermed kan holde et konstant flow; nr. 2: strengreguleringsventil som sørger for at det absolutte tryk i veksleren ikke overstiger 1 bar (dette er af hensyn til vekslerens dimensioneringstryk); nr. 3: strengreguleringsventil som styres af fremløbstemperaturen til veksleren

Varmeveksleren er opbygget med 400 ovale rør, som er monteret i den formation som fremgår af Figur 6.9. Der er 8 rørrækker i luftens strømningsretning og 50 på tværs. Afstanden mellem finnerne er 9 mm. Finnerne har en godstykkelse på 0,07 mm. Finnematerialet er kobber, mens rørmaterialet er en messinglegering. Godstykkelsen af rørene er 0,18 mm.



Figur 6.9: Rørformation. Pilene på figuren viser luftens strømningsretning

For at opnå den størst mulige temperaturdifferens mellem luften og væsken er strømningsvejen på væskesiden søgt optimeret. Udfra de indledende beregninger er det valgt at konstruere vekslerens ender så væsken gennemløber 4 rør efter hinanden, også kaldet 4 slag. Det betyder at der er 100 parallelle løb. I det valgte vekslerdesign er der 8 rørrækker i luftens strømningsretning, hvilket betyder at antallet af slag i princippet kan være 1,2,4 eller 8, når det er valgt at orientere ledepladerne som vist i Figur 6.10.



Figur 6.10: Illustration af enderne. Enderne er konstrueret af en 2 mm stålplade

For at opnå størst mulig temperaturdifferens mellem væsken og luften er ledepladerne i enderne monteret på det længste led. Derved foregår varmevekslingen tilnærmelsesvist i modstrøm, se Figur 6.11.



Figur 6.11: Illustration af veksleren og strømningsretningerne for både luft og væske

Figur 6.12-14 viser billeder af den udviklede varmeveksler. Figur 6.12 set forfra, Figur 6.13 set skråt oppe fra, mens Figur 6.14 viser et nærbillede af rør og finner. Varmevekslerens dimensioner var: $0,5 \ge 0,5 \ge 0,152 =$



Figur 6.12: Den udviklede varmeveksler set forfra



Figur 6.13: Den udviklede varmeveksler set skråt oppe fra.



Figur 6.14: Nærbillede af rør og finner i varmeveksleren.

6.2 Måleudstyr

6.2.1 Temperaturer

Med det formål at skabe et vurderingsgrundlag for de betingelser varmevekslingen har foregået under, er der målt lufttemperaturer i 9 positioner før varmeveksleren og 9 efter. Ved analyse af disse temperaturer har man mulighed for at vurdere, om varmevekslingen er ensartet over hele varmevekslerens tværsnit, eller om der eventuelt er uhensigtsmæssig luft- eller væskefordeling.

Målingerne er foretaget i samme formation som strømningshastigheds målingerne – nemlig i midten af 9 ligedannede kvadrater jf. Figur 6.16.

Alle de anvendte temperaturfølere på luften er af typen: termoelement type T. Disse har typisk en nøjagtighed på omkring ± 0.5 K. For at forbedre nøjagtigheden, er der foretaget en kalibrering af alle termoelementer i et kar, hvor reference-temperaturen var gennemsnitstemperaturen af de to PT100 følere, som blev anvendt på væskesiden. Disse to følere har en nøjagtighed på ± 0.05 K i temperatur-intervallet -20° C til 60° C

Ved analyse af kalibreringsresultatet resulterer disse tiltag i en nøjagtighed af termoelementerne på $\pm 0,1$ K med et konfidensinterval på 95%, i temperatur-intervallet fra 5°C til 35°C.



Figur 6.15: Måling af væsketemperatur i fremløb

Figur 6.16: Måling af lufttemperaturer i udløb. Billedet snyder lidt pga. kameravinklen

6.2.2 Volumenstrømme

På væskesiden måles massestrømmen og densiteten direkte med en Coriolis massestrømsmåler fra Danfoss. Målehovedet er af typen: DI15 og signalomsætteren Mass 6000. Den totale nøjagtighed af massestrømsmålingen er opgivet af Danfoss til $\pm 0,1\%$ af den målte værdi, såfremt volumenstrømmen er større end 5% af maksimal flow som er 5600 l/h. I dette tilfælde 280 l/h. Ved måling af flow lavere end denne værdi falder nøjagtigheden. Densiteten måles med en nøjagtighed på $\pm 2\%$.

For måling af luftens volumenstrøm anvendes en måleblænde. Blænde og kanalstræk før og efter blænden er konstrueret i henhold til DIN 1952 standarden, hvilket betyder, at det målte differenstryk kan omsættes til en volumenstrøm med en nøjagtighed på \pm 0,5% af den aktuelle måling. Med de valgte dimensioner for blænden kan der måles i intervallet fra 75 m³/h til 4000 m³/h med den angivne nøjagtighed. Dertil kommer usikkerheden på differenstryksmåleren, som er fra Insatech. Nøjagtigheden er fra fabrikanten opgivet til \pm 0,075% af maksimal differenstryk, som er 3000 Pa. Det vil sige \pm 2,3 Pa.

6.2.3 Tryktab

Et af de væsentligste punkter ved designet af veksleren er tryktabet på luftsiden. Veksleren er designet til kun at introducere et meget lavt tryktab på luftsiden, hvilket gør det vanskeligt at måle med tilfredsstillende nøjagtighed. Jævnfør kapitel 5 må tryktabet ikke være højere end mellem 3 og 8 (de 3 Pa er for en en-etages bygning (4 m), drivtrykket kan her forøges ved at øge højden af afkastkanalen). Til formålet er brugt en differenstryksmåler af mærket Autotran, som har et måleområde fra 0 til 25 Pa med en nøjagtighed på $\pm 2\%$ af maksimal skala. Det vil sige ca. \pm 0,5 Pa. Differenstryks-målingen foretages gennem to 3 mm huller i siden af kanalen henholdsvis før og efter veksleren- se Figur 6.17. Det er sikret, at hullerne er plane og uden grater både indenfor og udenfor kanalen. Ujævnheder omkring trykudtag kan skabe turbulens og forstyrre målingen, som vil have speciel stor betydning for nøjagtigheden af disse målinger, idet differenstrykket er meget lavt.



Figur 6.17: Trykudtaget set indefra



For at kontrollere den elektroniske differenstryksmåler er der foretaget målinger med en kalibreret mekanisk differenstryksmåler af typen Debro, som har et måleområde mellem 0 - 2000 Pa. Dette med en nøjagtighed på \pm 0,1 Pa. Denne kontrolmåling er både foretaget via de samme trykudtag som den elektroniske, men også ved at indføre to pitotrør gennem huller i modsatte side af kanalen. Resultaterne kan ses i afsnit 7.3 Tryktab over veksleren.

Tryktabet på væskesiden har interesse i forhold til, om der er valgt et passende antal slag. Hvis tryktabet ligger i den lave ende, kunne man med fordel øge strømningshastigheden idet jo højere hastighed desto bedre varmeovergang. Den optimale strømningshastighed på væskesiden er på det niveau, hvor varmeovergangstallet på denne side er så højt, at varmeovergangstallet på luftsiden er den begrænsende faktor for den overførte effekt. På den anden side må tryktabet heller ikke være så stort, at væskepumpen bruger for meget energi. Differenstrykket måles lige før og lige efter veksleren med en differenstryksmåler fra Insatech. Måleområdet er fra 0 til 100 Kpa, og nøjagtigheden er igen oplyst fra fabrikanten til $\pm 0,075\%$ af maksimal skala.

6.2.4 Oversigt

Det anvendte måleudstyr med tilhørende nøjagdighed er opsummeret i Tabel 6.1.

Tabel 6.1: Oversigt over anvendt måleudstyr.

Måling	Fabrikat	Туре	Måleområde	Nøjagtighed
Temperatur – luft	-	Termoelement Type T	5-35°C	± 0,1K
Temperatur – væske	Kjærulf Pedersen	PT 100	-20-60°C	± 0,05K
Flow – luft (1)	Yokogava – Insatech	Differenstryk	0 – 3000 Pa	\pm 0,075 % fs
Flow – luft (2)	-	DIN-Blænde	$100 - 2000 \text{ m}^3/\text{h}$	± 0,5 % or
Flow – væske	Danfoss	Mass 6000	280 - 5600 l/h	± 0,1 % or
Tryktab – væske	Yokogava – Insatech	Differenstryk	0 – 100 Kpa	$\pm0,075\%$ fs

Tryktab – luft	Autotran	Differenstryk	0-25 Pa	$\pm 2\%$ fs
Tryktab – luft	Debro	Differenstryk	0 – 2000 Pa	± 0,1 Pa

6.3 Energibalance

På baggrund af de måle massestrømme og temperaturdifferencer er den overførte effekt for henholdsvis luftog væskesiden beregnet.

6.4 Forsøgsgang

Der er, jf. valg af vekslerdesign i afsnit 5.2, blevet udført forsøg med vekslerdesign C med dimensionerne 500 x 500 mm, 8 rørrækker (svarende til en dybde på 152 mm) samt med en lamelafstand på 9 mm.

De udførte forsøg kan opdeles i to forsøgsrækker, idet der først har været udført forsøg med veksleren som køleflade (dvs. som genvindingsfladen, der sidder i afkastkanalen efter det ventilerede rum). Efterfølgende har der været udført en række forsøg med veksleren som varmeflade (dvs. forvarmningsfladen for indtagsluften til det ventilerede rum). Endeligt har der været udført en række forsøg, hvor kapacitetsstrømmen på væskesiden er blevet varieret, mens kapacitetsstrømmen på luftsiden har været holdt konstant. Sidstnævnte forsøgsrække har været udført for at afklare, om massestrømmen på væskesiden har haft betydning for vekslerens varmeoverføringsevne

6.4.1 Forsøgsrække med veksleren som køleflade (veksler i afkast fra rum)

Der har været udført forsøg med fire forskellige luftmængder på hhv. 200, 400, 600 og 800 m³/h (svarende til lufthastigheder i veksleren på hhv. 0,22, 0,44, 0,56 og 0,89 m/s). Mens indløbstemperaturen på luftsiden har været holdt konstant på omkring $t_{l,i} = 25$ °C, er væskens indløbstemperatur varieret i intervallet $t_{v,i} = 5-18$ °C, svarende til middeltemperaturdifferenser mellem hhv. luft- og væskeside på omkring 3-12 °C.

Det er forsøgt at anvende en indløbstemperaturer på luftsiden (rumtemperaturer) på $t_{l,i} = 25$ °C. Pga. ventilatorens effektafgivelse til kanalsystemet, har det dog ikke været muligt at holde indløbstemperaturen helt konstant under forsøgene.

Massestrømmen på væskesiden har varieret fra forsøg til forsøg i takt med de forskellige kapacitetsstrømme, idet, der af hensyn til minimering af måleusikkerheder har været sigtet mod at opnå en temperaturforskel på væskesiden på min. $\Delta T_v = 1-3$ °C (mindst ved de laveste effekter).

6.4.2 Forsøgsrække med veksleren som varmeflade (veksler i indløb til rum)

Der er ligeledes blevet udført forsøg med fire forskellige luftmængder på hhv. 200, 400, 600 og 800 m³/h (dvs. hhv. 0,056, 0,111, 0,167 og 0,222 m³/s).

Idet det ikke har været muligt at opvarme væskesiden (udover varmeafgivelse fra cirkulationspumpen), har mulighederne for variation af indløbstemperaturen på væskesiden været begrænset. Der er således kun opnået en forholdsvis begrænset middeltemperaturer mellem luft- og væskesiden på omkring 4 - 8 °C.

Indløbstemperaturen på luftsiden har været varieret i intervallet $t_{l,i} = 3-10$ °C.

6.4.3 Forsøgsrække med variation af flow på væskeside

Under forsøgene med variationen af flowet på væskesiden har veksleren virket som køleflade (dvs. som genvindingsfladen i afkastet). Den anvendte volumenstrøm på luftsiden har været holdt konstant omkring 400 m³/h, indblæsningstemperaturen på luftsiden ca. $t_{l,i} \approx 27$ °C, og udløbstemperaturen på luftsiden ca. $t_{l,i} \approx 13,5$ °C, svarende til en overført effekt på ca. 1800-2000 W. Imens er flowet på væskesiden blevet varieret i otte trin fra ca. 3 - 27 l/min.

7 Måleresultater

Den følgende præsentation af de opnåede måleresultater indledes med en række generelle kommentarer til forløbet af målingerne i afsnit 7.1. Herefter er resultater vedrørende hhv. vekslerens ydelse/effektivitet og tryktab angivet i hhv. afsnit 7.2 og afsnit 7.3. Afsnit 7.4 omhandler de opnåede måleusikkerheder, og det sidste afsnit (afsnit 7.5) vurdering af måleresultaterne – herunder sammenligning med beregningsresultater.

7.1 Generelt

Under målingerne har det naturligvis været forsøgt at opnå så stabile forhold som muligt, hvad angår såvel indløbstemperaturer som flow på både væske- og luftside. Det har imidlertid ikke under alle forsøgene været muligt at holde specielt indløbstemperaturerne helt konstante. Figur 7.1 og Figur 7.2 viser temperatur- og flowforløb for såvel luft- som væskeside under hhv. et stabilt og et mindre stabilt måleforløb.



Figur 7.1: Eksempel på stabilt flow- og temperaturforløb under måling.

Ind- og udløbstemperaturerne på luftsiden (hhv. $T_{luft,i}$ og $T_{luft,u}$) er gennemsnittet af målingerne fra de ni termoelementer hhv. før og efter veksleren. Udover de absolute temperaturer er temperaturændringerne på hhv. luft- og væskesiden ligeledes angivet (hhv. dT_{luft} og $dT_{væske}$).



Figur 7.2: Eksempel på mindre stabilt temperaturforløb under måling.

Som beskrevet i afsnit 6.4.3 om forsøgsgangen har der, for at afklare hvor stor indflydelse massestrømmen på væskesiden har for varmeoverføringstallet, været udført en forsøgsrække, hvor kapacitetsstrømmen på væskesiden er blevet varieret, mens kapacitetsstrømmen på luftsiden har været holdt konstant ca. 400 m³/h Resultatet heraf fremgår af Figur 7.3:



Betydning af varmeovergangstal på væskesiden

Figur 7.3: Vekslerydelse som funktion af væskeflow.

Som det fremgår af Figur 7.3, falder den overførte vekslereffekt ved væskestrømme under ca. 400 - 600 kg/h svarende til ca. 7-9 l/min. Dette gælder ved effekter på omkring 2000 W. Ved større effekter skal væskestrømmen være endnu højere (> 20 l/min), for ikke at have afgørende betydning for varmeovergangstallet på væskesiden (se Figur 7.12).

7.2 Vekslerydelse og effektivitet

I Figur 7.4 og Figur 7.5 nedenfor er de målte vekslerydelser afbildet som funktion af hhv. almindelig middeltemperaturdifferens og logaritmisk middeltemperaturdifferens (disse to temperaturdifference er nærmere beskrevet i bilag 2). Måleresultaterne er opdelt i resultater fra forsøg med veksler som køleflade hhv. fra forsøg med veksler som varmeflade.



Figur 7.4: Vekslerydelse (målt på luftsiden) som funktion af middeltemperaturdifferens mellem luft og væskeside.

Ved sammenligning af Figur 7.4 og Figur 7.5 fremgår det, at målepunkterne ligger bedst placeret omkring rette linier (gennem nul), hvis de afbildes som funktion af den almindelige middeltemperaturdifferens (Figur 7.4) fremfor som funktion af den logaritmiske middeltemperaturdifferens (Figur 7.5).

Det fremgår endvidere af figurerne, at målepunkterne fra forsøgene med veksleren som varmeflade generelt afviger mere end målepunkterne fra forsøgene med veksleren som køleflade. De overførte effekter med veksleren som varmeflade er generelt lavere end med veksleren som køleflade. Dette skyldes, som det vises i afsnit 7.4, problemer med tilstrækkeligt præcist at bestemme den overførte effekt for luftsiden med veksleren som varmeflade.





Figur 7.5: Vekslerydelse (målt på lufrtsiden) som funktion af logaritmisk middeltemperaturdifferens mellem luftog væskeside.

Figur 7.6 viser den målte temperatur-effektivitet for varmeveksleren afhængig af volumenstrøm på vekslerens luftside.



Vekslereffektivitet

Figur 7.6: Varmevekslerens temperatur-effektivitet afhængig af volumenstrøm af luft.

Figur 7.6 viser, at vekslerens effektivitet falder med stigende volumenstrøm, hvilket skyldes at selv om varmeoverføringevnen for luftsiden øges (op mod fordobles ved at gå fra 200 til 800 m³/h) som følge af den højere lufthastighed, så opholder luften sig kortere tid i varmeveksleren med deraf lavere effektivitet tilfølge. Ved 200 m³/h er varmevekslerens effektivitet tæt på 90%, mens effektiviteten falder til 62-63% ved 800 m³/h. For at opretholde samme høje effektivitet ved 800 m³/h skal strømningsarealet øges for varmevekslerenveksleren for at reducere strømningshastigheden af luften.

7.3 Tryktab over veksleren

Figur 7.7 viser resultaterne fra målingerne af tryktabet over vekslerens luftside ved de forskellige målemetoder beskrevet i afsnit 6.2.3. Desuden er resultaterne fra de indledende teoretiske beregninger anført i figuren.



Tryktab over veksler

Figur 7.7: Tryktab over vekslerens luftside som funktion af luftmængde ved forskellige målemetoder samt beregnet.

Der er indlagt tendenslinier i form af potensfunktioner for hver af de fire måleserier. Som det fremgår af Figur 7.7, er reproducerbarheden for tryktabsmålingerne ikke specielt god, hvilket skyldes, at det er meget svært at måle så lave tryktab, som der er tale om her. Det fremgår endvidere, at udover målemetoden har også luftens temperaturniveau betydning for det målte trykfald over veksleren. For at være på den sikre side er den højeste af de målte kurver (målt, kold) valgt som det endelige resultat for trykfaldet over veksleren. Dvs. trykfaldet over veksleren som funktion af luftmængden gennem veksleren kan bestemmes som:

$$\Delta P_{\text{veksler}} = 16,787 \cdot V_{\text{luft}}^{1,22}$$
[7.1]

 $\Delta P_{veksler}$: Trykfald over veksler [Pa]

Ved en sammenligning mellem kurven fundet med ligning [7.1] og det beregnede trykfald i Figur 7.7, ses det, at målingerne kun er mellem 10 og 25% lavere end de beregnede trykfald, hvilket må siges at være tilfreds-stillende.

7.4 Måleusikkerhed

Ud fra oplysninger om måleusikkerheder for det anvendte måleudstyr (se afsnit 6.2) er de samlede måleusikkerheder for samtlige målinger beregnet. I Figur 7.8 og Figur 7.9 er overensstemmelsen mellem målingerne på hhv. luft- og væskeside sammenlignet under hensyntagen til de beregnede måleusikkerheder. Figur 7.8 og Figur 7.9 viser usikkerhederne for de målte effektoverførsler for målingerne med veksleren som hhv. køleflade og varmeflade.

Som det fremgår, er måleusikkerhederne på luftsiden, som ventet, væsentligt større end måleusikkerhederne på væskesiden. Endvidere fremgår det, at overensstemmelsen mellem målingerne på luft- og væskesiden er størst i situationer med veksleren som køleflade fremfor med veksleren som varmeflade.



Figur 7.8: Sammenligning af overensstemmelse mellem målinger på hhv. luft- og væskeside under hensyntagen til måleusikkerhed. Forsøgsrække med veksler som køleflade (som i afkast).

Det er generelt lettere at opnå præcise målinger i en væskestrøm end i en luftstrøm. Derfor antages det, at de målte effekter på væskesiden i Figur 7.9 er de korrekte værdier. Dette forklarer afvigelserne for værdierne i Figur 7.4-5 for varmeveksleren som varmeflade.

7.5 Vurdering af måleresultater

Den følgende vurdering af de opnåede måleresultater indeholder dels en række generelle kommentarer (afsnit 7.5.1) og dels en sammenligning med de udførte teoretiske beregninger (afsnit 7.5.2).

7.5.1 Generelt

De opnåede måleresultater har generelt været særdeles tilfredsstillende – både hvad angår de forventede vekslerydelser, og hvad angår de forventede tryktab på luftsiden.



Figur 7.9: Sammenligning af overensstemmelse mellem målinger på hhv. luft- og væskeside under hensyntagen til måleusikkerhed. Forsøgsrække med veksler som varmeflade (som i indtag).

Som anført i afsnit 7.1 har det ikke under samtlige af målingerne været muligt at opnå helt stabile indløbstemperaturer (specielt ikke på luftsiden). Der er dog i stor udtrækning forsøgt at tage hensyn hertil ved behandlingen af måleresultaterne, således det ikke har haft afgørende indflydelse på de opnåede resultater.

Som nævnt i afsnit 6.4.3, har det af hensyn til begrænsning af den relative måleusikkerhed for termoelementerne på væskesiden (PT100 følerne) ved de lave effekter/luftmængder været nødvendigt at køre med lavt flow på væskesiden. Som nævnt i forbindelse med Figur 7.3, har der således i nogle tilfælde været anvendt så lave væskeflow, at det har haft betydning for varmeovergangen på væskesiden. Dette gælder dog kun i enkelte situationer med de laveste væskeflow.

7.5.2 Sammenligning med beregninger

Figur 7.10-11 viser en sammenligning mellem målte effektoverførelser (for hhv. væske- og luftsiden) og effektoverførelser beregnet med den udviklede EES-models varmevekslerdel.

Figur 7.10 viser en meget god overensstemmelse mellem målte og beregnede værdier, mens Figur 7.11 som forventet kun viser god overensstemmelse for veksleren som køleflade.

En forskel på $\pm 10-15\%$ er en overraskende god overensstemmelse mellem målinger og beregninger. Det antages derfor, at EES-modellen tilstrækkeligt nøjagtigt er i stand til at beregne ydelsen for varmeveksleren i det interessante område med hensyn til flow, temperaturer og dimensioner.



Sammenligning af målinger og beregninger

Figur 7.10: Sammenligning af målte vekslerydelser for væskesiden og beregnede vekslerydelser.



Sammenligning af målinger og beregninger

Figur 7.11:: Sammenligning af målte vekslerydelser for luftsiden og beregnede vekslerydelser.

Figur 7.12 viser en sammenligning mellem målinger og beregninger vedr. effektoverførelsens afhængighed af volumenstrømmen af væske i varmeveksleren. Som det ses, er der her også en rimelig overensstemmelse mellem målinger og beregninger. Der er lidt forskel mellem de absolutte målte og beregnede værdier, men mere vigtigt: kurverne har samme forløb.



Væskeflowets betydning for varmeoverførsel i veksler (beregnet)

Figur 7.12: Beregningsresultater for overført effekt i veksler som funktion af volumenstrømmen på væskesiden ved fire forskellige luftstrømme på luftsiden, svarende til forskellige effektniveauer.

Figur 7.13 viser sammenhængen mellem det målte og det beregnede tryktab over varmevekslerens væskeside, mens Figur 7.7 som allerede nævnt viser sammenhængen mellem det målte og beregnede tryktab over varmevekslerens luftside.

Figur 7.13 viser en endda meget god overensstemmelse mellem målte og beregnede tryktab for væskesiden. Figur 7.7 viser en lidt dårlige overensstemmelse, hvilket ikke er overraskende, idet det er sværere at beregne og måle tryktab for luft end for væske – specielt ved de små tryktab, der er tale om for luftsiden. En forskel på mellem 10 og 25% er dog et godt resultat. Ydermere er de beregnede værdier 10-25% højere end de målte tryktab, hvilket vil sige, at tryktabet i de senere EES-beregninger er konservative og dermed giver rum til lidt ekstra tryktab i forbindelse med indbygningen af varmevekslerne.

På baggrund af ovenstående sammenligning mellem målinger og beregninger med EES-modellens varmevekslerdel vurderes det, at den udviklede EES-model fra kapitel 5 (se også kapitel 8) tilstrækkeligt nøjagtigt er i stand til at forudsige funktionen af systemet i det interessante område med hensyn til volumenstrøm af luft og væske, temperatursæt og dimensioner for de to varmevekslere i systemet.

Den udviklede EES-model vil kort blive beskrevet i det efterfølgende kapitel, mens eksempler på beregninger med modellen vil blive givet i kapitel 9.

Sammenligning af tryktab på væskeside



Figur 7.13: Sammenligning mellem målte og beregnede tryktab for varmevekslerens væskeside

8 EES-model

Den udviklede model af et komplet varmegenvindingsystem anvendt i afsnit 5.2 er blevet gjort brugervenlig (NVX2000) og kan downloades fra BuildVision's hjemmeside (<u>www.buildvision.dk</u>). Modellen er i det følgende beskrevet nærmere. Modellen er som omtalt udviklet i simuleringsmiljøet EES /7/ og er stort set selvforklarende.

Modellen er bygget op med tre skærmbilleder: Ét skærmbillede for det totale system (Figur 8.1), ét skærmbillede til dimensionering af varmevekslerne (Figur 8.2) samt ét skærmbillede for systemets væskekreds (Figur 8.3).

8.1 Det totale system

Figur 8.1 viser simuleringsmodellens første skærmbillede, hvor informationer om det totale system indtastes, og hvorfra beregninger kan udføres.



Figur 8.1: Første skærmbillede i EES-modellen af varmegenvindingssystemet.

Følgende data indtastes i første skærmbillede (markeret med firkantede bokse):

- Volumenstrøm af luft gennem de to varmevekslere. Skal ikke nødvendigvis være ens
- Temperaturen af udeluften
- Rumtemperaturen lige før varmeveksleren i afkastet
- Den vertikale højdeforskel mellem de to varmevekslere

Ved tryk på knappen "Calculate" (eller F2) bliver følgende værdier beregnet:

- Varmegenvindingsgraden for systemet. Systemets varmegenvinding beregnes som, effekten overført i varmeveksleren i indløbet divideret med den effekt, der max kan opnås, hvis den friske luft varmes op til udløbstemperaturen af luften lige før varmeveksleren i afkastet
- Det tilrådighed værende maksimale drivtryk. For en mere præcis beregning af tryktabet kan i stedet anvendes programmet SolVent2000, der også kan downloades fra buildVISION's hjemmeside <u>www.buildvision.dk</u>. Dette program kan ud over trykfaldet over varmevekslerne også beregne trykfaldet over kanaler og enkeltmodstande i systemets luftside, samt tage hensyn til hvordan bygningen opvarmes, da dette også influerer på drivtrykket.
- Det totale tryktab over luftsiden af de to vekslere
- Check om tryktabet er mindre end drivtrykket
- Temperaturen af den friske luft efter varmeveksleren i indløbet
- Temperaturen af afkastluften efter veksleren i afkastet
- Temperaturen af væsken til og fra varmevekslerne (der regnes ikke med varmetab mellem væske og rumluft)
- Tryktabet på væskesiden af systemet
- Den nødvendige effekttilførsel til pumpen i væskekredsen

Fra det første skærmbillede er det muligt at gå til de to andre skærmbilleder.

8.2 Dimensionering af varmevekslerne

Figur 8.2 viser skærmbilledet til dimensionering af de to varmevekslere i varmegenvindingssystemet.



Figur 8.2: Skærmbillede til dimensionering af varmevekslerne i varmegenvindingssystemet.

Følgende data indtastes for begge varmevekslere (markeret med firkantede bokse) – varmevekslerne kan være forskellige:

- Længden af de to akser i de ovale rør udvendig diameter. Der regnes med en godstykkelse på 0,18 mm, samt at rørene er lavet af en messinglegering
- Antal af rør efter hinanden i luftens retning
- Afstanden mellem finnerne. Der regnes med en godstykkelse på 0,07 mm, samt at finnerne er lavet af kobber
- Antal af slag (gennemløb for væsken) i varmeveksleren
- Højde og bredde af varmeveksleren. Antallet af rør på tværs af væskestrømmen er koblet til bredden, således at der er 100 rør pr. meter
- Fouling faktoren for luftsiden. Fouling faktoren er en smudsfaktor, der er et udtryk for den belægning, der uvilkårligt kommer på en varmeveksler. De 0,0002 er fundet for den afprøvede veksler

Ved beregning ("Calculate" i første skærmbillede eller F2) fremkommer følgende værdier for begge varmevekslere:

- Varmevekslerens dybde
- Det indvendige varmeoverførende areal af rørene
- Det totale udvendige varmeoverførende areal af rør og finner
- Antallet af rør i varmeveksleren
- Den overførte effekt mellem luft og væske
- Tryktabet over varmevekslerens luftside
- Varmeoverføringskoeficienten for varmeveksleren
- Varmevekslerens temperaturvirkningsgrad
- Tryktabet over varmevekslerens væskeside
- Check om antallet af slag i varmevekslerne går op i antallet af rør i luftens retning
- Trykket i den nederste veksler: dynamisk plus stationært tryk i den nederste varmevekslers væskeside

Default-værdierne i dette skærmbillede er for varmeveksleren, der er blevet udviklet og afprøvet i nærværende projekt.

Fra dette skærmbillede er det muligt at gå tilbage til det første skærmbillede.

8.3 Systemets væskekreds

Figur 8.3 viser skærmbilledet til dimensionering varmegenvindingssystemets væskekreds minus varmevekslere.

Følgende data indtastes (markeret med firkantede bokse):

- Væsketype. Der kan i menuen vælges mellem 8 forskellige kølevæsker
- Koncentrationen af additiv
- Volumenstrømmen af væsken
- Fouling faktoren for væsken. Fouling faktoren er en smudsfaktor, der er et udtryk for den belægning, der uvilkårligt kommer på en varmeveksler. De 0,0002 er fundet for den afprøvede veksler
- Længden af væskekredsløbet ekskl. rørene i varmevekslerne
- Antallet af bøjninger i væskekredsløbet ekskl. rørene i varmevekslerne
- Den indvendige diameter af rørene i væskekredsløber
- Modstandskoefficient for vekslertilslutningerne. 17 er for den afprøvede veksler, hvor der ikke var gjort så meget for at konstruere ind- og udløb med lavt trykfald
- Pumpens totale virkningsgrad. Kan f.eks. beregnes med programmet Wincaps fra Grundfoss

EES Distributable V:\tri\17064 Komponenter til Naturlig Ventilation(EFP)\EES\NVX2000.EXE 1. & File Edit Search Options Calculate Tables Rots Windows Help	Ni naturlig vent. version 6 - [Væskekredsen]
Indtast værdier for væskekreds	Print P
Vælg additiv: Ethylene glycol / Water Additiv koncentration: 20 [wt. %] 0.0 < w/w% < 56.1	Total virkningsgrad for pumpe: 0.07 [·] Effektoptag for pumpe: 33 [W] Totalt tryktab på væskeside: 8 [KPa] Strømningshastighed: 0.4 [m/s]
	Returner til forsiden 🛛 🕅

Figur 8.3: Skærmbillede til dimensionering af varmegenvindingssystemes væskekreds.

Ved beregning ("Calculate" i første skærmbillede eller F2) fremkommer følgende værdier:

- Væskens frysepunkt
- Pumpens effektforbrug
- Det totale tryktab over væskesiden af systemet
- Væskens strømningshastighed

Fra dette skærmbillede er det muligt at gå tilbage til det første skærmbillede.

8.4 Beregning med modellen

Beregninger med modellen gennemføres ved tryk på knappen "Calculate" i det første skærmbillede eller F2 i et af de tre skærmbilleder.

Det er muligt at gemme egne indtastninger i modellen ved hjælp af knappen "Save" i første skærmbillede samt åbne tidligere modeller ved hjælp af knappen "Load" også i første skærmbillede.

Ved at trykke på knappen "Print" i de tre skærmbilleder, kan skærmbillederne printes ud.

9 Parametervariationer

Ved hjælp af modellen (NVX2000) fra kapitel 8 er der gennemført parametervariationer for at fastlægge forskellige parametres indflydelse på varmegenvindingssystemets virkemåde. Der er taget udgangspunkt i de default-værdier, der er vist i kapitel 8. For hver undersøgelse af de enkelte parametre er der vist de relevante af de efterfølgende værdier:

- varmegenvindingsgrad
- effekt til pumpen i systemet
- overført effekt
- COP
- de to varmeveksleres temperaturvirkningsgrad
- væsketemperaturen til og lufttemperaturen fra indløbsvarmeveksleren
- drivtryk
- samlet trykfald over varmevekslernes luftside

De følgende afsnit indeholder resultatet af parametervariationer med nogle af de interessante parametre i systemet. Hvis der er behov for fastlæggelse af andre parametres indflydelse på systemets funktion eller behov for at fastlægge ydelsen af et system med et helt bestemt parametersæt, kan EES-modellen som allerede nævnt downloades fra Teknologisk Institut, BuildVISION's hjemmeside (<u>www.buildvision.dk</u>).

9.1 Volumenstrøm af væske

Figur 9.1-2 viser simuleringsresultater for den undersøgte varmeveksler fra kapitel 6 og 7 ved en volumenstrøm af luft gennem begge varmevekslere på henholdsvis 200 og 800 m³/h, hvor volumenstrømmem af væsken er varieret mellem 0,1 og 1 m³/h. Figurerne viser, at varmegenvindingsgraden er næsten konstant, selv om varmevekslernes temperatur-effektivitet ved små volumenstrømme af væsken er meget afhængig af volumenstrømmen af væske. Det skyldes, at fremløbstemperaturen af væsken til varmeveksleren i indløbet stiger kraftig ved små volumenstrømme af væsken.

Det nødvendige effektforbrug for cirkulationspumpen i systemet stiger kraftigt med øget volumenstrøm af væsken, hvilket betyder at COP-værdien for systemet samtidigt falder.

Ved at sammenholde varmegenvindingsgrad og COP kan det aflæses på kurverne, at der kun er behov for en volumenstrøm af væske på omkring 0,2 og 0,4 m³/h ved en volmenstrøm af luft på henholdsvis 200 og 800 m³/h, selv om varmevekslernes effektivitet her ikke er maksimal. Det skyldes som før nævnt, at varmegenvindingsgraden er næsten konstant i hele området.

Trykfaldet over varmevekslernes luftside er konstant på 1,2 og 5,8 Pa ved henholdsvis 200 og 800 m³/h, mens det maksimale drivtrykket er beregnet til 10,2 Pa ved en udelufttemperatur på -5°C og 25°C ved udkastet af systemet samt 7 m mellem indløb og udkast.

9.2 Rødimensioner

Figur 9.3 viser henholdsvis nødvendig pumpeeffekt og COP afhængig af diameteren af rørerne mellem de to varmevekslere. Figuren viser, at ved de valgte volumenstrømme af væsken på henholdsvis 0,2 og 0,4 for de to volumenstrømme af luft, er defaultværdien på 30 mm alt for stor. Der er således brug for væsentlig mindre rør, hvilket også gør systemet lettere og billigere at installere.

For 0,2 m³/h er der brug for en rørdimension på omkring 15 mm, mens der ved 0,4 m³/h er brug for en rørdimension på omkring 20 mm. Disse to rørdimensioner giver en nødvendig pumpeeffekt på henholdsvis 5 og 12 W og en COP på omkring 200.



Figur 9.1: Afhængighed af volumenstrømmen af væske. Volumenstrøm af luft gennem begge vekslere: 200 m^3/h ellers default-værdier fra kapitel 8.



Figur 9.2: Afhængighed af volumenstrømmen af væske. Volumenstrøm af luft gennem begge vekslere: 800 m³/h ellers default-værdier fra kapitel 8.



Figur 9.3: Afhængighed af rørdiameteren i væskekredsen mellem de to varmevekslere. Volumenstrøm af luft gennem begge vekslere: hhv. 200 og 800 m³/h og volumenstrømmen af væsken: hhv. 0,2 og 0,4 m³/h ellers default-værdier fra kapitel 8.

9.3 Afhængighed af udelufttemperaturen

Den energimængde, der kan genvindes med systemet, er selvfølgelig meget afhængig af udelufttemperaturen, hvilket det tilrådighed værende drivtryk også er. Dette er illustreret i Figur 9.4 for en volumenstrøm af luft på 200 m³/h.

Den overførte effekt falder fra 930 til 150 W mellem en udelufttemperatur på -5 og 20°C, mens varmegenvindingsgraden stiger fra 0,41 til 0,45.

Lufttemperaturen ud af indløbsvarmeveksleren og tilløbstemperaturen af væsken til indløbsvarmeveksleren stiger som ventet med stigende udelufttemperatur, og disse temperaturer nærmer sig hinanden med stigende udelufttemperatur. Varmevekslernes effektivitet stiger svagt og nærmer sig også hinanden.

Den sidste graf i Figur 9.4 viser det tilrådighed værende drivtryk samt trykfaldet over luftsiden ved både 200 og 800 m³/h. *Det skal pointeres, at det viste drivtryk er det maksimale drivtryk, og trykfaldet kun er over var-mevekslerne. Sandsynligvis vil drivtrykket være mindre og trykfaldet højere i et konkret system. Drivtryk og trykfald bør derfor beregnes mere præcist på anden måde fx med det omtalte program SolVent2000*. Driv-trykket falder med stigende udeluftemperatur. Som det ses af grafen, vil det maksimale drivtryk i hele området være højere end nødvendigt for at overvinde tryktabet over varmevekslerne ved 200 m³/h, mens trykfaldet over vekslerne alene ved 800 m³/h overstiger drivtrykket ved udeluftemperaturer over 7,5°C. Over en udeluftemperatur på 7,5°C vil volumenstrømmen af luft derfor blive mindre end 800 m³/h. Hvis en volumenstrøm på 800 m³/h også er ønsket ved udeluftemperaturer over 800 m³/h, skal tryktabet over varmevekslerne reduceres fx ved at installere en varmeveksler med et større strømningsareal, som det beskrives i det næste afsnit.

9.4 Strømningsareal

Figur 9.5 viser resultatet af simuleringer for en volumenstrøm på 800 m³/h, hvor de to sidelængder for varmevekslerne (højde og bredde) i Figur 8.2 er varieret mellem 0,5 og 1 m – de to sidelængder er hele tiden identiske. Ved sidelængder på 1 m er strømningsarealet fire gange større end ved sidelængder på 0,5 m, hvilket vil sige, at strømningshastigheden af luften er identisk med strømningshastigheden ved en volumenstrøm af luft på 200 m³/h og sidelængder på 0,5 m. Ved sidelængder på 1 m er resultaterne for en volumenstrøm på 800 m³/h identisk med resultaterne for en volumenstrøm på 200 m³/h i Figur 9.1 for en volumenstrøm af væsken på 0,2 m³/h. Figur 9.5 viser stigende varmegenvindingsgrad, overført effekt, vekslereffektiviteter og temperaturer ved stigende sidelængder. Det eneste, der falder, er trykfaldet over luftsiden af systemet, som den sidste graf i Figur 9.5 viser.



Figur 9.4: Afhængighed af udelufttemperaturen. Volumenstrøm af luft gennem begge vekslere: 200 m³/h, volumen-strømmen af væsken: 0,2 m³/h og rørdiameter: ø15 mm ellers default-værdier fra kapitel 8.

Figur 9.4 viste et drivtryk på 1,7 Pa ved en udeluftemperatur på 20°C. For at komme ned på et tilsvarende trykfald over varmevekslernes luftside, viser Figur 9.5, at sidelængderne skal være ca. 0,84 m. Drivtryk og trykfald bør dog som allerede nævnt beregnes mere præcist på anden måde.

9.5 Dybde af varmevekslerne

Figur 9.6 viser, hvordan antallet af rør i varmevekslerne i luftretningen influerer på systemets ydelse. Udgangspunktet er 8 rør. Varmevindingsgrad, vekslereffektiviteter, frisklufttemperatur og trykfald stiger som forventet kraftigt ved øget dybde af varmevekslerne. I grafen med trykfaldet over systemets luftside er også indtegnet drivtrykket ved en udelufttemperatur på henholdsvis 15 og 20°C (drivtryk og trykfald bør dog beregnes mere præcist på anden måde). Ved en udelufttemperatur på 20°C begynder det at knibe at få de 200 m³/h luft gennem systemet ved 10 rør, mens der ved en udelufttemperatur på 15°C er muligt at have op til 19 rør. Der er ofte ikke et stort behov for varmegenvinding ved en udelufttemperatur over 15°C, da gratisvarme fra personer, installationer og solen sørger for den resterende opvarmning af luften.



Figur 9.5: Afhængighed af sidelængden af varmevekslerne. Volumenstrøm af luft gennem begge vekslere: 800 m^3/h , volumenstrømmen af væsken: 0,4 m^3/h og rørdiameter: ø20 mm ellers default-værdier fra kapitel 8.



Figur 9.6: Afhængighed af antallet af rør i luftretningen. Volumenstrøm af luft gennem begge vekslere: 200 m³/h, volumenstrømmen af væsken: 0,2 m³/h og rørdiameter: ø15 mm ellers default-værdier fra kapitel 8.

9.6 Finneafstand i varmevekslerne

Figur 9.7 viser, hvordan afstanden mellem finnerne i varmevekslerne influerer på systemets ydelse. Udgangspunktet er en finneafstand på 8,1 mm. Varmevindingsgrad, vekslereffektiviteter og friskluftemperatur falder jævnt ved øget afstand mellem finnerne i varmevekslerne, mens tryktabet falder kraftigt i starten.



Figur 9.7: Afhængighed af finneafstanden. Volumenstrøm af luft gennem begge vekslere: 200 m³/h, volumenstrømmen af væsken: $0,2 m^3$ /h og rørdiameter: ø15 mm ellers default-værdier fra kapitel 8.

9.7 Balance mellem volumenstrømmen af luft til og fra bygningen

I de forrige grafer, har volumenstrømmen af luft til bygningen været identisk med volumenstrømmen af luft fra bygningen. Men som regel vil disse to volumenstrømme ikke være ens på grund af infiltration og exfiltration gennem bygningens klimaskærm. Figur 9.8 viser, hvordan ubalance mellem de to volumenstrømme af luft influerer på systemets ydelse. Udgangspunktet er som i de forrige grafer balance mellem de to volumenstrømme. Volumenstrømmen af friskluftluften er i Figur 9.8 fastholdt på 200 m³/h, mens volumenstrømmen af afkastluft, mens effektiviteten af varmeveksleren i afkastet falder. Effektiviteten af varmeveksleren i indløbet er fast på grund af fastholdt volumenstrøm af friskluft.

Frisklufttemperaturen stiger jævnt på grund af den stigende effektoverførelse. Tryktabet stiger også svagt på grund af det stigende trykfald over varmeveksleren i afkastet.



Figur 9.8: Afhængighed af balance mellem de to volumenstrømme af luft. Volumenstrøm af luft gennem veksleren i indløbet: 200 m³/h, volumenstrømmen af væsken gennem begge vekslere: 0,2 m³/h og rørdiameter: ø15 mm ellers default-værdier fra kapitel 8.

9.8 Sammenfatning

De foregående paragraffer viser eksempler på, hvordan programmet NVX2000 kan anvendes til dimensionering af naturlig ventilation med varmegenvinding, samt hvordan sådanne ventilationssystemer vil fungere under de valgte forhold. Hvis de valgte eksempler ikke direkte kan anvendes til en konkret dimensioneringsopgave, kan programmet NVX2000 som nævnt downloades fra Teknologisk Institut, BuildVISION's hjemmeside (www.buildvision.dk).

Som det nævnes flere gange i det ovenstående, er NVX2000 ikke velegnet til en præcis beregning af drivtryk og trykfald. Disse to værdier bør derfor beregnes på anden vis fx ved hjælp af programmet SolVent2000, der også kan downloades fra Teknologisk Institut, BuildVISION's hjemmeside (<u>www.buildvision.dk</u>).

Naturlig ventilation med varmegenvinding er et nyt og uprøvet koncept. Det anbefales derfor i konkrete sager at bruge sin sunde fornuft og ikke blindt stole på beregningsresultater fra ovenstående programmer, da disse endnu ikke er valideret på baggrund af måledata fra virkelige anlæg.

10 Eksempel

For at illustrere, hvad det udviklede varmegenvindingskoncept til naturlig ventilation kan bruges til i praksis, er der i det følgende regnet på et konkret bygningseksempel, der drejer sig om et klasselokaleale.

Der er taget udgangspunkt i et klasseværelse i den nye tilbygning til Sdr. Vang skolen i Kolding /10/, hvor der er naturlig ventilation. I Sdr. Vang skolen ledes friskluften til lokalerne ned gennem en dobbelt kældergang, før den ledes ind i bygningen. I nærværende eksempel antages det, at luften tages direkte udefra for ikke at komplicere eksemplet for meget, da der ellers skal tages hensyn til forvarmningen/kølingen af luften i kældergangen.

Klasselokalerne er, som det ses af Figur 10.1, specielt designet for at muliggøre naturlig ventilation: stor lofthøjde i den ene side af rummene samt afkastskakte over tag med mulighed for åbning af lemme i begge sider, så vinden kan udnyttes til yderligere at hæve drivtrykket.



Figur 10.1: Snit i den nye tilbygning til Sdr. Vang skolen i Kolding.

Gulvarealet er 7,8 x 8,2 = 64 m². Ifølge bygningsreglementet skal ventilationen i ét klasselokale med 24 elever og 1 lære være: 5 l/s pr. person og 0,4 l/s pr. m² = 542 m²/h. Med de opgivne højder i Figur 10.1 er volumenet af klasselokalet 271 m³. Luftskiftet ifølge bygningsreglementet skal således være 2 h⁻¹.

Hvis det antages, at strømningshastigheden af luft gennem varmevekslerne skal være som for den undersøgte varmeveksler $(0,5 \times 0,5 \times 0,152 \text{ m}^3)$ ved en volumenstrøm på 200 m³/h, er der brug for et strømningsareal, der er 2,71 gange større end den undersøgte varmeveksler – dvs. sidelængder på 0,82 m.

Det antages i det følgende, at der er brug for ventilation i 8 timer pr. dag i de 200 skoledage. Udelufttemperaturen ligger i Danmark omkring 4°C i fyringssæsonen. Ved en temperatur i opholdszonen på 20°C giver det et årligt opvarmningsbehov til ventilation på 4.940 kWh.'

10.1 El- og opvarmningsbehov i et naturligt ventileret lokale med varmegenvinding

Figur 9.4 viser, varmevekslerens effektivitet vil ligge mellem 0,41 og 0,45. Der regnes i det følgende med 0,42. Opvarmningsbehovet af ventilationsluften reduceres derved fra 4.940 til 2.720 kWh.

Ved en dimension af rørene mellem varmevekslerne på 18 mm og 30 m rør, er der behov en cirkulationspumpe på under 10 W, hvilket giver et samlet årligt energiforbrug til pumpen på 15 kWh.

10.2 El- og opvarmningsbehov i et mekanisk ventileret lokale med varmegenvinding

Der sammenlignes med et traditionelt balanceret varmegenvindingssystem med en vekslereffektivitet på 0,6. Ifølge bygningsreglementet må det samlede effektbehov for ventilatorerne ikke overstige 2.500 J/m³ transporteret luft. Dette giver et årligt elforbrug til ventilatorerne på 600 kWh.

Opvarmningsbehovet af ventilationsluften reduceres fra 4.940 til 1.980 kWh.

10.3 Primær energi

Der regnes i det følgende med en effektivitet for varmeproduktionen på 85% og en effektivitet for elproduktionen på 46%/11/. Primær energiforbruget bliver da for de to systemer:

Naturlig ventilation:	varme El	2.720 / 0.85 15 / 0.46	=	3.200 kWh 33 kWh
	I alt		=	3.233 kWh
Mekanisk ventilation:	varme El	1.980 / 0.85 600 / 0.46	=	2.330 kWh 1.304 kWh
	I alt		=	3.634 kWh

Der er altså i dette tilfælde et ca. 12% lavere primær energiforbrug ved den naturlige ventilation med varmegenvinding end med mekanisk ventilation.

10.4 Priser

Prisen for et traditionelt balanceret mekanisk ventilationsanlæg med varmegenvinding ligger for et simpelt anlæg i størrelsesordenen 110 kr./m³ transporteret luft, hvilket i dette eksempel giver en anlægspris på omkring 60.000 kr ekskl. moms. Denne pris indeholder ikke styring eller konstruksmæssige tiltag for at indpasse ventilationsanlægget i bygningen.

Det er vanskeligt at prissætte det naturlige ventilationssystem, da varmevekslerne ikke er i produktion og prisen for de bygningsmæssige tiltag vil variere meget fra bygning til bygning. Det følgende er et hurtigt overslag over komponenter og installation af disse:

Varmevekslere inkl. opsætning:	25.000 kr.
Rør mellem vekslere inkl. isolering og installation af disse:	6.500 kr.
Cirkulationspumpe:	1.500 kr.
Indløbsgrill m.m.	2.000 kr.
I alt	35.000 kr. ekskl. moms

De 35.000 kr. er ekskl. styring og bygningsmæssige tiltag. Styringen vil være lidt dyrere for det naturlige ventilationssystem end for det mekaniske ventilationsanlæg. Der vil dog stadig være i størrelsesordenen 20.000 kr. ekstra til at lave bygningsmæssige tiltag ud over det beløb, der er brug for at lave bygningsmæssige tiltag i forbindelse med det mekaniske ventilationsanlæg. Der er derfor en mulighed for, at det naturlige ventilationssystem kan blive billigere end det mekaniske ventilationssystem, samtidigt med at en mindre besparelse i driftsudgiften kan opnås. Der er dog behov for at vise dette i praksis.

Ved dimensionering af et konkret anlæg kan programmet fra kapitel 8 (NVX2000) anvendes til at lave en ydelsesmæssig og økonomisk optimering af varmevekslerne i systemet, mens SolVent2000 kan anvendes til at optimere systemet med hensyn til tryktab og drivtryk.

11 Konklusion

Varmegenvinding har hidtil været udelukket i naturligt ventilerede bygninger bl.a. fordi det ikke har været muligt at købe effektive luft-til-varmevekslere med et tilstrækkeligt lavt trykfald på luftsiden. Traditionelle varmevekslerne vil virke som en prop i naturligt ventilerede systemer. Formålet med nærværende projekt var derfor at udvikle en effektiv luft-til-væske varmeveksler med lavt trykfald på luftsiden.

Den udviklede veksler tænkes at indgå i et fleksibelt og evt. solassisteret varmegenvindingskoncept med væskekoblede batterier, hvor et vandbaseret kølemiddel cirkuleres mellem to luft-til-væske varmevekslere placeret ved den naturlige ventilations indtag hhv. afkast.

I den første fase af projektet blev der foretaget en række teoretiske undersøgelser, som mundede ud i udvikling af et teoretisk design for en luft-til-væske varmeveksler med lavt trykfald på luftsiden samtidig med en tilfredsstillende varmeoverføringsevne. På baggrund af dette teoretisk udviklede vekslerdesign blev der specificeret og fremstillet en prototype af varmeveksleren.

Herefter blev prototypen testet i et laboratorium under realistiske betingelser, og på baggrund af målinger af bl.a. volumenstrømme, lufthastigheder, temperaturer og trykfald blev vekslerens varmeoverføringsevne (ydelse) og tryktab bestemt ved forskellige luftmængder, og der blev foretaget en sammenligning med de indledende teoretiske beregninger.

Resultaterne fra målingerne (og beregningerne) på det første vekslerdesign (prototypen) viste sig at være så tilfredsstillende, at det ikke var nødvendigt at modificere og videreudvikle vekslerdesignet til en andengenerations-varmeveksler. Ved luftmængder på 200-800 m³/h (svarende til luft-hastigheder gennem veksleren på 0,3-1,2 m/s) er tryktabet over veksleren nede på omkring 0,5-2,5 Pa svarende til et tryktab på i alt 1,0-5,0 Pa for de to varmevekslere i systemet samtidigt med, at vekslereffektiviteten er mellem 60 og 90 % (højst ved lave volumenstrømme). Varmegenvindingsgraden er fx ved en indetemperatur på 25 °C, en udetemperatur på 5 °C og en luftmængde på 200 m³/h omkring 43 %.

Der er en meget god overensstemmelse mellem målte og beregnede effektoverførelser – de sidste fundet med en udviklet edb-model af varmeveksleren. En forskel på $\pm 10-15\%$ mellem målinger og beregninger er en meget god overensstemmelse. Det antages derfor, edb-modellen tilstrækkeligt nøjagtigt er i stand til at beregne ydelsen for varmeveksleren i det interessante område med hensyn til flow, temperaturer og dimensioner.

Den udviklede edb-model af varmeveksleren er blevet videreudviklet til et brugervenligt edb-simuleringsprogram, NVX2000, som kan anvendes til dimensionering af varmegenvindingssystemer til naturlig ventilation, idet det er i stand til at beregne fx tryktab over vekslerne og genvindingssystemer for et komplet varmegenvindingssystem under forskellige forudsætninger, ligesom det er muligt at eksperimentere med forskellige udformninger af de to vekslere i systemet. Som en del af projektet er testresultaterne blevet overført til edbprogrammet SolVent2000 (der blev udviklet i forprojektet /2/) til beregning af naturlig ventilation med solassistance og varmegenvinding. Med SolVent2000 er det muligt at gennemføre en mere præcis beregning af både drivtryk og trykfald over systemet end med NVX2000. Både SolVent2000 og NVX2000 kan downloades fra Teknologisk Institut, BuildVISION's hjemmeside (www.buildvision.dk).

Rapporten inkluderer en kortfattet brugervejledning til NVX2000 samt kurver, der viser resultatet af parametervariationer gennemført med NVX2000 for at vise, hvad NVX2000 og naturlig ventilation med varmegenvinding er i stand til. Til sidst er der et mere konkret eksempel, der indikerer at naturlig ventilation med varmegenvinding sandsynligvis kan laves billigere end traditionel mekanisk ventilation med varmegenvinding samtidigt med at en højere energibesparelse kan opnås. Der er dog behov for opbygge rigtige anlæg for at verificere dette.

På baggrund af de meget positive resultater fra projektet anbefales det, at der arbejdes videre med naturlig ventilation med varmegenvinding efter det her beskrevne koncept. Specielt er der behov for at opbygge og måle på virkelige anlæg i bygninger for at indsamle viden om denne anlægstypes funktion under realistiske og dynamiske forhold. Viden der er vigtig for at kunne optimere denne anlægstype.

12 Referencer

- Schultz J. M., 1993. Naturlig ventilation med varmegenvinding. Institut for Bygninger og Energi, Danmarks Tekniske Højskole. Meddelelse nr. 249, 1993.
- /2/ : Jacobsen T.D., Jensen S.Ø. og Poulsen C.S, 1999. Naturlig ventilation med varmegenvinding og solassistance, forundersøgelser. Teknologisk Institut Energi, 1999. ISBN: 87-7756-537-1.
- (3) : Riffat S.B. & Gan G, 1997. Passive Stack Ventilation with Heat Recovery. Air Infiltration Review, vol. 18, no. 4, September 1997 (pp 7-9).
- /4/ : Hansen H.E., Kjerulf-Jensen P., Stampe O.B. Danvak grundbog i varme- og klimateknik. Teknisk forlag, 1995, ISBN: 87-982652-1-0.
- /5/ : Merker G.P. og Bähr M. Ovalrohr-Wärmeübertrager. Strömungsmechanik-Druckverlust-Stoffübergang. I Wärmeaustauscher: Energieeinsparung durch Optimierung von Wärmeprozessen. Handbuch 1. Ausgabe, Vulkan Verlag
- /6/ : Webb R.L., 1994. Principles of enhanced heat transfer. John Wiley & Sons, New York, 1994.
- Klein S.A. and Alvarado F.L, 2002. *Engineering Equation Solver version 6.462*. F-Chart Software, Madison, USA. www.fChart.com.
- (8/ : Rahbek J.E. et al, 2000. Fuldskala afprøvning af naturlig og hybrid ventilation slutrapport, fase 1. COWI.
- /9/ : Overgaard L.L., Heiselberg, P. og Hammer C., 2002. Komponenter til naturlig ventilation Del I – Lavtsiddende indløbsåbninger. Teknologisk Insistitut Energi. ISBN: 87-7756-661-0.
- /10/ Gilling, A., 2002. Slutrapport for forsøgsprojektet LivCasA: "Økologiske konstruktioner og materialer, der danner basis for naturlig ventilation i forbindelse med opførelse af et skol-SFO-byggeri.
- /11/ Rambøll, 1997. Individuel el- og gasdrevne varmepumper Samfundsøkonomi, privatøkonomi samt energi- og miljømæssig analyse.
- /12/ Hestad T. el al, 1998. Heat Recovery in Natural Ventilation Design of Office Buildings.Proceedings fra 19th annual AIVC Conference "Ventilation Technologies in Urban Areas", Oslo, 28.-30. september 1998. pp. 426-437.

Bilag

Bilag 1:	Indledende beregninger af vekslerdesign	55
Bilag 2:	Anvendte begreber/teori	59
Bilag 3:	Ventilationsbehov	61
Bilag 4:	Drivtryk	62
Bilag 5:	Anvendte beregningsudtryk i bilag 3 – 4	64

Nr.	V_{luft}	Δt_{luft}	t _{ude}	$t_{\rm luft,indtag}$	Qvx	VGV	ΔP_{luft}	W _{pumpe}	COP	t _{luft,afkast}	H _{rum,min}
	[m³/h]	[K]	[°C]	[°C]	[W]	[%]	[Pa]	[W]	[-]	[°C]	[m]
1	250	30	-5	8,2	1149	44	1,7	5,2	223	11,6	-
2	250	25	0	11,1	955	45	1,8	5,1	188	13,8	-
3	250	20	5	14,0	761	45	1,8	5,0	153	16,0	-
4	250	15	10	16,8	568	45	1,8	4,9	116	18,2	-
5	250	10	15	19,6	378	45	1,8	4,9	78	20,5	4,5
6	500	37	-5	6,8	2048	39	3,6	5,2	398	13,0	-
7	500	30	0	9,9	1703	40	3,6	5,1	336	15,0	-
8	500	25	5	13,0	1360	40	3,6	5,0	273	16,9	4,5
9	500	17	10	16,0	1018	40	3,6	4,9	207	18,9	6,0
10	500	10	15	19,0	677	41	3,7	4,9	140	20,9	9,5
11	750	37	-5	5,6	2789	35	5,5	5,2	541	14,1	4,5
12	750	30	0	8,9	2320	36	5,5	5,1	458	15,9	5,5
13	750	25	5	12,2	1853	36	5,6	5,0	372	17,7	7,0
14	750	17	10	15,4	1387	37	5,6	4,9	282	19,5	9,5
15	750	10	15	18,7	923	37	5,6	4,9	190	21,3	14,5
16	1000	37	-5	4,8	3426	33	7,5	5,2	664	15,0	6,0
17	1000	30	0	8,2	2851	33	7,6	5,1	562	16,6	7,5
18	1000	25	5	11,7	2277	33	7,6	5,0	456	18,3	9,5
19	1000	17	10	15,1	1705	34	7,7	4,9	347	19,9	13,0
20	1000	10	15	18,4	1135	34	7,7	4,9	234	21,6	19,5

Bilag 1: Indledende beregninger af vekslerdesign

Tabel 12.1: Resultater fra simuleringerne med veksler C med dimensionerne $H^*B = 500^*500$ mm, 8 rør i tykkelsen og en lamelafstand på 9 mm (rørdelingen er 10/19 mm).

V_{luft}: Luftmængde [m³/h]

- ΔT_{luff} : Temperaturdifferens mellem ude og inde [°C]
- T_{ude}: Udelufttemperatur (= indtagsluftens temperatur før varmegenvinding) [°C]
- T_{indtag}: Luftens indtagstemperatur efter genvindingsfladen (inden eventuel eftervarmeflade) [°C]
- Qtab,vent: Varmetab ved ventilation uden varmegenvinding [W]
- Q_{VX}: Genvundet varmeeffekt [W]
- VGV: Systemets varmegenvindingsgrad (= $Q_{VX} / Q_{tab,vent}$) [%]
- W_{pumpe}: Tilført effekt til kølemiddelpumpe [W]
- ΔP_{luft} : Samlet tryktab over de to vekslerflader i genvindingssystemet [Pa]

COP: Coeficient Of Performance (effektfaktor) (= Q_{VX} / W_{pumpe}) [-]

Det skal bemærkes, at energiforbruget til cirkulationspumpen i beregningerne er forbundet med stor usikkerhed. Den virkelige COP for systemet kan kun fastlægges præcist ved hjælp af målinger på et faktisk anlæg.

Nr.	V _{luft}	Δt_{luft}	t _{ude}	$\mathbf{t}_{\mathrm{luft,indtag}}$	Q _{VX}	VGV	ΔP_{luft}	W _{pumpe}	COP	t _{luft,afkast}	H _{rum,min}
	[m³/h]	[K]	[°C]	[°C]	[W]	[%]	[Pa]	[W]	[-]	[°C]	[m]
1	250	30	-5	7,1	1052	40	3,4	8,7	121	12,7	-
2	250	20	5	13,2	698	41	3,5	8,6	82	16,7	4,5
3	250	10	15	19,2	347	42	3,5	8,4	41	20,8	9,0
4	500	37	-5	5,2	1789	34	7,2	8,7	205	14,4	6,0
5	500	25	5	12,0	1189	35	7,3	8,6	139	17,9	9,0
6	500	10	15	18,6	593	35	7,4	8,4	70	21,4	19,0
7	800	37	-5	3,8	2480	29	12,2	8,7	284	15,8	10,0
8	800	25	5	11,1	1650	30	12,4	8,6	193	18,8	15,0
9	800	10	15	18,1	823	31	12,5	8,4	98	21,9	31,5

Tabel 12.2: Resultater fra simuleringerne med veksler A med dimensionerne $H^*B = 360^*360$ mm, 8 rør i tykkelsen og en lamelafstand på 9 mm (rørdelingen er 10/19 mm).

Nr.	V_{luft}	Δt_{luft}	t _{ude}	$t_{\rm luft,indtag}$	Q _{VX}	VGV	ΔP_{luft}	W _{pumpe}	COP	$t_{luft,afkast}$	H _{rum,min}
	[m³/h]	[K]	[°C]	[°C]	[W]	[%]	[Pa]	[W]	[-]	[°C]	[m]
1	250	30	-5	8,3	1148	44	2,4	4,9	234	11,6	-
2	250	20	5	14,0	761	45	2,5	4,8	160	16,0	-
3	250	10	15	19,6	378	45	2,5	4,6	81	20,4	6,5
4	500	37	-5	6,8	2047	39	5,0	4,9	416	13,0	4,0
5	500	25	5	13,0	1359	40	5,1	4,8	285	16,9	6,5
6	500	10	15	19,1	676	41	5,1	4,6	146	20,9	13,0
7	800	37	-5	5,4	2922	35	8,3	4,9	594	14,2	6,5
8	800	25	5	12,1	1941	36	8,4	4,8	407	17,8	10,5
9	800	10	15	18,6	967	36	8,5	4,6	208	21,3	21,5

Tabel 12.3: Resultater fra simuleringerne med veksler B med dimensionerne $H^*B = 450^*450$ mm, 9 rør i tykkelsen og en lamelafstand på 9 mm (rørdelingen er 10/19 mm).

Nr.	V _{luft}	Δt_{luft}	t _{ude}	t _{luft,indtag}	Qvx	VGV	ΔP_{luft}	W _{pumpe}	COP	t _{luft,afkast}	H _{rum,min}
	[m³/h]	[K]	[°C]	[°C]	[W]	[%]	[Pa]	[W]	[-]	[°C]	[m]
1	250	30	-5	8,2	1145	44	1,3	5,6	203	11,6	-
2	250	20	5	13,9	759	45	1,3	5,5	139	16,0	-
3	250	10	15	19,5	377	45	1,3	5,3	71	20,5	3,5
4	500	37	-5	6,7	2035	39	2,6	5,6	361	13,0	-
5	500	25	5	12,9	1351	40	2,6	5,5	248	17,0	3,5
6	500	10	15	19,0	673	40	2,6	5,3	127	20,9	7,0
7	800	37	-5	5,4	2900	35	4,3	5,6	514	14,3	3,5
8	800	25	5	12,1	1927	35	4,3	5,5	353	17,8	6,0
9	800	10	15	18,6	960	36	4,4	5,3	181	21,4	11,0

Tabel 12.4: Resultater fra simuleringerne med veksler D med dimensionerne $H^*B = 550^*550$ mm, 7 rør i tykkelsen og en lamelafstand på 9 mm (rørdelingen er 10/19 mm).

Nr.	V _{luft}	Δt_{luft}	t _{ude}	$t_{luft,indtag}$	Q _{VX}	VGV	ΔP_{luft}	W _{pumpe}	COP	t _{luft,afkast}	H _{rum,min}
	[m³/h]	[K]	[°C]	[°C]	[W]	[%]	[Pa]	[W]	[-]	[°C]	[m]
1	250	30	-5	8,3	1150	44	0,8	5,9	195	11,6	-
2	250	20	5	14,0	762	45	0,8	5,7	134	16,0	-
3	250	10	15	19,6	379	46	0,8	5,5	69	20,4	-
4	500	37	-5	6,8	2050	39	1,6	5,9	347	13,0	-
5	500	25	5	13,0	1361	40	1,6	5,7	239	16,9	-
6	500	10	15	19,1	677	41	1,7	5,5	123	20,9	4,5
7	800	37	-5	5,5	2926	35	2,7	5,9	495	14,2	-
8	800	25	5	12,1	1944	36	2,7	5,7	342	17,7	3,5
9	800	10	15	18,6	969	36	2,7	5,5	176	21,3	7,0

Tabel 12.5: Resultater fra simuleringerne med veksler E med dimensionerne $H^*B = 640^*640$ mm, 6 rør i tykkelsen og en lamelafstand på 9 mm (rørdelingen er 10/19 mm).

Nr.	V_{luft}	Δt_{luft}	t _{ude}	$t_{\rm luft,indtag}$	Q _{VX}	VGV	ΔP_{luft}	W _{pumpe}	COP	$t_{ m luft,afkast}$	H _{rum,min}
	[m³/h]	[K]	[°C]	[°C]	[W]	[%]	[Pa]	[W]	[-]	[°C]	[m]
1	250	30	-5	9,1	1214	47	1,3	2,5	477	10,8	-
2	250	20	5	14,5	804	47	1,3	2,4	332	15,5	-
3	250	10	15	19,8	399	48	1,3	2,3	173	20,2	3,5
4	500	37	-5	8,2	2291	44	2,7	2,5	899	11,6	-
5	500	25	5	14,0	1518	45	2,7	2,4	627	16,0	3,5
6	500	10	15	19,5	755	45	2,7	2,3	326	20,5	7,0
7	800	37	-5	7,3	3411	41	4,3	2,6	1337	12,5	3,5
8	800	25	5	13,3	2262	42	4,4	2,4	935	16,6	5,5
9	800	10	15	19,2	1125	42	4,4	2,3	487	20,8	11,5

Tabel 12.6: Resultater fra simuleringerne med veksler F med dimensionerne $H^*B = 640^*640$ mm, 10 rør i tykkelsen og en lamelafstand på 9 mm (rørdelingen er 10/19 mm).

Nr.	V_{luft}	Δt_{luft}	t _{ude}	t _{luft,indtag}	Qvx	VGV	ΔP_{luft}	W _{pumpe}	COP	$t_{luft,afkast}$	H _{rum,min}
	[m³/h]	[K]	[°C]	[°C]	[W]	[%]	[Pa]	[W]	[-]	[°C]	[m]
1	250	30	-5	9,2	1226	47	1,3	1,7	703	10,7	-
2	250	20	5	14,6	811	48	1,3	1,6	495	15,4	-
3	250	10	15	19,8	403	48	1,3	1,6	260	20,2	3,5
4	500	37	-5	8,7	2363	46	2,6	1,7	1353	11,2	-
5	500	25	5	14,2	1564	46	2,7	1,6	1564	15,7	3,5
6	500	10	15	20,3	777	47	2,7	1,6	501	20,3	7,0
7	800	37	-5	7,9	3589	43	4,3	1,7	2055	11,9	3,5
8	800	25	5	13,8	2379	44	4,3	1,6	1451	16,2	5,5
9	800	10	15	19,4	1182	44	4,4	1,6	762	20,5	11,5

Tabel 12.7: Resultater fra simuleringerne med veksler G med dimensionerne $H^*B = 700^*700$ mm, 12 rør i tykkelsen og en lamelafstand på 9 mm (rørdelingen er 10/19 mm).

Nr.	V _{luft}	Δt_{luft}	t _{ude}	$\mathbf{t}_{\mathrm{luft,indtag}}$	Q _{VX}	VGV	ΔP_{luft}	W _{pumpe}	COP	t _{luft,afkast}	H _{rum,min}
	[m³/h]	[K]	[°C]	[°C]	[W]	[%]	[Pa]	[W]	[-]	[°C]	[m]
1	250	30	-5	9,2	1223	47	1,0	2,1	572	10,7	-
2	250	20	5	14,6	809	48	1,0	2,0	402	15,4	-
3	250	10	15	19,8	402	48	1,0	1,9	211	20,2	-
4	500	37	-5	8,5	2342	45	1,9	2,1	1095	11,3	-
5	500	25	5	14,2	1551	46	1,9	2,0	771	15,8	-
6	500	10	15	19,6	771	46	2,0	1,9	404	20,4	5,0
7	800	37	-5	7,7	3534	42	3,1	2,1	1651	12,1	-
8	800	25	5	13,6	2343	43	3,2	2,0	1164	16,3	4,0
9	800	10	15	19,4	1165	44	3,2	1,9	611	20,6	8,0

Tabel 12.8: Resultater fra simuleringerne med veksler H med dimensionerne $H^*B = 750^*750$ mm, 10 rør i tykkelsen og en lamelafstand på 9 mm (rørdelingen er 10/19 mm).

Nr.	V_{luft}	$\Delta t_{\rm luft}$	t _{ude}	t _{luft,indtag}	Qvx	VGV	ΔP_{luft}	W _{pumpe}	COP	t _{luft,afkast}	H _{rum,min}
	[m³/h]	[K]	[°C]	[°C]	[W]	[%]	[Pa]	[W]	[-]	[°C]	[m]
1	250	30	-5	9,2	1223	47	0,5	2,5	491	10,7	-
2	250	20	5	14,6	809	48	0,5	2,3	347	15,4	-
3	250	10	15	19,8	402	48	0,5	2,2	183	20,2	-
4	500	37	-5	8,5	2340	45	1,1	2,5	940	11,3	-
5	500	25	5	14,1	1550	46	1,1	2,3	665	15,8	-
6	500	10	15	19,6	770	46	1,1	2,2	350	20,4	-
7	800	37	-5	7,7	3528	42	1,7	2,5	1415	12,1	-
8	800	25	5	13,6	2339	43	1,7	2,3	1003	16,3	-
9	800	10	15	19,4	1163	44	1,8	2,2	529	20,6	4,5

Tabel 12.9: Resultater fra simuleringerne med veksler I med dimensionerne H*B = 900*900 mm, 8 rør i tykkelsen og en lamelafstand på 9 mm (rørdelingen er 10/19 mm).

Bilag 2: Begreber

Nærværende bilag indeholder en kort beskrivelse af anvendte begreber i nærværende rapport. Hvor intet andet er anført, er begreber og teori i det følgende taget fra danvaks grundbog /4/.

Generelt om luft-til-væske varmevekslere: Ved varmeoverføring mellem væske og gas (luft) er varmeovergangskoefficienterne på gassiden væsentlig mindre end på væskesiden. Derfor forøges det varmeoverførende areal på luftsiden som regel vha. lameller eller finner.

Alt efter strømningsarrangementet i vekslersystemet skelnes der mellem hhv. modstrøm, medstrøm, kombineret med-/modstrøm eller krydsstrøm. Strømningsarrangementet har betydning for, hvor høj en effektivitet, der kan opnås i veksleren. Alt efter vekslerens udformning kan der også være tale om, at strømningerne gennem veksleren er en kombination eller en mellemting mellem flere af disse grundtyper, hvilket gør veksleren sværere at regne på. Der skelnes endvidere mellem blandede og ublandede strømme. I en (ideelt) blandet strøm har fluidet i et tværsnit vinkelret på strømningsretningen overalt den samme temperatur. Det vil tilnærmelsesvis være tilfældet for væskestrømme i cirkulære rør. I en (ideelt) ublandet strøm kan der optræde temperaturforskelle vinkelret på strømningsretningen. Det gælder fx ved lufts strømning i smalle spalter (lamelvarmeflader og krydsvarmevekslere).

Genvindingsgrad: Genvindingsgraden (eller virkningsgraden) for et genvindingssystem bestående af to væskekoblede varmevekslere er den genvundne varmeeffekt, der tilføres indtagsluften ved passage af varmefladen i indtagskanalen til rummet i forhold til den varmeeffekt, der ville være gået tabt, hvis systemet ikke havde været forsynet med varmegenvinding:

$$\eta_{system} = \frac{t_{II,u} - t_{II,i}}{t_{I,i} - t_{II,i}}$$
EES:
$$\eta_{system} = \frac{Q_{vv,I}}{m_{1,II} \cdot c_{p,1,I} \cdot (t_{I,i} - t_{II,i})}$$

Varmevekslereffektiviteten - eller blot **effektiviteten**: ϵ udtrykker, hvor stor den faktisk overførte varmestrøm er i forhold til det termodynamisk mulige ved de givne kapacitetsstrømme. Ved det termodynamisk mulige forstås, hvor meget der ved de givne kapacitetsstrømme (C₁, C₂) og de givne til- og afgangstemperaturer (t₁, t₂) ville kunne overføres i en modstrømsveksler med uendelig stor U·A.

Varmeoverføringskapacitet – eller blot **Kapacitet:** Ved en vekslers varmeoverføringskapacitet forstås den effekt, der under de givne forhold kan overføres ved hjælp af varmeveksleren.

 N_{TU} er et mål for, hvor meget varmeoverføringskapacitet, der sættes ind på en given opgave (N_{TU} = relativ varmeoverføringskapacitet).

Temperaturvirkningsgrad: En vekslers temperaturvirkningsgrad defineres for hver af de to fluider som temperaturændringen for det pågældende fluid divideret med forskellen mellem de to fluiders tilgangstemperaturer:

$$\eta_1 = \frac{t_{1i} - t_{1u}}{t_{1i} - t_{2i}}$$
 , $\eta_2 = \frac{t_{2u} - t_{2i}}{t_{1i} - t_{2i}}$

Bemærk, at de to virkningsgrader som regel vil være forskellige, idet de kun for $C_1 = C_2$ har samme værdi.

Middeltemperaturdifferens: Middeltemperaturdifferensen (Δt_m) er den temperaturforskel mellem de to fluider, som driver varmestrømmen fra den ene fluid til den anden fluid under forudsætning af konstant varmetransmissionskoefficient (U) og –areal (A):

$$\Phi = U \cdot A \cdot \Delta t_m$$
$$\Delta t_m = \frac{1}{A} \cdot \int_A (t_1 - t_2) \cdot dA$$

Logaritmisk middeltemperaturdifferens: Hvis kapacitetsstrømmen $C = q_m \cdot c_p$ er konstant for begge fluider, kan Δt_m for ren mod- og medstrøm beregnes som den logaritmiske middeltemperaturdifferens:

$$\Delta t_{lm} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln(\Delta t' / \Delta t'')}$$
$$\Delta t' = \begin{cases} t_{1i} - t_{2i} & \text{for medstrøm} \\ t_{1i} - t_{2u} & \text{for modstrøm} \end{cases}$$
$$\Delta t'' = \begin{cases} t_{1u} - t_{2u} & \text{for medstrøm} \\ t_{1u} - t_{2i} & \text{for medstrøm} \end{cases}$$

For andre strømningsarrangementer som fx krydsstrøm er beregningen af middeltemperaturdifferensen væsentlig mere kompliceret. Ofte vil Δt_m for krydsstrøm være produktet af Δt_{lm} og en for det pågældende arrangement beregnet korrektionsfaktor:

$$\Delta t_{m,\text{krydsstrøm}} = \Delta t_{lm,\text{modstrøm}} \cdot F(X,Z)$$

$$X = \frac{t_{2u} - t_{2i}}{t_{1i} - t_{2i}} \quad , \quad Z = \frac{t_{1i} - t_{1u}}{t_{2u} - t_{2i}}$$

Hydraulisk diameter, D_h: Anvendes som karakteristisk dimension for rør og kanaler med vilkårligt (ikke-cirkulært) tværsnit.

$$D_h = 4 \cdot \frac{A}{O}$$

For rektangulære kanaler gælder:

$$D_h = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}$$

Reynolds tal: Et dimensionsløst modeltal, der angiver forholdet mellem masse- og friktionskræfter i strømningen. Reynolds tal er en karakteristisk størrelse for, om strømningen er laminar eller turbulent. Ved strømninger i lige rør og kanaler kan omslaget fra laminar til turbulent strømning ske allerede ved Re> 2000, hvis der er store forstyrrelser i strømningen før den lige strækning. For Re > 3200 vil der næsten altid være turbulent strømning.

$$Re = \frac{v \cdot D_h}{v}$$

Bilag 3: Ventilationsbehov

Parametre med betydning for ventilationsbehov

Rumdybde (m)	5	9	12
Ant. m2 pr person	10	15	20
Kvalitetsniveau (l/s)	7	10	14

Luftmængde behov pr m facade

Rumdybde	m2/pers	Luftmgd/pers (l/s)	Luftmængde/m facade (I/s)	Luftskifte (/h)
				(Rumhøjde 2,5 m)
5	10	7	3,5	1,0
5	10	10	5,0	1,4
5	10	14	7,0	2,0
5	15	7	2,3	0,7
5	15	10	3,3	1,0
5	15	14	4,7	1,3
5	20	7	1,8	0,5
5	20	10	2,5	0,7
5	20	14	3,5	1,0
9	10	7	6,3	1,0
9	10	10	9,0	1,4
9	10	14	12,6	2,0
9	15	7	4,2	0,7
9	15	10	6,0	1,0
9	15	14	8,4	1,3
9	20	7	3,2	0,5
9	20	10	4,5	0,7
9	20	14	6,3	1,0
12	10	7	8,4	1,0
12	10	10	12,0	1,4
12	10	14	16,8	2,0
12	15	7	5,6	0,7
12	15	10	8,0	1,0
12	15	14	11,2	1,3
12	20	7	4,2	0,5
12	20	10	6,0	0,7
12	20	14	8,4	1,0
		Minimum	18	0.5
		10% fraktil	2.9	0,6
		25% fraktil	3.9	0.7
		Middelværdi	6.5	1.1
		75% fraktil	8.4	1.3
		90% fraktil	11.5	2.0
		Maximum	16.8	2.0

Bilag 4: Drivtryk

Parametre med betydning for drivtryk

Bygningstype	Kontor			
Bygningsplacering	Fladt land	Forstad	By-centrum	
Læforhold	Frit eksponeret	Delvis eksponeret	Beskyttet	
Facadeorientering	Nord	Øst	Syd	Vest
Bygningshøjde (m)	4	4	7	15
Højdeforskel mellem åbninger (m)	0	3	6	14

Vindfaktor

Placering	k	а	Bygningshøjde (m)	Vindfaktor
Fladt land	0,68	0,17	4	0,86
Fladt land	0,68	0,17	7	0,95
Fladt land	0,68	0,17	15	1,08
Forstad	0,35	0,25	4	0,49
Forstad	0,35	0,25	7	0,57
Forstad	0,35	0,25	15	0,69
Bycentrum	0,21	0,33	4	0,33
Bycentrum	0,21	0,33	7	0,40
Bycentrum	0,21	0,33	15	0,51

Trykkoefficient

	Vinkel/vindretning	Frit eksponeret	Delvis eksponeret	Beskyttet
Facade, syd	0	0,5	0,26	0,06
	45	0,25	0,06	-0,12
	90	-0,5	-0,35	-0,2
	135	-0,8	-0,6	-0,38
	180	-0,7	-0,5	-0,3
	225	-0,8	-0,6	-0,38
	270	-0,5	-0,35	-0,2
	315	0,25	0,06	-0,12
Тад		-0,7	-0,6	-0,45
Forskel	0	1,2	0,86	0,51
	45	0,95	0,66	0,33
	90	0,2	0,25	0,25
	135	-0,1	0	0,07
	180	0	0,1	0,15
	225	-0,1	0	0,07
	270	0,2	0,25	0,25
	315	0,95	0,66	0,33

Drivtryk Sept-Apr (pa)

Cases	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Placering	Fladt land	Fladt land	Forstad	Forstad	Forstad	Forstad	Bycentrum	Bycentrum	Forstad
Læforhold	Frit eksponeret	Delvis eksponeret	Delvis eksponeret	Delvis eksponeret	Beskyttet	Beskyttet	Beskyttet	Beskyttet	Delvis eksponeret
Facadeorientering	Syd	Syd	Syd	Syd	Syd	Syd	Syd	Vest	Vest
Bygningshøjde	4	4	7	15	4	7	15	15	7
Hele døgnet									
Minimum	-13,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5% fraktil	1,3	1,7	2,9	6,5	1,5	2,9	5,8	5,8	2,7
10% fraktil	2,0	2,3	3,7	7,9	1,9	3,5	6,9	7,1	3,6
15% fraktil	2,5	2,7	4,2	9,1	2,2	4,1	7,9	8,2	4,2
25% fraktil	3,1	3,3	5,1	11,0	2,6	4,8	9,6	9,8	5,0
Median	5,1	5,3	6,4	13,8	3,3	6,1	12,4	12,6	6,3
Middel	8,7	7,8	7,0	14,2	3,6	6,3	12,1	12,4	7,9
75% fraktil	10,3	9,6	8,1	16,7	4,2	7,5	14,6	14,7	8,4
95% fraktil	28,9	22,0	13,1	23,6	6,7	10,6	18,1	19,1	19,6
Maksimum	160,5	112,0	51,6	78,5	19,9	27,5	28,3	44,3	78,2
8-17									
Minimum	-13,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5% fraktil	1,0	1,7	2,7	5,9	1,5	2,7	5,1	5,1	5,1
10% fraktil	2,2	2,4	3,6	7,3	1,9	3,3	6,1	6,3	6,3
15% fraktil	2,6	2,9	4,2	8,4	2,2	3,9	6,9	7,5	7,5
25% fraktil	3,3	3,6	5,1	10,7	2,6	4,8	9,0	9,2	9,2
Median	6,2	6,3	6,6	13,8	3,4	6,2	11,9	12,1	12,1
Middel	10,0	9,0	7,2	14,2	3,8	6,4	11,6	12,0	12,0
75% fraktil	12,7	11,7	8,4	16,7	4,4	7,5	14,1	14,4	14,4
95% fraktil	30,5	24,4	13,9	24,2	7,3	11,2	17,6	19,0	19,0
Maksimum	160,5	112,0	51,6	78,5	19,9	27,5	27,4	44,3	44,3

Bilag 5: Anvendte beregningsudtryk i bilag 3 – bilag 5

Beregning af ventilationsbehov

Luftmængde pr m facade: $\frac{q_v}{L} = \frac{D \cdot q_p}{A_p}$

hvor q_v er luftmængde pr m facade (l/s m)

- L er facadelængde (m)
- D er rumdybde (m)

q_p er luftbehov pr person (l/s person)

A_p er areal pr person (m²/person)

Beregning af drivtryk

Vindhastighed

Vindhastigheden varierer med terrænforhold og med højden over terræn. Ud fra den meteorologiske middelhastighed kan middelhastigheden i en anden højde og i et andet terræn bestemmes af:

 $v_h = v_{10} \cdot k \cdot h^{\alpha}$

hvor v_h er vindhastigheden i højden h (m/s)

 v_{10} er den meteorologiske hastighed i 10 meters højde og i åbent land (m/s)

- h er den aktuelle højde over terræn (m)
- α er en eksponent afhængig af terrænet, jf. tabel
- k er en faktor, der sammenkobler de to indgående terrænformer, jf. tabel

Terræn	К	α
Opdyrket fladt land	0,68	0,17
Åbent landskab	0,52	0,20
Ву	0,35	0,25
Bycentrum	0,21	0,33

Drivtryk

Drivtryk for naturlig ventilation består af både termisk drivtryk og vindtryk. Det samlede drivtryk bestemmes af:

$$\Delta p = \Delta p_{w} + \Delta p_{T} = \frac{1}{2} (C_{p1} - C_{p2}) \rho_{u} v_{h}^{2} + \frac{\rho_{u} (T_{i} - T_{u})}{T_{i}} g(H_{2} - H_{1})$$

hvor Δp er der samlede drivtryk (pa)

 Δp_w er vindtrykket (pa)

Δp_t	er termisk drivtryk (pa)
--------------	--------------------------

- C_{pl}, C_{p2} er trykkoefficient for bygningsdelen henholdsvis indtags- og afkaståbning er placeret i (-)
- ρ_u er udeluftens massefylde (kg/m³)
- v_h er vindhastigheden i referencehøjden (bygningenshøjde) (m/s)
- T_i, T_u er henholdsvis den absolutte inde- og udetemperatur (°C)
- H₁, H₂ er åbningens højde over terræn (m)
- g er tyngdeaccelerationen (m/s²)