

Energieffektive løsninger for mekanisk balansert ventilasjon i bolger

Martha Cecilie Nilssen Nerberg

Master i energi og miljø
Oppgaven levert: September 2007
Hovedveileder: Hans Martin Mathisen, EPT

Oppgavetekst

Bakgrunn

Godt isolerte og tette nye eller rehabiliterte boliger krever god ventilasjon for å ivareta beboernes helse og komfort. Samtidig stiller forskriftene også skjerpede krav til energibruk til oppvarming av ventilasjonsluft og til drift av vifter.

Utfordringen for norske produsenter av ventilasjonsløsninger for boliger er å kunne tilby god kvalitet med lav energibruk, samtidig som prisene holdes på et konkurransedyktig nivå. Det er derfor behov for forbedring av eksisterende løsninger og utvikling av nye. SINTEF er involvert i et prosjekt for Flexit AS om utvikling av "Neste generasjon energieffektiv boligventilasjon".

Kandidaten gjennomførte høsten 2006 en prosjektoppgave som var knyttet til SINTEF-prosjektet. Masteroppgaven vil bygge videre på dette arbeidet.

Hovedmål

Oppgaven skal bidra til utvikling av nye energieffektive boligventilasjonsaggregater som har lavt energibruk både til drift av vifter og oppvarming av ventilasjonsluft.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Litteraturstudium
2. Vurdering av termiske og strømnings tekniske forhold (Spesifikk vifteeffekt og virkningsgrader)
3. Evaluering og dokumentasjon gjennom måling i laboratorium
4. Forslag til nye løsninger og/eller videreutvikling av eksisterende løsninger

Oppgaven gitt: 25. april 2007

Hovedveileder: Hans Martin Mathisen, EPT

Forord

Denne rapporten er skrevet i forbindelse med min masteroppgave ved Institutt for energi- og prosessteknikk, NTNU, i perioden 23.april til 13.september 2007.

Masteroppgaven har gitt meg stort utbytte, både gjennom praktisk og teoretisk arbeid. Oppgaven har hatt to temaer, noe som har gitt god bredde og innsikt i sammenhengene ved energibruk. Det har også vært en utfordring å kombinere to tema fra ulike fagfelt.

Jeg vil gjerne takke veilederen min seniorforsker Hans Martin Mathisen ved SINTEF Energiforskning AS for god veiledning gjennom hele perioden. Og vil også rette en stor takk til medveileder Håkon Skistad for assistanse og gode råd. De har begge vært veldig tilgjengelig for spørsmål og assistanse både for laboratoriearbeidet og andre tema i oppgaven.

Trondheim, 13.september 2006

Martha C. N. Nerberg

Abstract

This Master Thesis is part of a larger collaboration between SINTEF energy research and Flexit AS. Flexit AS is producer of ventilation and heat recovery units for residential buildings. They wish to test their newest model SL4 R, to satisfy the official requirements to energy efficient solutions for mechanical balanced ventilation, with lower power demands for fans and heat recovery. The assignment therefore seeks to improve the effect of the rotary heat recovery wheel and the fans.

For improving the fans a new design of the fan casing has been tested along with to different diffuser solutions. The test shows that the fan impeller does not supply sufficient total pressure to deliver the desired level of air flow rate. The tests also show that the diffuser solution needs improvement to increase the efficiency. The new fan does have a lower effect demand.

The ventilation heat recovery unit has been tested according to the standard for documenting annual efficiency of the rotary wheel. The results show that this specific rotary wheel has got an annual efficiency of 88 %. This report also indicate that this unit can operate with high efficiency even with outdoor temperatures down to minus 20 °C.

Sammendrag

Rapporten er en del av en masteroppgave som tar utgangspunkt i et større samarbeid mellom SINTEF energiforskning og Flexit AS. Flexit AS er produsent av ventilasjonsløsninger, og ønsker å få testet sin nyeste modell innen ventilasjonsaggregater for boliger, SL4 R, for å møte de skjærpede kravene til energibruk til oppvarming av ventilasjonsluft og til drift av vifter. Oppgaven har derfor hatt fokus på forbedring av virkningsgrad for vifter og varmeveksler.

Rapporten har sett på en alternativ utforming av viftehus og diffuser for å redusere effektbehovet ved å utnytte mest mulig av det dynamiske trykket. Viftehjulet med foroverbøyde skovler har i tillegg blitt byttet ut med et med bakoverbøydeskovler. Viftehuset og diffuseren er utformet av Håkon Skistad. I oppgaven har det blitt gjort beregninger av forventede resultater og målinger i laboratorium. Måleresultatene har blitt brukt i en vurdering av den nye løsningen.

I undersøkelsen av virkningsgraden for roterende vekslere har det blitt gjort laboratiormålinger for å beregne årsvirkningsgraden for denne typen vekslere. Et av formålene med målingene var å samtidig vurdere ulike teststandarder og dokumenteringer av årsvirkningsgrad. Målingene har også blitt brukt til å vurdere betydningen av kondensvann og tilfrysning på virkningsgraden i roterende varmevekslere.

Målingen som er gjort i laboratorium viste at det ikke er høyt nok totaltrykk ut fra viftehjulet i den nye vifta B133/40. Med større radius på viftehjulet og videre arbeid med utforming av viftehuset vil vifta kunne levere ønsket luftmengde. Målingene viste videre at overgangen mellom viftehus og diffuserer må utbedres, og at diffuserløsningen til B133/40 ikke gir noen økning i virkningsgraden på grunn av avløsning av grensesjiktet. En kortere diffuserer med grensesjiktavsug kan være løsningen. B133/40 har et langt lavere effektbehov enn dagens vifte.

Laboratiormålingene for den roterende varmeveksleren viste at SL4 R tåler utetemperaturer på minus 20 °C uten at veksleren fryser igjen. Ved utetemperaturer ned mot minus 20 °C dannet det seg en del is på vekslersens avkastside, men dette påvirket ikke driften eller virkningsgraden i særlig grad. På bakgrunn av måleresultatene har SL4 R årsvirkningsgrad på 88 %, ved beregning etter forslaget til revidering av NS3031. Bruk av temperaturvirkningsgrad i beregning av årsvirkningsgrad, slik som i prNS3031, kan gjøre det lett å manipulere virkningsgraden, fordi i det ikke krever spesifisering av volumstrømmen på til- og avtrekksiden

Innhold:

1.	Innledning.....	1
1.1.	Bakgrunn.....	1
1.2.	Avgrensning.....	1
2.	Vifte.....	3
2.1.	Symbolliste.....	3
2.2.	Viftehjul.....	4
2.2.1.	Hastighetskomponenter.....	4
2.2.2.	Dimensjonsanalyse.....	6
2.2.3.	Viftediagrammet.....	9
2.3.	Vifteeffekt.....	12
2.4.	Strømning.....	13
2.4.1.	Trykktap.....	14
2.4.2.	Grensesjikt.....	14
2.4.3.	Diffuser.....	15
2.4.3.1.	Støtdiffuser.....	15
2.4.3.2.	Koniske diffusere.....	16
2.4.4.	Trykkgjenvinning.....	17
2.4.4.1.	Utforming.....	18
3.	Varmevekslere.....	20
3.1.	Symbolliste.....	20
3.2.	Virkningsgrad.....	22
3.3.	Utforming.....	25
3.4.	Fuktig luft.....	27
3.4.1.	Sammenheng mellom tilstandsendringer og virkningsgrad.....	27
3.4.2.	Fuktnivå i avtrekkslufta.....	29
3.5.	Tilising av vekslere.....	30
3.5.1.	Frostdannelse.....	30
3.5.2.	Frostsikring.....	31
3.6.	Membranbaserte vekslere.....	33
3.6.1.	Varme og fuktighetsoverføringseffektivitet.....	33
3.6.2.	Membranbaserte vekslere i nordisk klima.....	34
4.	Laboratoriemålinger Vifte.....	35
4.1.	Vifteriggen og instrumentering.....	35
4.1.1.	Turtall.....	36
4.1.2.	Luftmengde.....	36
4.1.3.	Statisk og totaltrykk.....	37
4.1.4.	Hastighet og grensesjikt.....	37
4.2.	Måleserier Viftekarakteristikk:.....	38
4.2.1.	Den eksisterende vifta RFE 140 DUU.....	38
4.2.2.	B133/40 med støtdiffuser.....	41
4.2.3.	B133/40 med lang diffuser.....	44
4.3.	Måleserie Hastighetsprofil.....	46
4.4.	Måleserie Effektbehov.....	48
5.	Laboratoriemålinger: SL4 R.....	49
5.1.	Standard.....	49
5.2.	Definisjoner og instrumentering.....	51
5.2.1.	Temperatur.....	52
5.2.2.	Trykk.....	52
5.2.3.	Fuktighet.....	53

5.2.4.	Luftmengder	53
5.2.5.	Effekt.....	53
5.3.	Måleserie1: Tilising av varmeveksler	54
5.3.1.	Defrost 2 fra Nordtest:.....	54
5.3.2.	Defrost 3 fra Nordtest:.....	58
5.4.	Måleserie2: Betydningen av kondensvann i veksleren	61
5.4.1.	Heating 3 fra Nordtest:.....	61
5.4.2.	Måleserie NS-EN308:	62
5.5.	Årsvirkningsgrad.....	64
6.	Diskusjon og forslag til endringer.....	66
6.1.	Utvikling av vifte og diffuser	66
6.2.	Årsvirkningsgrad.....	67
7.	Konklusjon	68
	Referanseliste	69
	Vedlegg A: Beregninger vifte	I
	Vedlegg A.1	I
	Vedlegg A.2	III
	Vedlegg A.3	IV
	Vedlegg A.4:	V
	Vedlegg B: Kalibrering	VI
	Vedlegg B.1.....	VI
	Vedlegg B.2.....	VI
	Vedlegg B.3.....	VI
	Vedlegg C: Beregning av virkningsgrad og fuktighetsbalanse	VII
	Vedlegg C.1: Defrost 2.....	VII
	Vedlegg C.2: Defrost 3.....	VIII
	Vedlegg C.3: Heating 3.....	IX
	Vedlegg C.4: NS-EN308.....	X
	Vedlegg D: Beregninger av årsvirkningsgrad.....	XI
	Vedlegg E: Mollierdiagram.....	XIII

Figur 2-1 Vifte med bakoverbøyde skovler	4
Figur 2-2 Viftehjul med hastighetskomponenter [1].....	4
Figur 2-3 Hastighetsdiagram for vifte	5
Figur 2-4 Dimensjonsløst viftediagram.....	9
Figur 2-5 Endring i hastighetsdiagram med slippvinkel [8]	9
Figur 2-6 Trykktap i viftehjul med bakoverbøyde skovler [1].....	10
Figur 2-7 Viftediagram for eksisterende vifte i SL4.	10
Figur 2-8 Slipp i F-hjuls vifter	11
Figur 2-9 Trykk- og hastighetsendring i konvergente/divergente rør [4]	13
Figur 2-10 Utvikling av grensesjikt langs en plate [3].....	14
Figur 2-11 Tap i støtdiffuser for tverrsnittsøkning d/D [2].....	16
Figur 2-12 Konisk diffuser [2]	16
Figur 2-13 Grensesjikt avløsning [3]	17
Figur 2-14 Fortregningstykkelsen [5]	17
Figur 2-15 Impulstapstykkelse [5]	17
Figur 2-16 Endring i trykkgradienten gjennom diffuseren	18
Figur 2-17 Diffuserprofil.....	18
Figur 2-18 Grensesjiktavløsning som gir reduksjon av strømnings-tverrsnittet [5].....	19
Figur 2-19 Grensesjiktavsug[5].....	19
Figur 3-1 Aksial strømming i veksleren [12]	23
Figur 3-2 Graf som viser forholdet mellom ϵ og N_{tu} . [12].....	24
Figur 3-3 Korreksjonsfaktor med hensyn på rotasjonshastighet.....	26
Figur 3-4 Vekslerens kalde side [19].	30
Figur 3-5 Ru frost [20]	30
Figur 3-6 Glassert frost [20].....	31
Figur 3-7 Systemløsning med by-pass [1].....	31
Figur 4-1 Vifta fra SL4 R, RFE 140 DUU Figur 4-2 Den nye vifta B133/40	35
Figur 4-3 Laboratorierigg med arbeidsplass	35
Figur 4-4 Viftehjul med reflekstape	36
Figur 4-5 Turteller.....	36
Figur 4-6 Målepunkter for turtall, statisk trykk og luftmengde.	37
Figur 4-7 Travers for undersøkelse av hastighetsprofilen.....	37
Figur 4-8 Viftekarakteristikk for RFE 140 DUU	38
Figur 4-9 Virkningsgradskurve for RFE 140 DUU	38
Figur 4-10 Effekttall mot leveringstall for RFE 140 DUU	39
Figur 4-11 Effektkurve for RFE 140 DUU	39
Figur 4-12 B133/40 med støtdiffuser	41
Figur 4-13 Viftekarakteristikk for B 133/40 med støtdiffuser	41
Figur 4-14 Virkningsgradskurve for B 133/40 med støtdiffuser.....	42
Figur 4-15 Effekttall mot leveringstall for B 133/40 med støtdiffuser	42
Figur 4-16 Effektkurve for B 133/40 med støtdiffuser	42
Figur 4-17 Lang diffuserer til B133/40	44
Figur 4-18 Viftekarakteristikk for B 133/40 med lang diffuser	44
Figur 4-19 Virkningsgradskurve for B 133/40 med lang diffuser	44
Figur 4-20 Effekttall mot leveringstall B 133/40 med lang diffuser.....	45
Figur 4-21 Effektkurve for B133/40 med lang diffuserer.	45
Figur 4-22 Vifta i koordinatsystem	46
Figur 4-23 Hastighetsprofil ut fra viftehjulet	46
Figur 4-24 Sekundærstrømmer i strømnings-tverrsnitt av viftehuset.....	47

Figur 4-25 Hastighetsprofil ut fra kanalovergang	47
Figur 4-26 Overgang fra viftehus til kanal	47
Figur 4-27 Effektbehovet for de ulike viftene	48
Figur 4-28 Effekt mot levert luftmengde.	48
Figur 5-1 Bilder fra arbeidsplassen	51
Figur 5-2 Systemskisse av oppkoblingen på laboratorium	51
Figur 5-3 Plassering av termoelementer i avkast og tilluftskanal	52
Figur 5-4 Fuktighetsmåling	53
Figur 5-5 Is og kondens utenpå aggregatet	54
Figur 5-6 Is på avtrekksiden, sett fra kanalstussen for kjøkkenhette.	55
Figur 5-7 Is over rotor	55
Figur 5-8 Is på pakning og vegg mellom kald friskluft og kald avtrekksluft.....	55
Figur 5-9 Målte temperaturer	56
Figur 5-10 Målt fuktighet i kanalene.....	56
Figur 5-11 Kondens og is i aggregatet etter 19 timer.....	58
Figur 5-12 Is på vifte og foran veksler etter 37 timer.	58
Figur 5-13 Is i aggregatet ved slutten av Defrost 3	59
Figur 5-14 Temperaturmåling Defrost 3	59
Figur 5-15 Fuktighetsmåling Defrost 3	60
Figur 5-16 Luftmengder Defrost 3	60
Figur 5-17 Temperaturmåling fra Heating 3	61
Figur 5-18 Relativ fuktighet i kanalene ved Heating 3	62
Figur 5-19 Temperaturmåling for måleserie NS- EN308	62
Figur 5-20 Relativ fuktighet i kanalene ved NS-EN308	63
Figur 5-21 Mulige lekkasjestrømmer i SL4 R	65
Figur 0-2 Mollierdiagram [1]	XIV

1. Innledning

1.1. Bakgrunn

SINTEF Energiforskning er involvert i et prosjekt for Flexit AS om utvikling av ”Neste generasjon energieffektiv boligventilasjon”. Skjerpede krav til energibruk til oppvarming av ventilasjonsluft og til drift av vifter, øker kravene til produsenter av ventilasjonsløsninger som må levere gode ventilasjonsløsninger med lavt energibruk. Samtidig må prisene holde et konkurransedyktig nivå. Denne rapporten er en del av hovedoppgave som tar utgangspunkt i at Flexit AS ønsker å forbedre sine eksisterende ventilasjonsløsninger. Flexit ønsket å få testet ventilasjonsaggregatet SL4 R som er den nyeste modellen av aggregater for boligventilasjon. Dette er et lite luftbehandlingsaggregat for leiligheter og små boliger med nødvendig frisklufttilførsel på 120 til 200 m³/h. SL4 R har roterende varmeveksler og mulighet for både stående og liggende montering. Oppgaven har som mål å redusere energibehovet i Flexit sine ventilasjonsaggregater for å møte kunne møte de nye kravene. Et lavere energibehov vil i hovedsak avhenge av lavere effekt på vifta og høyere virkningsgrad over varmeveksleren. Oppgaven vil derfor prøve å bidra til mulige forbedringer av vifter og varmeveksler.

1.2. Avgrensning

Som en følge av det nye EU- direktivet for bygninger stilles det i norsk forskrift krav til lavere Specific Fan Power, SFP verdier, [kW/(m³/h)] i ventilasjonsanlegg. Dette innebærer at installert effekt pr volumstrøm må reduseres. Viftas effektbruk er avhengig av størrelsen på luftmengden, trykkløftet over vifta og viftas virkningsgrad. Viftas totale virkningsgrad påvirkes av drift og utforming på viftehus, motor og overføringstap. Ved å øke viftas virkningsgrad reduseres effektbehovet og gir dermed en lavere SFP-verdi. På grunn av masseproduksjon vil det være økonomisk gunstig å velge blant viftehus som er tilgjengelig fra leverandør. Et av alternativene for reduksjon i SFP er å erstatte dagens motorløsning med en kostbar EC- motor. Oppgaven vil ha fokus på muligheter for å redusere overføringstapene, slik at det er mulig å nå SFP kravet selv uten EC-motor.

I rapporten vil det bli sett på en alternativ utforming av viftehus og diffuser for å redusere effektbehovet ved å utnytte mest mulig av det dynamiske trykket. Løsningen utformes av Håkon Skistad, og skal produseres av Flexit. Denne rapporten gir beregninger av forventede resultater og resultater fra målinger i laboratorium. Den nødvendige trykkøkningen over vifta

vil være avhengig av motstanden i aggregatet, men dette omtales ikke nærmere i denne rapporten. Trykkfall gjennom aggregatet ble omtalt i Prosjektoppgaven [7].

Teknisk Forskrift, TEK, stiller krav til 70 % varmegjenvinning [7]. Mange vekslere har en temperaturvirkningsgrad som er 70 % eller høyere, men utfordringen blir å ha vekslere med så høy årsvirkningsgrad. Det kalde klima i Norge vil i perioder gjennom vinteren kunne føre til at vekslerne kan fryse helt eller delvis igjen fordi avtrekksluften kjøles ned under duggpunktet. Dette fører til lavere luftmengder, dårligere varmeoverføring og dermed en lavere årsvirkningsgrad. Ventilasjonsanlegg som har vekslere som står i fare for tilfrysning har frostsikring. Frostsikring vil i de fleste tilfeller si forvarming av tilluften, og dermed en økning i energibruket. Roterende varmevekslere har vist seg å ha høyere terskel for tilfrysning enn kryssvekslere, og tåler derfor lavere utetemperaturer før det kreves forvarming.

I oppgaven vil det bli gjort laboratoriemålinger på årsvirkningsgraden for roterende vekslere. Et av formålene med målingene er å vurdere ulike teststandarder og dokumentering av årsvirkningsgrad. Målingene vil også bli brukt til å vurdere betydningen av kondensvann og tilfrysning på virkningsgraden. Et alternativ til roterende varmeveksler er membranbasert plateveksler. En membranveksler vil overføre både varme og fukt, og tester som er utført i varmere klima har gitt gode resultater [24]. Rapporten ser på om slike vekslere også vil fungere i kaldt klima, og om de vil være aktuelle for ventilasjonsaggregater for boliger i Norge.

Rapporten tar først for seg bakgrunn, formelverk og teori for beregning av trykkfall og viftekapasitet. Neste kapittel omhandler teori for varmeoverføring, tilstandsendringer i luft og utforming som påvirker vekslerens virkningsgrad. Kapittel 4 og 5 inneholder måleresultater for henholdsvis vifter og varmevekslere. Resultatene fra laboratoriemålingene diskuteres i kapittel 6, som gir grunnlaget for konklusjonen i kapittel 7.

2. Vifte

Vifta står for den største andelen av ventilasjonsaggregaters effektbehov. Det er flere faktorer som spiller inn på viftas virkningsgrad, og dermed også effektbehovet. Ved å øke virkningsgraden vil effektbehovet gå ned, og SFP -faktoren reduseres. Virkningsgraden påvirkes av viftehjulets form, overføringstap og motoren som driver vifta. Dette kapitlet tar for seg på utformingen av viftehjul og viftehus, samt diffusere for trykkgjenvinning. Vifteteorien ligger innenfor strømmingsteori, mens det for varmevekslere er innenfor termodynamikk. Ettersom de to temaene ligger innenfor hvert sitt fagfelt, blir mye av symbolikken brukt om ulike ting for de to temaene. For å ikke komme i konflikt med litteraturen er det valgt å bruke to symbolister fremfor å benytte nye symboler.

2.1. Symbolliste

Symbolikken brukt i omhandlingen av vifter er gitt i tabellen under.

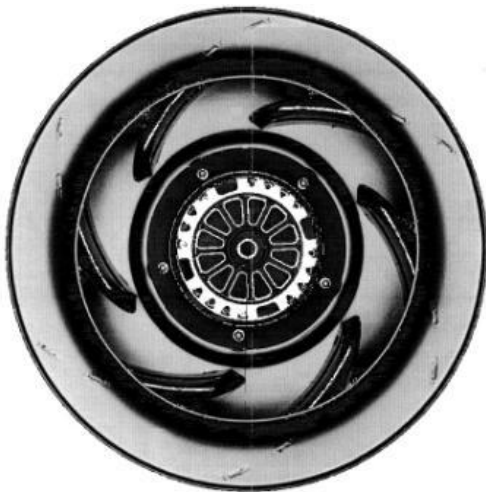
A	- utløpsareal	[m ²]
c	- luftens absolutthastighet	[m/s]
c _m	- meridianhastighet	[m/s]
c _u	- tangensialkomponenten av absolutthastigheten	[m/s]
p _d	- dynamisk trykk	[Pa]
p _s	- statisk trykk	[Pa]
p _t	- totaltrykk	[Pa]
Q	- massestrøm	[m ³ /s]
u	- periferihastigheten	[m/s]
w	- luftens relative hastighet i forhold til viftehjulet	[m/s]
α	- absolutthastighetsvinkel	[rad]
β	- skovlenes utløpsvinkel	[rad]
δ	- grensesjikttykkelse	[m]
δ ₁	- fortregningstykkelse	[m]
δ ₂	- impulstapstykkelse	[m]
η	- virkningsgrad	[-]
η _D	- diffuservirkningsgrad	[-]
ρ	- luftens tetthet	[kg/m ³]
θ	- diffuservinkel	[°]
ω	- omdreiningstall	[s ⁻¹]
Ψ	- trykktall	[Δp/D ² n ² ρ]
Φ	- leveringstall	[Q/nD ³]

2.2. Viftehjul

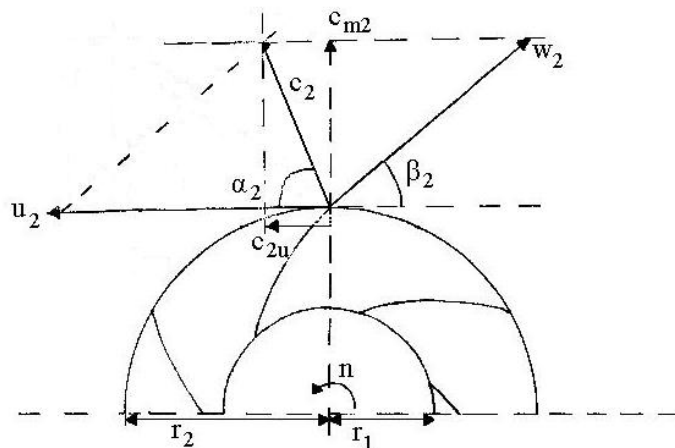
Man finner ofte vifter med foroverbøyde skovler i ventilasjonsanlegg for boliger. Dette fordi de har en flatere karakteristikk og mindre dimensjoner for en gitt leveringsmengde enn det vifter med bakoverbøyde skovler har [1]. Vifter med bakoverbøyde skovler har imidlertid høyere virkningsgrad [1]. For å øke viftas virkningsgrad ses det nærmere på gevinsten av å bytte ut foroverbøyde med bakoverbøyde skovler. I en radialvifte suges lufta inn aksialt, og blåses ut i radiell retning. Gjennom viftehjulet øker både luftas hastighet og trykk. I viftehuset og diffuseren øker trykket ytterligere, dette omtales nærmere til i kapittel 2.4. For å finne effekten som overføres i viftehjulet settes det opp et hastighetsdiagram.

2.2.1. Hastighetskomponenter

Trykkøkningen gjennom vifta skyldes sentrifugalkraften og hastighetsøkningen. Trykkøkningen på grunn av sentrifugalkraften er avhengig av viftas radius og omdreiningstall. Luftas hastighet ut av vifta er et produkt av flere komponenter. Ved å dekomponere luftas absolutthastighet i meridianhastighet c_m og periferihastighet u får man de ulike hastighetskomponentene. Hastighetskomponentene brukes sammen med skovlvinklene til å bestemme hastighetsdiagrammet. Figur 2-2 viser hastighetskomponentene.



Figur 2-1 Vifte med bakoverbøyde skovler



Figur 2-2 Viftehjul med hastighetskomponenter Error!
Reference source not found.

Hvor:

- c - Luftas absolutthastighet[m/s]
- u - Periferihastigheten[m/s]
- w - Luftas relative hastighet i forhold til hjulet [m/s]
- c_m - Meridianhastigheten [m/s]
- c_u - Tangensialkomponent av utløpshastigheten [m/s]
- β - Skovlens utløpsvinkel
- α - Hastighetsvinkel

Skovlkanalenes innløp og utløp har de samme hastighetskomponentene, og benevnes med indekser 1 og 2 på henholdsvis innløp og utløp.

Periferihastigheten u er bestemmende for effektoverføringen i kanalen, mens meridianhastigheten, c_m , danner et mål for hastighetsforholdene i skovlkanalene.[3]

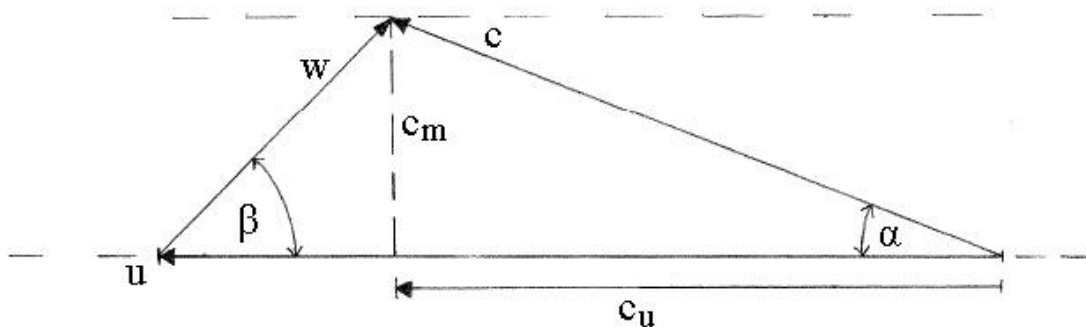
Dersom tre av størrelsene er kjent er det mulig å sette opp et hastighetsdiagram, og man finner ut fra dette de resterende størrelsene. Her kjenner vi viftas radius r og omdreiningstallet ω som gir periferihastigheten u :

$$u = r \cdot \omega \quad 2-1$$

Luftmengden Q og utløpsareal A gir meridianhastigheten c_m :

$$c_m = \frac{Q}{A} \quad 2-2$$

Viftegeometrien gir utløpsvinkelen β . Fig 2-3 viser hastighetsdiagrammet for vifta.



Figur 2-3 Hastighetsdiagram for vifte

Hastighetsdiagrammets form og størrelse vil variere med viftas utforming og driftspunkt.

Utrekning av hastighetskomponentene vises i vedlegg A.1. Med hastighetsdiagrammet fastlagt kan effekten som overføres i skovlkanalene i vifta bestemmes av Eulers turbinlikning [2]:

$$P = \rho Q (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad 2-3$$

Hvor:

P - Effekt [J/s]

ρ - Luftas tetthet [kg/m^3]

Q - Luftmengden [m^3/s]

Indeks 1 og 2 er henholdsvis viftas innløp og utløp.

Viftehjulets teoretiske mulig trykkøkning bestemmes av likning **Error! Reference source not found.**

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} [(c_2^2 - c_1^2) - (u_2^2 - u_1^2) - (w_2^2 - w_1^2)] \quad 2-4$$

Hvor:

Δp - Trykkløftet [Pa]

ρ - Luftas tetthet [kg/m^3]

c , u og w er hastighetskomponentene som gitt i figur 2-3 for indeks 1 på innløpet og indeks 2 på utløpet av viftehjulet.

2.2.2. Dimensjonsanalyse

For å forenkle problemene og gjøre planleggingen av det eksperimentelle arbeidet enklere er det gjort en dimensjonsanalyse. Prinsippet for dimensjonsanalysen innebærer at man først fastslår hvilke uavhengige størrelser som inngår og påvirker problemet. Ut fra størrelsene utledes en relasjon mellom disse som gjelder uavhengig av grunnenhetens størrelse. I mekanikken er det vanlig å bruke grunnenhetene masse M , tid T og lengde L . Alle størrelsene kan uttrykkes ved hjelp av disse tre grunnenhetene, og er alle avledninger av formen:

$$X^a Y^b Z^c = M^0 L^0 T^0 \quad 2-5$$

Det er mange ulike måter å presentere data dimensjonsløst på, her er π - teoremet brukt. π - teoremet er en av det mest sentrale læresetningene i dimensjoneringsanalysen. Øverli uttrykker π - teoremet som under [3]:

”Dersom vi har gitt et fysikalsk problem som inneholder n variable størrelser, hvor hver av disse er avledet av m grunnenheter, vil vi alltid kunne kombinere disse i $(n-m)$ dimensjonsløse grupper som hver er uavhengig av hverandre.”

For å sette opp et dimensjonsløst viftediagram må de ulike parametrene som påvirker trykkløftet gjennom vifta bestemmes. Trykkløftet Δp vil være avhengig av viftehjulets diameter D og turtall n som er bestemmende for periferihastigheten u , luftstrømmen Q som leveres, samt luftens tetthet ρ og viskositet μ . Trykkløftet gjennom vifta kan derfor uttrykkes som en funksjon av de andre parametrene

$$\Delta p = f(Q, D, n, \rho, \mu) \quad 2-6$$

Tabell 1 uttrykker de aktuelle parametrene med grunnenhetene masse M , tid T og lengde L .

Tabell 1

Δp	Q	D	n	ρ	M
$[MT^{-2}L^{-1}]$	$[L^3T^{-1}]$	$[L]$	$[T^{-1}]$	$[ML^{-3}]$	$[ML^{-1}T^{-1}]$

Fra π - teoremet får en at $n = 6$, og $m = 3$, som gir tre uavhengige π -grupper. Problemet har tre dimensjoner og π -gruppene defineres derfor ved hjelp av tre skaleringsparametere. Valg av skaleringsparametere er fritt blant de seks størrelsene som inngår i problemet, men de ønskede utgangsvariablene bør ikke velges som skaleringsparametere [2]. Viftediagrammet skal uttrykke trykkløftet, Δp , som en funksjon av luftmengden, Q , og utelukker derfor disse to størrelsene som skaleringsparametere. Fra de fire gjenstående størrelsene diameteren, D , turtallet, n , luftas tetthet, ρ , og viskositeten, μ , skal de velges ut tre. Tabell XX viser de mulige sammensetningene.

	D	n	ρ	μ
Alt 1	x	x	x	0
Alt 2	x	x	0	x
Alt 3	x	0	x	x
Alt 4	0	x	x	x

Alle alternativene gir gyldige løsninger, men skaleringsparametrene inngår i alle de tre

π -gruppene, og det vil derfor være hensiktsmessig å velge de ”vanligste” parametrene. I dette tilfelles er alternativ 1 med diameter, D , turtall, n og tetthet, ρ , som skaleringsparametere valgt. Fra likning 2-5 gir dette:

$$(D^a n^b \rho^c) = (L)^a (T^{-1})^b (ML^{-3})^c = M^0 L^0 T^0 \quad 2-7$$

Masse M:		c	= 0
Lengde L:	a	-3c	= 0
Tid T:		-b	= 0

Skaleringsparametrene skal danne en verdiløs gruppe sammen [2]. Eksponentene a, b og c blir alle lik null, som viser at dette er en gyldig gruppe med skaleringsparametere.

For å danne de tre π -gruppene blir skaleringsparametrene satt sammen med en og en av de gjenstående parametrene for å danne de dimensjonsløse verdiene. Den første π -gruppa blir derfor:

$$\pi_1 = (D^a n^b \rho^c) \Delta p = (L)^a (T^{-1})^b (ML^{-3})^c (MT^{-2}L^{-1}) = M^0 L^0 T^0 \quad 2-8$$

Summen av eksponentene for masse, tid og lengde må være lik null for at venstresiden i likningen skal være dimensjonsløs. Dette gir likningssettet:

Masse M:		c	+1	= 0
Lengde L:	a	-3c	-1	= 0
Tid T:		-b	-2	= 0

Utrekning av likningssettet gir eksponentene $a = -2$, $b = -2$ og $c = -1$:

$$\pi_1 = (D^a n^b \rho^c) \Delta p = (D^{-2} n^{-2} \rho^{-1}) \Delta p \quad 2-9$$

Denne dimensjonsløse gruppa kalles trykktallet Ψ . Trykktallet er forholdet mellom den totale trykkøkningen og det dynamiske trykket i utløpet til vifta.

$$\Psi = \frac{\Delta p}{D^2 n^2 \rho} \quad 2-10$$

Samme fremgangsmåte gir den andre π - gruppa:

$$\pi_2 = (D^a n^b \rho^c) Q = (L)^a (T^{-1})^b (ML^{-3})^c (L^3 T^{-1}) = M^0 L^0 T^0$$

2-11

Masse M:		c	= 0	
Lengde L:	a	-3c	3	= 0
Tid T:		-b	-1	= 0

Likningssettet gir eksponentene $a = -3$, $b = -1$ og $c = 0$:

$$\pi_2 = (D^a n^b \rho^c) Q = (D^{-3} n^{-1} \rho^0)$$

2-12

Dette er leveringstallet Φ . Leveringstallet er et forholdstall som angir spesifikk luftmengde levert for den gitte viftegeometrien.

$$\Phi = \frac{Q}{D^3 n}$$

2-13

Den tredje π - gruppa:

$$\pi_3 = (D^a n^b \rho^c) \mu = (L)^a (T^{-1})^b (ML^{-3})^c (ML^{-1}T^{-1}) = M^0 L^0 T^0$$

2-14

Masse M:		c	+1	= 0
Lengde L:	a	-3c	-1	= 0
Tid T:		-b	-1	= 0

Med eksponentene $a = -2$, $b = -1$ og $c = -1$ gir dette:

$$\pi_3 = (D^a n^b \rho^c) \mu = \frac{\mu}{D^2 n \rho}$$

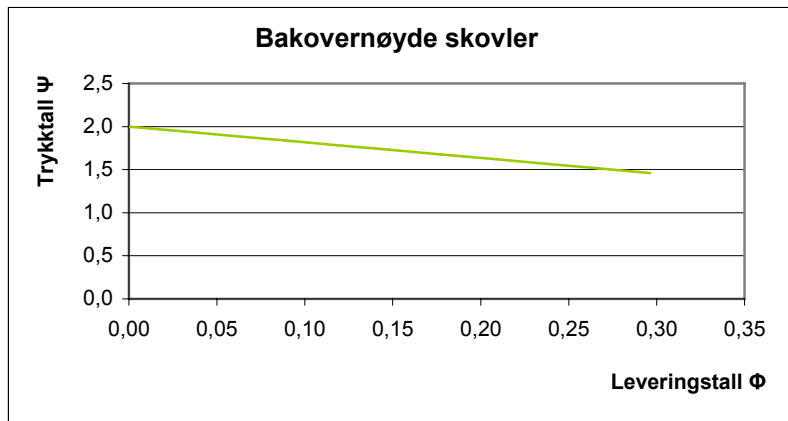
2-15

Den inverse av denne π - gruppa, $1/\pi_3 = \rho n D^2 / \mu$, som også er kjent som Reynolds tall.

De dimensjonsløse tallene gir mulighet til å sammenlikne likedannede vifter av ulik størrelse, med varierende turtall og forskjellige luftmengder.

2.2.3. Viftediagrammet

Dimensjonsanalysen gir sammen med viftas hastighetskomponenter et arbeidspunkt i viftekarakteristikken. Utregning i vedlegg A.2 viser at ved en gitt utløpsvinkel på skovlene vil helningen i viftediagrammet være en funksjon av levert luftmengde. Figur 2-4 viser det dimensjonsløse viftediagrammet.

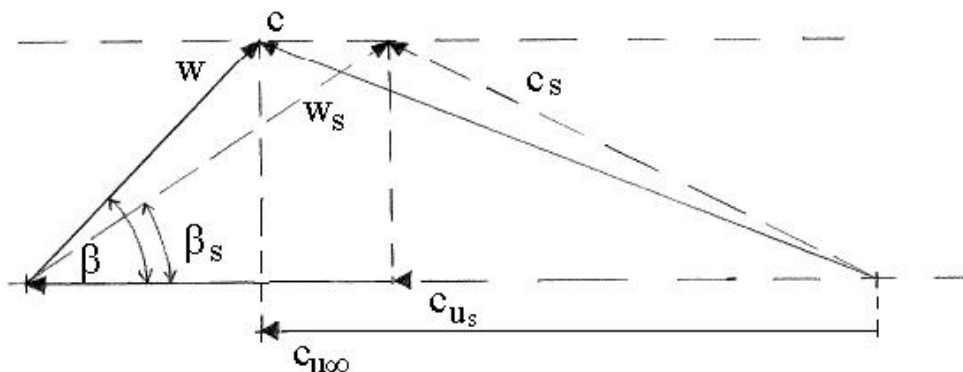


Figur 2-4 Dimensjonsløst viftediagram

Virkeligheten avviker noe fra det ideelle tilfellet. I praksis vil den mulige trykkøkningen begrenses av tap som [1]:

- friksjonstap i viftehjul og hus
- støttap i vifteinnløpet
- lekkasjer
- slippvinkel

Viftehjulet avgir et arbeid på grunn av trykkforskjell på for- og baksidene av skovlene.[9] Det teoretiske hastighetsdiagrammet regnes ut på bakgrunn av et uendelig antall skovler, mens det virkelige viftehjulet består av et endelig antall skovler [8]. På grunn av trykkforskjellen foran og bak skovlene vil fluidpartiklene som forlater skovlene i utløpet av viftehjulet få en bevegelsesretning som er forskjellig fra skovlretningen [9]. Dette kalles slipp, og gjør at β_2 i praksis blir noe mindre. Mindre β_2 vil flate ut hastighetsdiagrammet, og c_{2u} avtar [8].



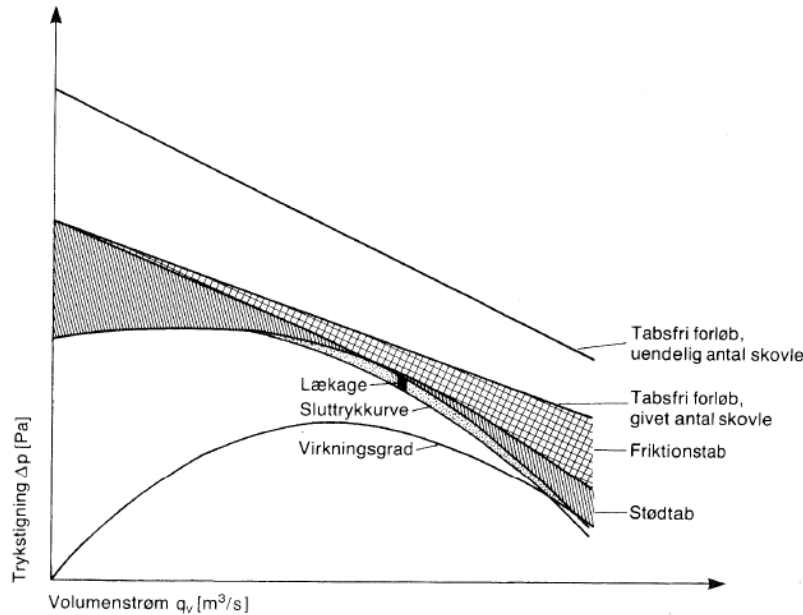
Figur 2-5 Endring i hastighetsdiagram med slippvinkel [8]

Den heltrukne linja viser hastighetsdiagrammet med uendelig antall skovler, og den stiplede linja viser slippvinkelens effekt på hastighetsdiagrammet og c_u . Dette kalles slipp- faktor, som Øverli uttrykker som i likning 2-16 på neste side.

$$k = \frac{C_{2u}}{C_{2u\infty}}$$

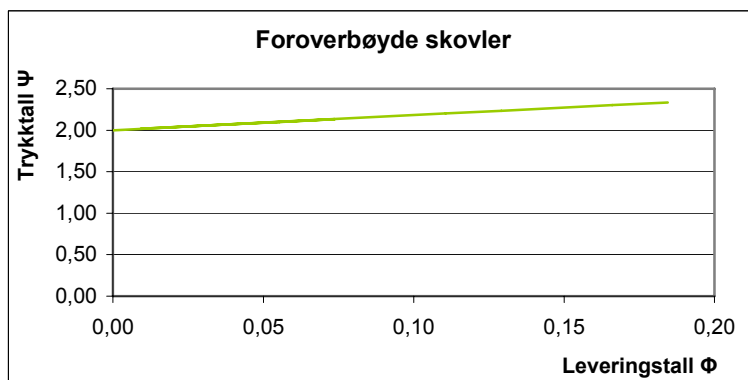
2-16

Både viftehulets geometriske utforming og driftstilstanden vil påvirke slipp- faktoren [8]. Slipp avtar med økende antall skovler ettersom trykkforskjellen blir mindre, men kanaltverrsnittet mellom skovlene reduseres med økende antall skovler. Lite strømningstverrsnitt gjør viskositeten mer gjeldene, og friksjonstapet øker [9]. Med konstant antall skovler øker friksjonstapet med luftmengden. Når en tar høyde for slipp og friksjonstapene vil viftediagrammet som kan forventes fra laboratiemålingene være som på figur 2-6 [1]:



Figur 2-6 Trykktap i viftehjul med bakoverbøyde skovler Error! Reference source not found.

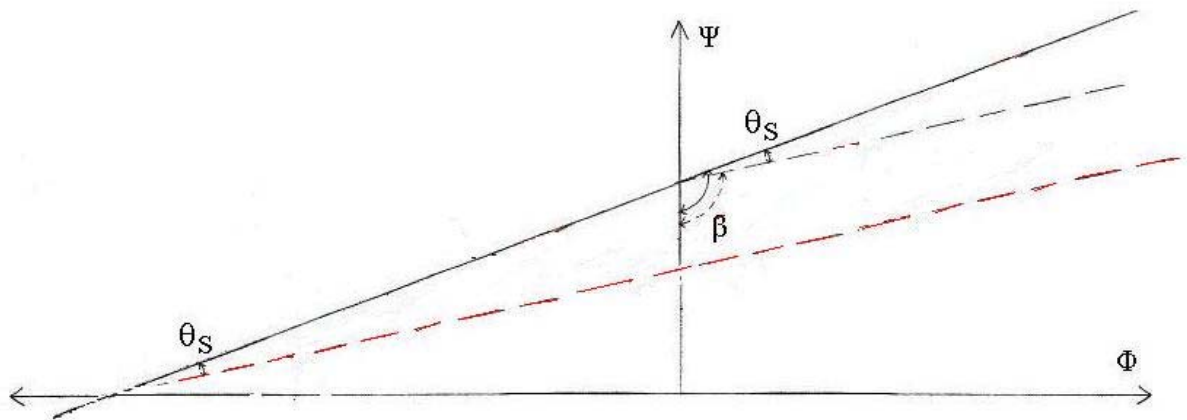
I ei vifte med foroverbøyde skovler er $\beta_2 > 90^\circ$, og viftediagrammet blir som i figur 2-7. Utregning i vedlegg A.3.



Figur 2-7 Viftediagram for eksisterende vifte i SL4.

Dagens vifte i SL4 har foroverbøyde skovler og vil derfor ha en karakteristikk som i figuren over. For foroverbøyde skovler vil slippvinkelen gi et utslag som i figuren på neste side. For foroverbøyde skovler øker trykktallet med leveringstallet, og karakteristikken vil ha trykktall lik null for negativt leveringstall [9]. θ_s er vinkelreduksjonen i β som følge av slipp. Den sorte

linja er teoretisk karakteristikk med uendelig antall skovler, den stiplede viser reduksjon i β som følge av slipp, og den røde linja viser karakteristikken med slipp.



Figur 2-8 Slipp i F-hjuls vifter

2.3. Vifteeffekt

De nye forskriftene gitt i TEK setter krav til maksimal SFP-verdi på 2,5 [kW/(m³/s)][7] SFP uttrykker anleggets elektriske virkningsgrad per levert luftmengde[7]:

$$SFP = \frac{P_{tf} + P_{ff}}{q_f} \quad 2-17$$

Hvor:

p_{tf} – total effekt for tilluftsvifter [kW]

p_{ff} – totalt effekt for avtrekksvifter [kW]

q_f - dimensjonerende luftmengde [m³/s]

Det fører til at tilgjengelig effekt til drift av vifter og varmeveksler er begrenset. I et ventilasjonsaggregat med to vifter, varmeveksler og varmebatteri skal det totale effektbehovet, delt på den leverte luftmengden ikke overstige 2,5.

På samme måte som for trykkøkningen er det også interessant å se på viftas effektbruk for den leverte luftmengden. Ved å utføre en dimensjonsanalyse som for trykketallet for en kapasitetstallet C_p

$$C_p = \frac{P}{\rho n^3 D^5} \quad 2-18$$

Effekttallet er effekten dividert på produktet av det dynamiske trykket i utløpet til vifta og levert luftmengde.

Viftene som brukes i boligaggregater leverer relativt små luftmengder. Motoren som driver vifta er derfor relativt liten av størrelse. Virkningsgraden for en vanlig AC motor vil øke med størrelsen ettersom motstand i vinklinger og rotor utgjør en mindre andel i større motorer. Selv om en elektrisk motor vil kunne oppnå 90 % virkningsgrad under optimale forhold vil de små viftemotorene ha langt lavere virkningsgrad på grunn av overføringstapene i motoren. For å øke motorvirkningsgraden kan den eksisterende viftemotoren byttes ut med en EC-motor. En EC- motor bruker elektrisk styring og skifting av magnetfeltets retning, og unngår derfor tapene som normalt oppstår i børster og magneter som brukes for å skifte magnetfeltets retning [7]. Motor er ikke en del av denne oppgaven, og vil derfor ikke omhandles nærmere.

2.4. Strømning

Totaltrykket i et fluid er et mål på hvor høy kapasitet strømmingen har til å gjøre et arbeid [4]. Ut fra vifta har luftstrømmen høy hastighet som følge av høyt dynamiske trykk andelen. For å øke den totale virkningsgraden vil det være gunstig å gjenvinne det dynamiske trykket som statisk trykk ved å redusere hastigheten. Bernoulli's likning gir at i ethvert punkt langs en og samme strømningslinje er summen av stillingsenergi, trykkenergi og hastighetsenergi konstant [2].

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = p_t \quad 2-19$$

I likningen er z stillingsenergien, p er trykket og g gravitasjonskraften. Den siste termen uttrykker bevegelsesenergien for hastighet u . I tilfeller uten fri overflate og ingen tetthetsendring med høyden kan leddet for stillingsenergi, z , utelates. Bernoulli's likning kan da skrives som under:

$$\frac{1}{2} \rho u^2 + p_s + p_{tap} = p_0 \quad 2-20$$

Likningen uttrykker endringen i hastigheten langs en strømningslinje med hensyn på trykkendringen. For inkompressibel fluider vil ρ være konstant, og likningen blir da:

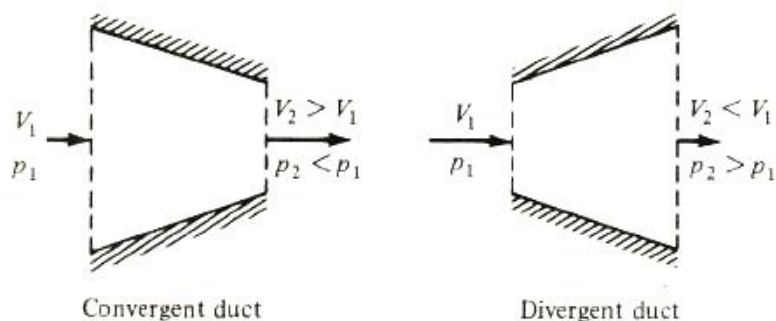
$$p_1 + \frac{1}{2} \rho u_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho u_2^2 + p_{tap} \quad 2-21$$

Volumstrømmen gjennom en et rør er konstant, og dersom arealet avtar øker hastigheten, og øker arealet avtar hastigheten. Dette gir den endimensjonale kontinuitetslikningen for inkompressibel strømning:

$$A_1 u_1 = A_2 u_2 \quad 2-22$$

Hvor A_1 og A_2 er arealet av strømmingstverrsnittet før og etter endringen.

Bernoulli's likning gir at når hastigheten øker i et konvergent rør vil trykket avta. Og motsatt vil trykket øke når hastigheten avtar i et divergerende rør. Dette er illustrert i figur 2-9.



Figur 2-9 Trykk- og hastighetsendring i konvergente/divergente rør [4]

I figur 2-9 er p trykket og V hastigheten.

2.4.1. Trykktap

Virkningsgraden uttrykker hvor stor andel av den tilførte energien som utnyttes. Friksjonen mellom fluidet og rørveggen fører til energitap, som kommer til uttrykk gjennom trykkfall. Ved rette kanaler kan dette trykkfallet uttrykkes[3]:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d_h} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u^2 [Pa] \quad 2-23$$

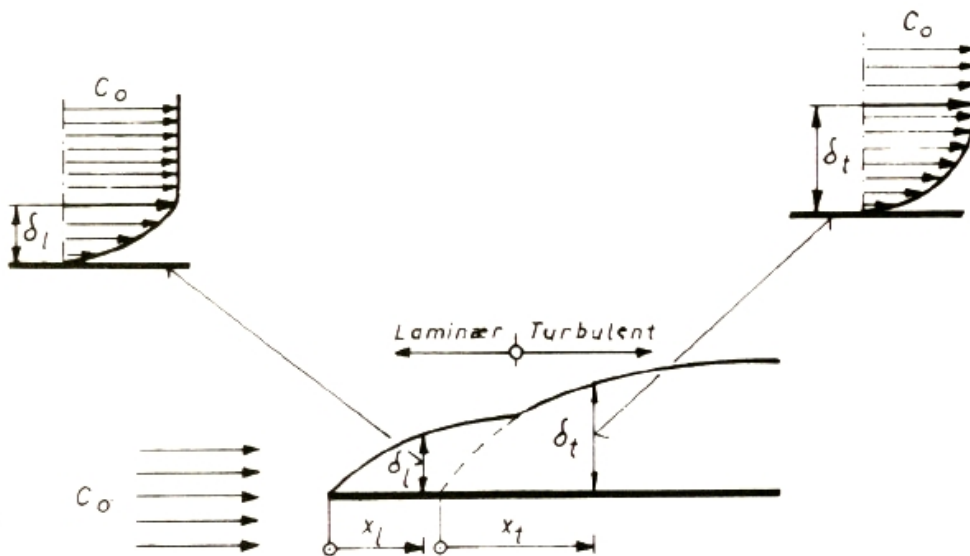
Singulærtap, som er tap som oppstår i enkeltmotstander som ventiler, bend, plutselig endring av tverrsnitt og lignende, uttrykkes ved[3]:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} u^2 [Pa] \quad 2-24$$

Hvor ζ er tapskoeffisienten for motstanden/komponenten.

2.4.2. Grensesjikt

Når lufta strømmer gjennom et rør vil friksjon virke mellom luftstrømningen og rørveggen. Nærmest rørveggen dannes det et tynt sjikt, kalt grensesjikt, hvor fluidfriksjonen spiller en dominerende rolle [3]. Gjennom grensesjiktet øker hastigheten fra null helt inne ved rørveggen til luftstrømmens hastighet ved grensesjiktets ytterkant [3]. Tykkelsen på grensesjiktet vokser med lengden fra begynnelsen av røret. Det dannes først et laminært sjikt som går over i turbulent område [3]. Figur 2-10 viser hvordan utviklingen av grensesjikt vil være langs en plan flate.



Figur 2-10 Utvikling av grensesjikt langs en plate [3]

Schlichting oppgir følgende formel for tykkelsen i laminære grensesjikt langs en plan flate[5]:

$$\delta_l = 5 \sqrt{\frac{\nu \cdot x_l}{U_\infty}} [m] \quad 2-25$$

Hvor:

δ_l – Grensesjikt tykkelse [m]

U_∞ – Frihastigheten [m/s]

ν – kinematiske viskositeten [Ns/m^2]
 x_1 - lengden på det laminære området [m]

For turbulente grensesjikt oppgir Øverli (1978) følgende likning for beregning av tykkelsen[3]:

$$\delta_t = 0,37 \cdot \sqrt[5]{\frac{\nu \cdot x_t^4}{c_0}} \text{ [m]} \quad 2-26$$

Hvor:

δ_t – Grensesjikt tykkelse [m]
 U_∞ - Frihastigheten [m/s]
 ν – Viskositeten [Ns/m^2]
 x_t - Lengden på det turbulente området [m]

Tykkelsen på grensesjiktet er i disse tilfellene definert som avstanden fra veggen hvor hastigheten er 90- 95 % av fluidhastigheten.

2.4.3. Diffuser

En diffuser er et rør som er utformet for å redusere hastigheten fra innløpet til utløpet av røret med så lite tap i totaltrykket som mulig. Fra likning 2-18 har vi at totaltrykket er konstant for en strømningslinje. Gjennom en diffuser vil hastigheten avta, og dermed også det dynamiske trykket. Formen på diffuseren er avhengig av om strømmingen er subsonisk eller supersonisk.[4] Diffuserens form blir nærmere omtalt i kapittel 2.4.4.

Diffuserens virkningsgrad defineres ut fra hvor god trykkgjenvinningen er[5]:

$$\eta_D = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2} \rho (\bar{u}_1^2 - \bar{u}_2^2)} \quad 2-27$$

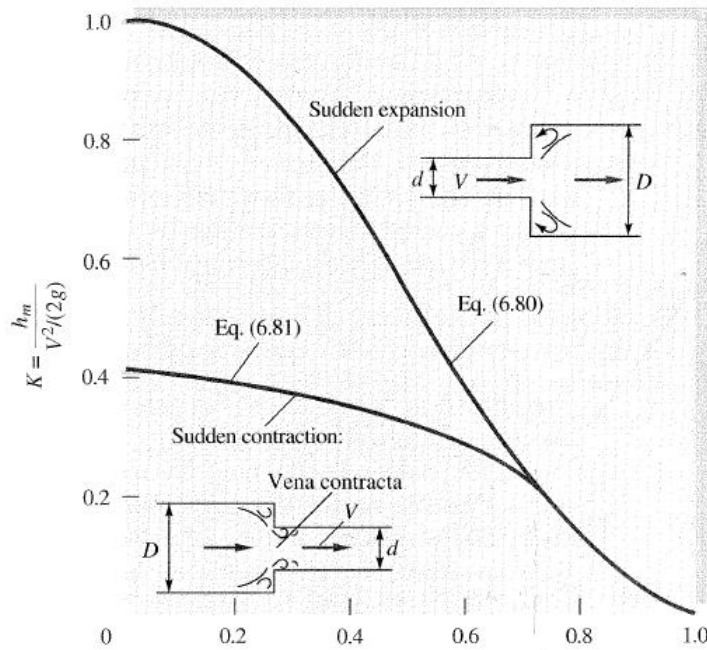
Hvor:

η_D - Diffuservirkningsgrad
 p - Statisk trykk [Pa]
 ρ - Tetthet [kg/m^3]
 \bar{u} - Middelhastighet [m/s]
 Indeksene 1 og 2 hhv innløp og utløp av diffuser

Vi kan skille mellom to typer diffusere; støtdiffusere og koniske diffusere.

2.4.3.1. Støtdiffuser

Energitap som friksjonstap eller trykkfall reduserer virkningsgraden. En ønsker derfor minst mulig trykkfall gjennom diffuseren. I en støtdiffuser øker tverrsnittet brått som i figur 2-11. Figur 2-11 på neste side viser hvordan K varierer med forholdet i tverrsnittøkningen, d/D , hvor K er tapskoeffisienten. K er gitt i likning 2-27. Grafen viser at store tverrsnittøkninger øker tapskoeffisienten. En støtdiffusere er den enkleste måten vi kan bruke for trykkgjenvinning, men virkningsgraden er dårligere enn for koniske diffusere på grunn av høye K-verdier.



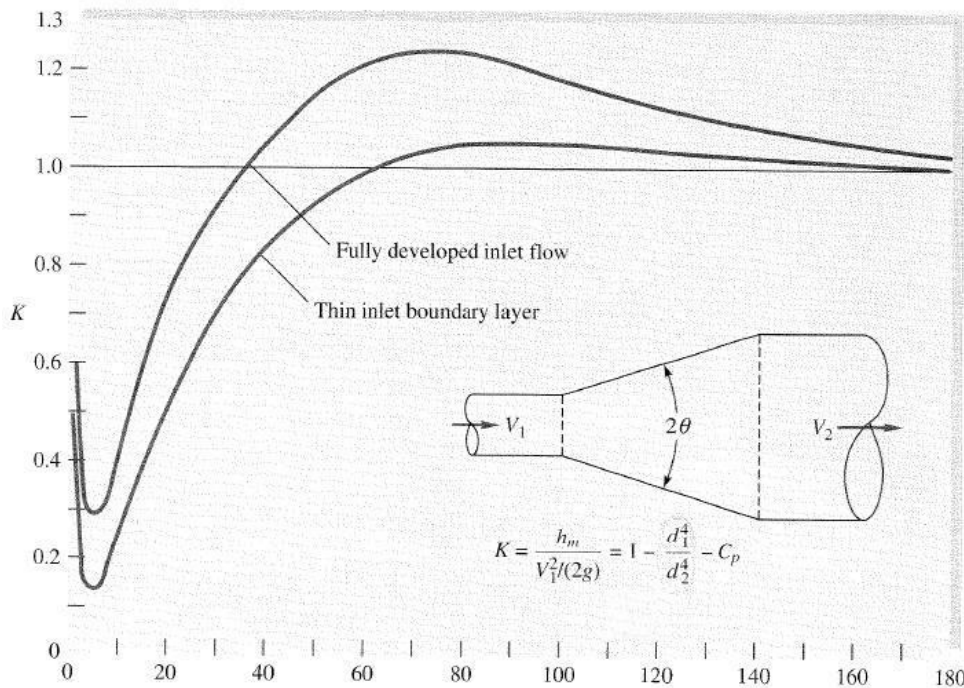
$$K = \frac{h_m}{u^2 / 2g}$$

2-28

Figur 2-11 Tap i støtdiffuser for tverrsnittøkning d/D [2]

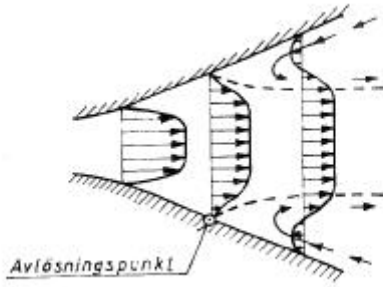
2.4.3.2. Koniske diffusere

I en konisk diffuser øker tverrsnittet gradvis gjennom diffuseren. Når luftstrømmingen kommer inn i diffuseren møter strømmingen et høyere trykk, og dette vil bremse ned fluidpartiklenes bevegelse i grensesjiktet [3]. Dette kalles en negativ trykkgradient [2].



Figur 2-12 Konisk diffuser [2]

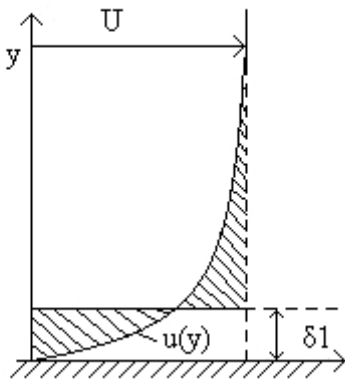
Når konvinkelen blir for stor vil det føre til avløsning av grensesjiktet og virvling som øker strømningsmotstanden [2] som vist i figur 2-13 på neste side. Avløsning av grensesjiktet kan unngås ved å velge en diffuser med åpningsvinkel $\theta < 10^\circ$ for å holde den negative trykkgradienten liten [3]. Turbulente grensesjikt tåler større negative trykkgradienter enn laminære, og har derfor også mindre tendens til avløsning.[3]



Figur 2-13 Grensesjikt avløsning [3]

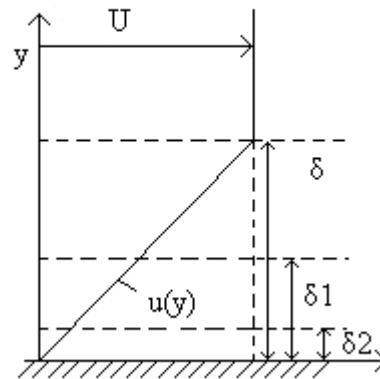
2.4.4. Trykkgjenvinning

Ekspimentelle undersøkelser har vist at trykkgjenvinningen henger nøye sammen med tykkelsen på det turbulente grensesjiktet ved innløpet av diffuseren [5]. Det turbulente grensesjiktet utgjør en fortregningsgradient som avhenger av tykkelsen på sjiktet. Denne kalles fortregningstykkelse, δ_1 .



$$\delta_1 = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{u}{U}\right) dy \quad [2] \quad 2-29$$

Figur 2-14 Fortregningstykkelsen [5]



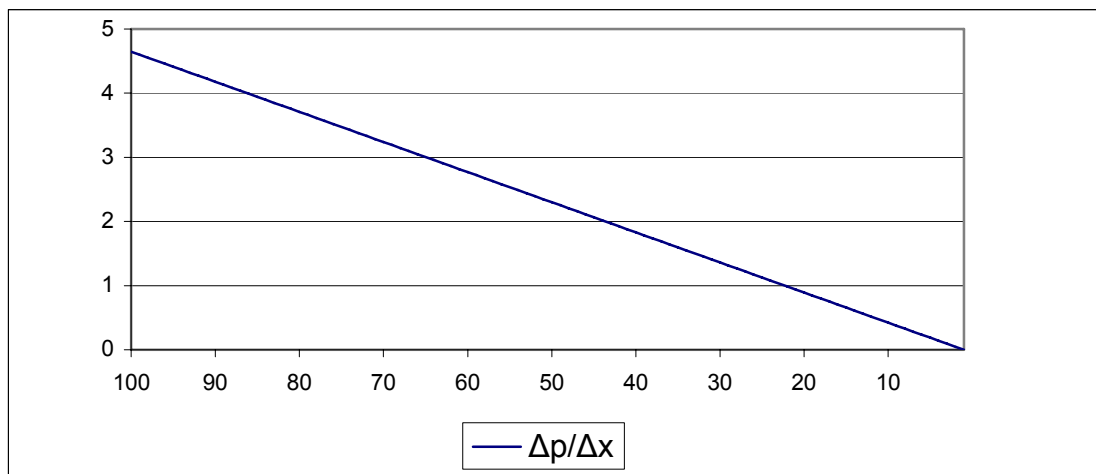
$$\delta_2 = \int_0^{\delta} \frac{u}{U} \left(1 - \frac{u}{U}\right) dy \quad [2] \quad 2-30$$

Figur 2-15 Impulstapstykkelse [5]

For å oppnå høy virkningsgrad for diffuseren spiller utformingen en stor rolle. Formen vil påvirke støttapet og vinkelen påvirker utviklingen av grensesjiktet og den negative trykkgradienten. I kapittel 2.4.2. omtales utviklingen av grensesjikt. Ved avløsning av grensesjiktet vil luften som rives løs fra diffuserveggen redusere strømningsvernsnittet og hensikten med reduksjon av hastigheten forsvinner. Figur 2-18 viser en diffuser med grensesjiktavløsning. Her vises det tydelig hvordan virvling langs diffuserveggen presser strømmingen mot midten av diffuseren.

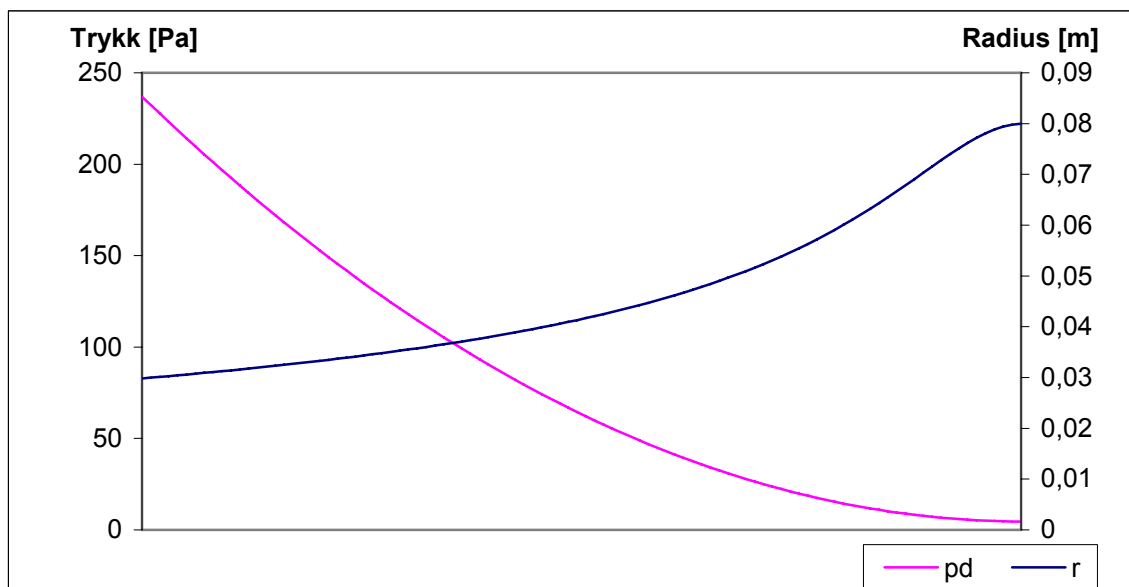
2.4.4.1. Utforming

I en optimal diffuser vil ikke den negative trykkgradienten være stor nok til skape avløsning, og det dynamiske trykket avtar gradvis.



Figur 2-16 Endring i trykkgradienten gjennom diffuseren

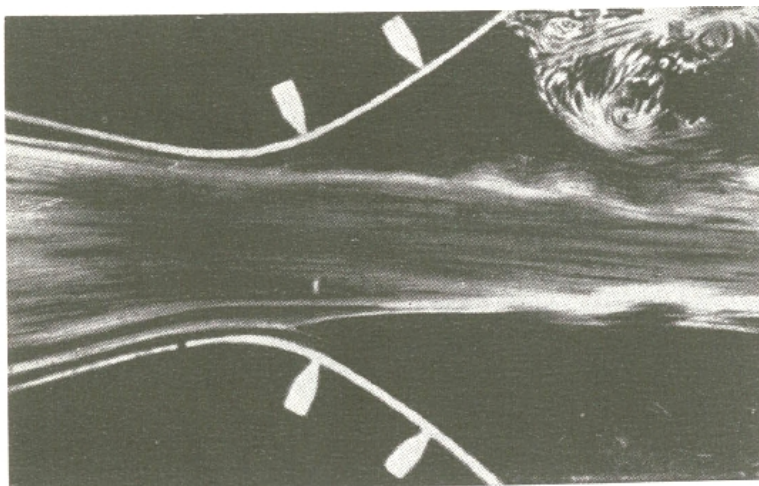
Ved å anta at trykkgradienten dp/dx er lineær gjennom diffuseren, og går mot null ved diffuserens utløp, får vi en diffuserprofil som vist i figur 2-17.



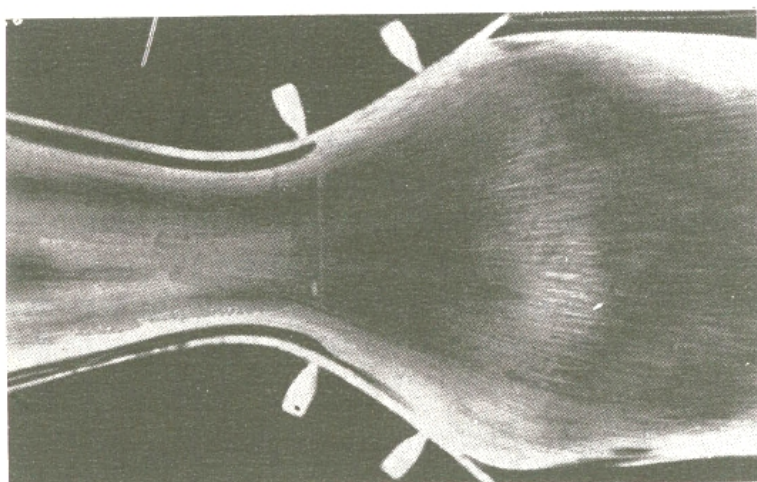
Figur 2-17 Diffuserprofil

Den rosa kurven viser hvordan det dynamiske trykket avtar gjennom diffuseren, og den blå viser hvordan radien øker med lengden x av diffuseren.

I praksis vil en diffuser med åpningsvinkel som i figur 2-17 bli alt for lang til å kunne brukes i et ventilasjonsaggregat. Det har derfor blitt sett på måter for å korte ned diffuseren uten å få avløsning av grensesjiktet. Et alternativ til den lange diffuseren er en kort diffuser med større åpningsvinkel. En kan unngå avløsning ved å suge av små luftmengder i grensesjiktet med den laveste hastigheten slik at det tåler en større trykkgradient. Figur 2-18 og 2-19 viser henholdsvis uten og med grensesjiktavsug.



Figur 2-18 Grensesjiktavløsning som gir reduksjon av strømningstverrsnittet [5]



Figur 2-19 Grensesjiktavsug[5]

3. Varmevekslere

I den nye tekniske forskriften til Plan og bygningsloven, TEK 07, som var gjeldende fra 1.1.2007, kreves det 70 % gjenvinning av varmen i avtrekkslufta. Mange vekslere har temperaturvirkningsgrad over 70 %, men kravet gjelder midlere årsvirkningsgraden. I prNS3031 defineres midlere årsvirkningsgrad som gitt i likning 3-1 [10]:

$$\eta = \frac{Q_{exh} - Q_{defrost}}{Q_{exh,max}} \cong \frac{\sum_{i=1}^{12} (\theta_{2,i} - \max[\theta_{1,min}; \theta_{1,i}])}{\sum_{i=1}^{12} (\theta_3 - \theta_{1,i})} \quad 3-1$$

I årsvirkningsgraden tas det hensyn til energibruk ved avising av veksleren. For vekslere med behov for frostsikring vil dette påvirke virkningsgraden negativt. Roterende vekslere trenger normalt ikke avising, noe som gjør denne typen vekslere særlig aktuelle etter dagens krav. Faren for lekkasje mellom tilluft og avtrekksiden i roterende vekslere er en av grunnene til at det tidligere ble brukt mye kryssvekslere. Denne lekkasjen kan minimaliseres ved å ha riktige trykkforhold inne i aggregatet. Ved høyere trykk på tilluftsiden enn avtrekksiden vil ikke eventuelle utettheter føre til forurensning av den friske tillufta. Plasseringen av viftene i forhold til veksleren avgjør trykkforholdet,[7] dette ble omtalt i prosjektoppgaven. Denne oppgaven har fokus på å redusere effektbehovet til SL4 R, som har roterende varmeveksler, og tar derfor kun for seg roterende vekslere.

3.1. Symbolliste

Symboler og indekser som brukes i omtalen av varmevekslere er gitt i lista under.

A	- Total varmeoverføringsflate for den ene siden av veksleren	[m ²]
A _c	- Fristrømsareal for den ene siden av veksleren	[m ²]
A _{fr}	- Vekslerens frontareal for den ene siden	[m ²]
a	- Platetykkelse	[m]
b	- Platemellomrom	[m]
C	- Strømningskapasitet til luftstrømmen (mc _p)	[W/K]
C _{max}	- Den største av strømningskapasitetene til- og avtrekkstrøm	[W/K]
C _{min}	- Den minste av strømningskapasitetene til- og avtrekkstrøm	[W/K]
c _p	- Spesifikk varme	[kJ/kgK]
G	- Vanddamp	[kg]
G _R	- Fukttilførsel i rommet	[kg/h]
h	- Konvektiv varmeovergangskoeffisient	[W/(m ² K)]
h	- Spesifikk entalpi	[kJ/kg]
L	- Total varmevekslerlengde (strømningslengde)	[m]
L	- Nødvendig friskluftmengde etter byggforskriftene	[m ³ /h]
L	- Tørr luft	[kg]
N _{tu}	- Dimensjonsløst uttrykk for varmeoverføringsstørrelsen til veksleren.	[-]
n	- Omdreiningstall	[o/min]
p _t	- Luftas totaltrykk	[Pa]
p _l	- Den tørre luftas partiastrykk	[Pa]
p _d	- Dampens partiastrykk (umettet)	[Pa]
p _m	- Metningstrykket	[Pa]
Q	- Varmeoverføring	[J]

q	- Energistrøm	
q_{\max}	- Maksimal energistrøm	
r_h	- Hydraulisk radius i vekslerkanal	[m]
t	- Luftas temperatur	[C]
t_b	- Materialets temperatur	[C]
t_v	- Temperaturen i den varme luftstrømmen	[K]
t_k	- Temperaturen i den kalde luftstrømmen	[K]
U	- Totalt varmeoverføringstall for A	[kW/m ² K]
V	- Totalt veksler volum	[m ³]
x	- Vanninnholdet i 1 kg luft, absolutt fuktighet	[kg/kg]
x_m	- Fuktighetsgraden ved mettet luft	[kg/kg]
x_1	- Innblåsningsluftas fuktighetsgrad	[kg/kg]
x_R	- Høyeste tillatte fuktighetsgrad i rommet	[kg/kg]
ρ	- Kg fuktig luft/m ³ fuktig luft	[kg/m ³]
ρ_t	- Kg tørr luft/ m ³ fuktig luft	[kg/m ³]
Ψ	- Metningsgraden	[-]
Φ	- Relativ fuktighet	[-]
α	- Forholdet mellom overflateareal på den ene siden og totalt vekslerolum	$A/A_{fr}L$
β	- Forholdet mellom overflateareal på den ene siden og volum i vekslerkanalene på samme side	$A/(b*L*r_h)$
σ	- Forholdet mellom fristrømsarealet og vekslerens frontareal på den ene siden	A_c/A_{fr}
$\theta_{1,i}$	- Middelttemperatur før veksleren på tilluftsiden for måned i	[°C]
$\theta_{1,\min}$	- Minimumstemperatur før veksleren på tilluftsiden for å unngå påfrysning	[°C]

Indekser

b	- Vekslermateriale
c	- Cleaning region
d	- Damp
k	- Kald side av veksleren
m	- Mettet luft
l	- Luft
r	- Rotasjonshastighet
t	- Total
v	- Varm side av veksleren
1	- Friskluft før veksleren
2	- Fra aggregat til oppholdssonen
3	- Avtrekk
4	- Avkast

3.2. Virkningsgrad

Varmeoverføringen i en roterende varmeveksler skjer ved at materialet i rotoren tar opp varme, og i noen tilfeller også fukt, fra den varme avtrekkslufta som strømmer gjennom veksleren. Når rotoren beveger seg inn i den friske tilluftstrømmen blir energien som er lagret i veksleren avgitt til den kalde luftstrømmen. Energooverføringen fra lufta til veksleren, og fra veksleren til lufta foregår ved konveksjon. Energooverføringen fra veksleren til tillufta er det samme som avkjøling av veksleren og kan uttrykkes ved Newtons avkjølingslov [11]:

$$\dot{Q} = h \cdot A (t_b - t) \quad 3-2$$

Hvor:

- Q Varme overført [J]
- h Konvektivt varmeoverføringstall [kW/m²K]
- A Totalt overflatearealet for varmeoverføring [m²]
- t_b Materialets temperatur [K]
- t Luftas temperatur [K]

For varmevekslere generelt, er parametrene som påvirker varmeoverføringen i veksleren; varmeoverføringstallet, U, overflatearealet, A, til veksleren, luftstrømmenes temperatur inn og ut av veksleren, kapasitetsraten, C, og strømningsarrangementet i veksleren.

Varmeoverføringstallet U som er avhengig av materialet i veksleren er et uttrykk for den totale termiske motstanden for varmeovergang mellom de to luftstrømmene. U er sammensatt av den konvektive og konduktive varmeoverføringsmotstanden. På samme måte som for vifter i kapittel 2.2 er dimensjonsløse tall et godt hjelpemiddel i analysen av virkningsgrad og ytelse for varmevekslere. Ved å bruke dimensjonsløse tall kan vekslere som er geometrisk likedannet sammenliknes på tross av ulik størrelse og driftstilstand. De mest brukte dimensjonsløse størrelsene er varmevekslerens varmeoverføringskapasitet, ε, Number of exchanger heat transfer units, N_{tu}, og kapasitetsgraden [12].

Varmevekslerens varmeoverføringskapasitet er forholdet mellom energien som blir overført til den kalde tillufta, q, og den potensielle energimengden som ligger i differansen mellom innløp av avtrekksluft og innløp av tilluft, q_{max}. Varmevekslerens varmeoverføringskapasitet er gitt ved [12]:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_v (t_{v,inn} - t_{v,ut})}{C_{\min} (t_{v,inn} - t_{k,ut})} = \frac{C_k (t_{k,ut} - t_{k,inn})}{C_{\min} (t_{v,inn} - t_{k,inn})} \quad 3-3$$

Hvor:

- C_v Strømningskapasitet til den varme luftstrømmen (mc_p)_v [W/K]
- C_k Strømningskapasitet til den kalde luftstrømmen (mc_p)_k [W/K]
- C_{min} Den minste av C_v og C_k
- t_v Temperaturen i den varme luftstrømmen [K]
- t_k Temperaturen i den kalde luftstrømmen [K]

Varmeoverføringskapasiteten uttrykker hvor stor del av den potensielle eller tilførte energien som blir utnyttet i veksleren. Virkningsgraden, η, som brukes om varmevekslere er ofte temperaturvirkningsgraden. Dersom strømningskapasiteten er lik på kald og varm side vil η være lik ε.

N_{tu} er forholdet mellom karakteristisk overført varme for veksleren med et gitt materiale og et bestemt overflateareal, og C_{min} som er minimum overført varme for luftstrømmer i en gitt drifttilstand. Number of exchanger heat transfer units [12]:

$$N_{tu} = \frac{AU_{av}}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int_0^A U dA \quad 3-4$$

Hvor:

- N_{tu} Dimensjonsløst uttrykk for varmeoverføringsstørrelsen til veksleren.
 A Varmeoverføringsflate [m^2]
 U Totalt varmeoverføringstall for overføringsflaten A [W/m^2K]

Ved små N_{tu} -verdier har veksleren en lav effektivitet, og er N_{tu} -verdien høy øker effektiviteten. Generelt vil varmeoverføringskapasiteten kunne uttrykkes om en funksjon av N_{tu} , kapasitetsgraden og strømningsarrangementet.

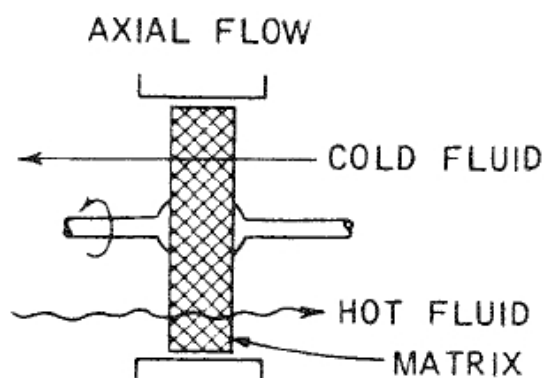
$$\varepsilon = f\left(N_{tu}, \frac{C_{min}}{C_{max}}, \text{strømningsarrangement}\right) \quad 3-5$$

I en roterende varmeveksler er strømmingen periodisk og avhengig av rotasjonshastigheten. Figur 3-1 viser strømmingen i en roterende veksler. Med rotorkapasitet C_r kan den periodiske overføringen uttrykkes som C_r/C_{min} [12]. For roterende vekslere blir da likning 3-5:

$$\varepsilon = f\left(N_{tu}, \frac{C_{min}}{C_{max}}, \frac{C_r}{C_{min}}\right) \quad 3-6$$

Hvor rotorkapasiteten C_r er et produkt av vekslerens kapasitet til å ta opp varme, gitt av rotorens masse, m_b , og rotormaterialets spesifikke varmekapasitet, $c_{p,b}$, og rotorens omdreiningstall, n :

$$C_r = m_b c_{p,b} n \quad 3-7$$



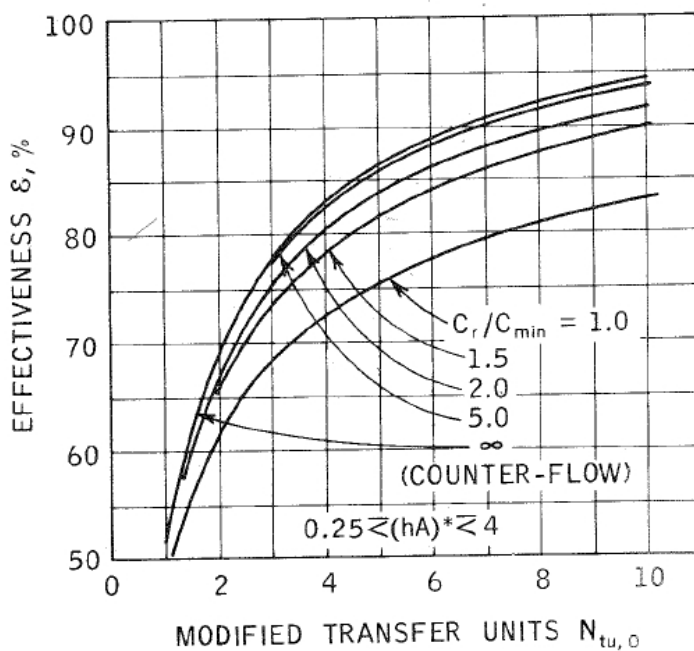
Figur 3-1 Aksial strømming i veksleren [12]

Rotorhastigheten, n , er en viktig parameter som påvirker både C_r og ”carry-over”-effekten. Lave hastigheten gir små overføringer mellom avtrekk og tilluft, men vil også redusere varmeoverføringskapasiteten ε [12]. I en roterende veksler regnes det ikke med varmeledning i metallet i veksleren, men at energien overføres ved konveksjon. U er derfor gitt av den konvektive varmeoverføringskoeffisienten i den kalde og den varme luftstrømmen, og

N_{tu} -tallet blir da:

$$N_{tu} = \frac{1}{C_{\min}} \left(\frac{1}{\left(\frac{1}{hA}\right)_v} + \left(\frac{1}{hA}\right)_k \right) \quad 3-8$$

Den første termen under brøken uttrykker konveksjon mellom varm luftstrøm og veksleren, og den andre mellom veksler og kald luftstrøm. Den konvektive varmeovergangskoeffisienten h avgjør varmetransporten mellom luftstrømmene og veksleren på henholdsvis kald og varm side. Figur 3-2 under viser sammenhengen mellom vekslerens varmeoverføringskapasitet og N_{tu} -tallet.



Figur 3-2 Graf som viser forholdet mellom ϵ og N_{tu} . [12]

Grafene tar utgangspunkt i at konveksjonen er like stor i den kalde og varme luftstrømmen.

Fordelene en periodisk varmeveksler har framfor en plateveksler, er at veksleren har større overføringsareal, og veksleren kan være mer kompakt [12]. I og med at strømningsretningen skifter regelmessig er periodiske vekslerer selvrensende. Det kan imidlertid være fare for lekkasjer og overføring av forurensinger mellom luftstrømmene, og store trykkforskjeller kan føre til pakningsproblemer [12]. Alle de dimensjonsløse parametrene vil virke inn ved design av veksleren.

3.3. Utforming

Forrige kapittel viser at det er mange parametere som påvirker vekslersens kapasitet. Utformingen av vekslere er en prosess hvor en må ta hensyn til mange avhengige parametere, og ofte kompliserte beregninger som krever bruk av datamaskiner i utregningen. De mest sentrale hensyn ved utforming av varmevekslere er varmeoverføringen mellom luftstrømmene og effektbehovet for å ”overvinne” mottrykket [12]. Stor masse gir høyt varmeopptak, men det vil samtidig øke motstanden og dermed øker trykktapet over veksleren. I dette tilfellet er strømningsarrangement og leveringsmengden bestemt. Utformingen skal bestemme dimensjonene på veksleren som gir best mulig virkningsgrad. For at veksleren skal få plass i SL4 R vil det også være en del restriksjoner på dimensjonene.

I beregningen av N_{tu} -tallet må en vite den konvekktive varmeovergangskoeffisienten i den kalde og varme luftstrømmen. Konveksjonen mellom veksleren og luftstrømmen er avhengig av luftstrømmens tilstand, strømningsforholdene og kanalutformingen [13]. I følge Yilmaz og Büyükalaca kan varmeoverføringsfaktoren Φ med hensyn på kanalutformingen uttrykkes som i likningen under [13]:

$$\phi = 1 + \frac{\phi_{\infty} - 1}{1 + (1/(n+1))} + \Delta\phi \quad 3-9$$

Parametrene Φ_{∞} og $\Delta\Phi$ beregnes fra likningene som følger;




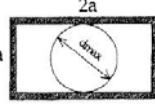
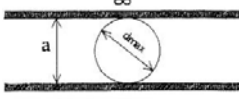
$$\phi_{\infty} = 0,5155 \cdot \frac{d^{*2}}{d^*} \quad 3-10$$

$$\Delta\phi = \Delta\phi_{\max} \cdot \frac{0,95(n-1)^{0,5}}{1+0,038(n-1)^3} \quad 3-11$$

$$\Delta\phi_{\max} = \frac{7,1^{-3} d^{*8}}{(1+10d^{*-28})(1+64,1^{-8} d^{*28})^{0,5}} \quad 3-12$$

Hvor d^* og n beskriver kanalutformingen og er gitt som i tabell XX under:

Tabell 2

Kanalform					
d^*	1	1	1	1	2
$= (d_{eq}/d_{max})$					
n	1	1,653	1,273	1,432	∞
$(F/F_{eq})=(P/P_{eq})$					

$d_{eq} = (4F/P)$ og F og P er hhv tverrsnittarealet og omkretsen til kanalgeometrien

Det totale varmeovergangstallet, U , er ofte det vanskeligste å avgjøre, og det er ofte knyttet en del usikkerhet til det [14]. Diameteren i vekslerkanalene er små, det gir en kompakt vekslere og stor overføringsflate. Lite tverrsnitt på kanalene gir laminær strømning gjennom veksleren. For de fleste strømningspassasjer som brukes i varmeoverføring kan varmeoverføringen per kvadrat overflate økes ved å øke fluidhastigheten [12].

Med gitt N_{tu} -tall kan vekslersens kapasitet ε beregnes ved å korrigere for rotasjonshastigheten og rengjøringssonene som i likningen under [13]:

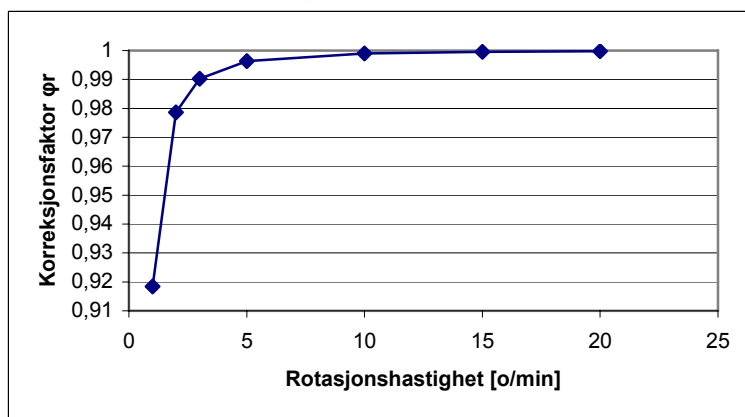
$$\varepsilon = \varepsilon_0 \varphi_r \varphi_c \quad 3-13$$

Hvor φ_r og φ_c er korreksjonsfaktorer for henholdsvis rotasjonshastigheten og rengjøringssonen, og ε_0 kapasiteten til en stasjonær motstrømsveksler. En av likningene som kan brukes for å korrigere for rotasjonshastigheten er gitt som i likning 3-14 [13]:

$$\varphi_r = 1 - \frac{1}{9C_r^{1.93}} \quad 3-14$$

Denne likningen kan ikke brukes for veldig lave rotasjonshastigheter [13].

Varmeoverføringskapasiteten ε øker med økende rotasjonshastighet og C_r . Figur 3-3 sammen med likning 3-14 viser at en økning i rotasjonshastighet over 10 o/min vil ha svært liten betydning for vekslerkapasiteten.



Figur 3-3 Korreksjonsfaktor med hensyn på rotasjonshastighet

En høy rotasjonshastighet vil også øke faren for overføringer mellom luftstrømmene, og slite på pakninger.

Luftens termiske konduktivitet er mye lavere enn metallens, slik at varmetransport gjennom luftstrømmen vil være neglisjerbar, og ettersom varmetransporten i radiell retning er dominerende, ser en i beregningene bort fra varmetransport i lengderetning. Men vekslermaterialet kan ha høy konduktivitet, og varmetransporten i lengderetning gjennom metallet kan da påvirke vekslerkapasiteten negativt [12].

$$\lambda = \frac{\left(\frac{k}{L}\right) \cdot A_k}{C_{\min}} \quad 3-15$$

Lange vekslere gir høyere temperaturredifferanse, men vil også øke trykktapet. Det er gunstig med stort front areal (large flow frontal area) og kort lengde på veksleren.[12]

Uniform strømming gjennom veksleren gir høy virkningsgrad. Og dette oppnås ved å ha et uniformt trykktap over rotoren.

3.4. Fuktig luft

Fuktnivået i luften har stor betydning for luftas energi ved at luft med høyt fuktinnhold har høyere energiinnhold enn tilsvarende mengde tørr luft [15]. Luft som avkjøles taper evne til å holde på fuktighet, slik at dersom lufta avkjøles under duggpunktstemperaturen vil noe av fukten felles ut ved kondensering. Avtrekksluft fra boligen avkjøles ved at den avgir varme til veksleren. For å fordampe vann tilføres det energi, mens det ved kondensering, som er den motsatte prosessen, frigis energi. Dersom avtrekkslufta avkjøles ned til duggpunktstemperaturen, kondenserer noe av fuktigheten og det blir avgitt ytterligere energi til oppvarming av tillufta [15]. I roterende vekslere vil imidlertid det meste av den frigitte varmen gå med til fordamping når den tørre tillufta tar opp fukt og varme. Samtidig vil kondensen fukte varmeoverføringsflaten, og dermed bedre forholdene for varmeoverføring [2]. Kondens som samles opp vil imidlertid redusere strømningsverrsnittet og øke trykktapet gjennom veksleren.

3.4.1. Sammenheng mellom tilstandsendringer og virkningsgrad

Virkningsgraden er et uttrykk for hvor stor andel av den tilgjengelige energien som blir utnyttet. For å finne virkningsgraden må en først finne tilgjengelig energi. Entalpi er luftas indre energi, som består av både den tørre og den våte varmen. Sammenhengen er gitt som i likningen under [15]:

$$h = 1,006 \cdot t + x(2501 + 1,8t)$$

$$t = \frac{h - 2501 \cdot x}{1,006 + 1,8 \cdot x}$$

3-16

Hvor:

h Entalpien i 1 kg luft [kJ/kg]

t Luftens temperatur [K]

x er luftas fuktighetsgrad og gitt av:

$$x = \frac{G}{L}$$

Hvor

G Vanndamp [kg]

L Tørr luft [kg]

Endringen i luftas energinivå, Δh , som følge av økning eller reduksjon i luftas vanninnhold x eller temperatur, t, kan beregnes ved hjelp av likning 3-16.

Fuktighetens betydning for luftas energiinnhold og egenskaper kan være viktig å ha kunnskap om ved flere ventilasjonstekniske beregninger. Ren, tørr atmosfærisk luft består av ulike gasser, og inneholder i tillegg vann. Vannet utgjør ca 3 vektprosent av lufta.[16] I beregninger her behandles den fuktige lufta som en gassblanding av tørr luft og vanndamp, hvor begge følger den ideelle gassloven.

$$p = \frac{nR \cdot T}{V}$$

3-17

Hvor:

p Trykk [Pa]

n Antall mol

V Spesifikt volum

- T Temperaturen [K]
R Ideelle gasskonstant [kJ/kmol K]

Forholdet mellom den tørre lufta og vanddampen kan uttrykkes ved Daltons lov:
"Totaltrykket i en gassblanding er lik summen av deltrykkene, og deltrykket til en bestanddel er uavhengig av om den andre bestanddel er til stede." [16] Dette gir:

$$p_t = p_l + p_d \quad 3-18$$

Hvor:

- p_t Luftas totaltrykk [Pa]
 p_l Den tørre luftas partsialtrykk [Pa]
 p_d Dampens partsialtrykk (umettet) [Pa]

Vanddampens deltrykk kan ikke overstige en gitt verdi, dampens metningstrykk p_m , som er avhengig av temperaturen slik som tabell XX [16] viser.

	T °C	0	20	40	60	80	100
p_m	mmHg	4,6	17,5	55,3	149	355	760

Temperaturen ved luftas metningstrykk kalles duggpunktstemperatur. I Mollierdiagrammet i Vedlegg D er dette angitt langs metningskurven.

3-19

Fuktighetsgraden ved mettet luft kalles x_m . Som mål for hvor langt lufta er fra mettet tilstand brukes metningsgrad Ψ og relativ fuktighet Φ . Metningsgraden uttrykker hvor langt lufta er fra metning [16]

$$\Psi = \frac{x}{x_m}$$

Den relative fuktigheten er et mål på hvor stor andel av fukt lufta inneholder i forhold til den maksimale andelen fukt lufta kan inneholde ved samme temperatur. Relativ fuktighet RH benevnes med Φ [16]:

$$\Phi = \frac{p_d}{p_m}$$

Blandingsforholdet mellom vanddamp og luft kan uttrykkes ved [1]:

$$x = 0,62 \cdot \frac{\Phi \cdot p_m}{p_t - \Phi \cdot p_m} \text{ [kg / kg]} \quad 3-20$$

Den tørre luftas tetthet er gitt av [16]:

$$\rho_t = \frac{p}{R_L \cdot T} \text{ [kg / m}^3 \text{]}$$

Densiteten av den fuktige lufta er som i likningen under [16]:

$$\rho = \frac{\rho_t \cdot (1 + x)}{1 + 1,608x} \text{ [kg / m}^3 \text{]} \quad 3-21$$

Hvor:

- ρ Kg fuktig luft/m³ fuktig luft
 ρ_t Kg tørr luft/ m³ fuktig luft

Tilstandsendringen kan beregnes ut fra fuktighets- eller varmebalansen. Fuktighetsbalansen er gitt ved [17]:

$$L \cdot x_1 + G_R = L \cdot x_R \quad 3-22$$

Hvor

- L Nødvendig friskluftmengde etter byggforskriftene [m^3/h]
- x_1 Innblåsningsluftas fuktighetsgrad [kg/kg]
- x_R Høyeste tillatte fuktighetsgrad i rommet [kg/kg]
- G_R Fuktilførsel i rommet [kg/h]

3.4.2. Fuktnivå i avtrekkslufta

Faren for kondensering og tilfrysing av veksleren er avhengig av fuktnivået i avtrekkslufta. Avtrekksluftas fuktinnhold er avhengig av to kilder; uteluftas fuktighet og fuktproduksjon inne i boligen. Antall luftvekslinger vil også påvirke fuktinnholdet i avtrekkslufta. Absolutt fuktighet, x , i frisk luft kan variere fra 0,5 g/kg tørr luft om vinteren til 10 g/kg tørr luft om sommeren, mens den relative fuktigheten normalt ligger mellom 50 – 90 % [18]. Ettersom luftens evne til å holde på fuktighet avtar med temperaturen vil den relative fuktigheten øke i luft med synkende temperatur, selv om den absolutte fuktigheten er konstant. I løpet av et døgn vil derfor den relative fuktigheten kunne variere fra 60 – 80 % på grunn av døgnvariasjoner i temperaturen [18]. De naturlige svingningene i luftfuktighet tilsier at inneluftas fuktnivå har liten betydning for helse og komfort [18]. Selv om mennesker sjelden oppfatter endringer i luftfuktigheten, har det stor betydning for vekstvilkårene for bakerier, muggsopp og støvmidd. Høy luftfuktighet gir gunstige levevilkår for sopp og midd. Samtidig vil lav relativ fuktighet øke problemer med statisk elektrisitet, tørr hud og irriterte slimhinner og luftveier. Ulike bakterier, virus og allergier har gode vilkår ved høy eller lav relativ fuktighet [18]. Det er derfor gunstig å holde den relative fuktigheten i lufta innendørs mellom 30 til 60 % [18].

Om sommeren vil behovet for oppvarming være lite, samtidig som avtrekkslufta sjelden kjøles ned under duggpunkttemperaturen. Det er derfor kun i vinterhalvåret det vil være et problem med fuktighet i avtrekkslufta. Om vinteren vil den relative fuktigheten i utelufta være høy, men vanninnholdet er likevel lavt. Fuktnivået i lufta innendørs er som nevnt avhengig av fuktigheten i utelufta som tilføres, fuktproduksjon i boligen og luftskiftet. Med 0,5 g/kg tørr luft i utelufta gir dette et relativt lite tilskudd til boligen. Fukt i avtrekkslufta stammer derfor i hovedsak fra aktivitet i boligen. Fuktilførselen vil ikke være konstant i en bolig. Tilskuddet fra personer vil være minimalt, det som vil gjøre utslag er dusjing, vaskning, tørking og lignende. Veksleren vil derfor oppleve perioder av luft med høy relativ fuktighet. Byggfors har funnet at fukt tilskuddet i boliger varierer fra 2 til 6 g/h for eneboliger [28], med flest tilfeller rundt 4g/h. Fukt fra tillufta kommer i tillegg til dette. Med 5 °C utetemperatur er maksimal absolutt fuktighet 5g/kg. Det gir et tilskudd på 6 g/m³ luft.

3.5. Tilising av vekslere

Tilfrysning av varmevekslere resulterer i to hovedproblemer; trykktapet over veksleren øker og varmeoverføringen reduseres ved at flaten dekkes av is.[11]

3.5.1. Frostdannelse

Når den varme avkastluften strømmer gjennom veksleren og avgir varme til veksleren reduseres duggpunktet, og dersom luften kjøles ned under duggpunktet vil det også avgis kondensvann til veksleren. Når veksleren møter den kalde, tørre tilluften avgir veksleren fukten til luften etter hvert som den strømmer gjennom veksleren, lufta varmes opp, og den tørre lufta tar til seg fuktigheten. Dersom det likevel skulle samle seg kondensvann i veksleren, og utemperaturen er tilstrekkelig lav til å kjøle ned vekslertemperaturen til under null °C, vil fuktigheten fryse og det danner seg is på vekslereis kalde side.

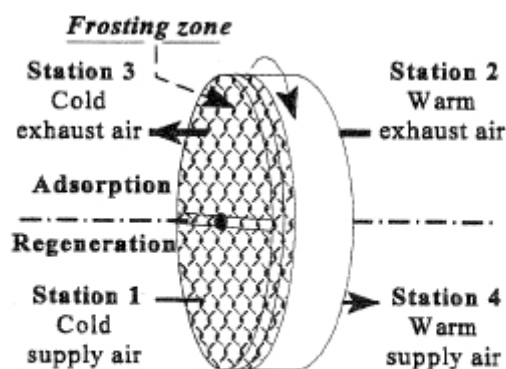


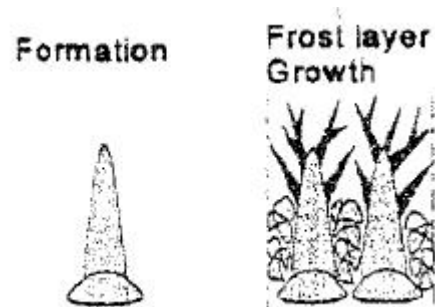
Fig. 4. Frosting of rotary heat and moisture exchanger.

Figur 3-4 Vekslereis kalde side [19].

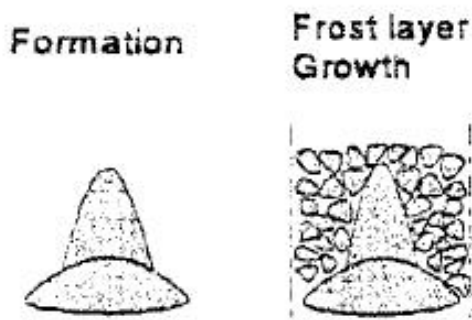
Ettersom fukten blir avgitt til den tørre luften har roterende vekslere et lavere frysepunkt enn platevekslere, og tilfrysning vil ikke forekomme like ofte for roterende vekslere som for platevekslere [20]. Tilfrysningen kan deles inn i tre faser:

- i. *Kjernerdannelse*: Riper og grovheter i vekslermaterialet utgjør feste for dannelse av små vanddråper. Fuktigheten i lufta kondenserer, danner dråper og fryser sammen med andre vanddråper [20].
- ii. *Frostsjiktdannelse*: det vokser sammen et nettverk av frost [20].
- iii. *Frostsjiktevekst*: tetthet og tykkelse av islaget øker [20].

Forhold som påvirker tilisingen av vekslere er vekslereis materiale, temperaturen og forholdet i fuktighet mellom den kalde flata og den varmeluften [20]. Det er to typer frost som forekommer i forbindelse med varmeveksling. Den første typen kalles ru frost. Ru frost vokser fort, men er porøs. Denne typen frost oppstår ved lave temperaturer når fuktgradienten mellom den kalde flata og luften er høy [20].



Figur 3-5 Ru frost [20]

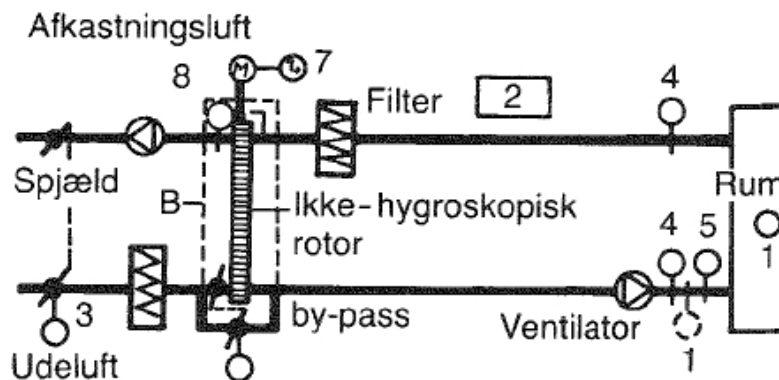


Figur 3-6 Glassert frost [20]

Den andre typen er glassert frost. Glassert frost vokser sakte, men har mye høyere tetthet [20]. Ru frost vil påvirke trykktapet gjennom veksleren på grunn av tykkelsen på islaget, mens den glasserte frosten dekker overflaten og påvirker derfor varmeoverføringen mer. Ru frost utgjør derfor en større fare for driften av veksleren, men det oppstår oftere glassert frost på vekslerer i kalde områder [20].

3.5.2. Frostsikring

Tilising av vekslerer reduserer varmeoverføringen og dermed også virkningsgraden. Samtidig som det dannes is øker motstanden, og dermed trykktapet over veksleren. Av dette følger at en veksler med mye isdannelse verken vil kunne levere ønsket luftmengde eller varme. Høye trykktap vil også sette driften i fare dersom det oppstår veldig mye høyere trykk enn hva viftene er dimensjonert for. Hensikten med frostsikring er derfor å opprettholde tilfredsstillende ventilasjon selv under ekstreme driftsforhold. Frostsikringen kan løses etter ulike prinsipper. Den ene vil være å unngå at det dannes frost på veksleren, men problemet kan også løses ved å tillate at veksleren fryser igjen til det oppstår et satt trykktap, før veksleren avrimes. Et eksempel på tiltak for å hindre at det dannes frost er å redusere veksler-effekten ved å justere ned omdreiningstallet tilstrekkelig til at avtrekksluften holder en temperatur over duggpunktstemperaturen. En annen løsning er å redusere tilluftsmengdene ved ekstremt lave temperaturer, eller kjøre noe av den kalde tillufta i by-pass som i figur 3-7.



Figur 3-7 Systemløsning med by-pass Error! Reference source not found.

Frostdannelse og tilfrysning av varmevekslerer kan også unngås ved forvarming av tillufta, slik at lufta som kommer inn på veksleren holder en temperatur som er høyere enn laveste tillatte temperatur [21].

Avisning kan gjøres ved å stoppe tilluftsvifta slik at den varme avtrekksluften varmer opp veksleren og tiner isen, eller ved resirkulasjon av avtrekksluft fra boligen. Dette kan reguleres ved hjelp av timere som avrimer veksleren et gitt antall ganger pr døgn ved utetemperaturer under en satt avisningstemperatur [21]. Avriming og frostsikring øker effektforbruket, og vil derfor påvirke den totale virkningsgraden over året. Elektrisitetsforbruket til forvarming av uteluften reduserer gevinsten av varmegjenvinning. Reduksjon av omdreiningstallet eller

tilluftsmengder er en lite effektiv avisingsmetode ettersom maksimal gjenvinning henger sammen med mengde opptatt varme [22]. Høy virkningsgrad på veksleren betyr ofte at tilisingen starter ved høyere utetemperaturer og vil derfor også trenge avising over en lengre tidsperiode [22]. Den kaldeste delen av veksleren, og dermed den som er mest utsatt for tilfrysning er flatene som er i kontakt med tilluften og avkastluften som vist i figur 3-4.[23]

3.6. Membranbaserte vekslere

Økning i tetthetskrav i boliger og samtidige krav til redusert energibruk stiller stadig høyere krav til ventilasjonsløsninger. Hydrofile polymer membraner er et nytt alternativ for varmegjenvinning. Membranveksleren er akkurat som en vanlig plateveksler hvor metallplatene er byttet ut med en tynn hydrofil membranfilm. Membranen er porøs, og utnytter energidifferansen mellom de to luftstrømmene. Varme overføres som følge av temperaturforskjell og de små vannmolekylene diffunderer over til siden med lavest fuktighet. Membranen slipper ikke igjennom luftmolekylene slik at blanding av luftstrømmene ikke forekommer. I membranbaserte vekslere overføres det derfor både varme og fukt, og på grunn av at membranen er så tynn kan veksleren ha svært høy kapasitet [24]. Når den kalde utelufta strømmer gjennom veksleren varmes den opp av avtrekkslufta, temperaturforskjellen utjevnes og evnen til å holde på fuktighet øker. Samtidig er det en differanse i fuktinnholdet mellom den våte avtrekkslufta og den tørre tillufta. Konsentrasjonsforskjellen får damp til å diffundere gjennom membranen over til tillufta for å jevne ut forskjellen. Vekslerne er imidlertid følsomme for driftsforholdene siden adsorpsjon evnen til membranen vil variere med temperatur og fuktighet [24].

3.6.1. Varme og fuktighetsoverføringseffektivitet

Varmetransporten fra den ene luftstrømmen til den andre er den følbare varmen. Effektiviteten av den følbare varmetransporten er overført følbare varme gjennom veksleren i forhold til temperaturforskjellen mellom til- og avtrekkslufta inn i veksleren. For den følbare varmen kan effektiviteten uttrykkes [24]:

$$\varepsilon_s = \frac{\Delta t}{\Delta t_{tot}} = \frac{\dot{m}_f (t_{f,inn} - t_{f,ut})}{\dot{m}_{min} (t_{f,inn} - t_{a,inn})} = \frac{\dot{m}_a (t_{a,ut} - t_{a,inn})}{\dot{m}_{min} (t_{f,inn} - t_{a,inn})} \quad 3-23$$

Indeksene f og a er henholdsvis friskluft og avtrekk.

Massetransporten er energioverføringen mellom luftstrømmene som en følge av fuktighetsdifferansen, og kalles den latente varmen. Effektiviteten for den latente varmen er forholdet mellom overført fukt i veksleren og fuktdifferanse mellom luftstrømmene i innløpet til veksleren [24]:

$$\varepsilon_L = \frac{\Delta \omega}{\Delta \omega_{tot}} = \frac{\dot{m}_f (\omega_{f,inn} - \omega_{f,ut})}{\dot{m}_{min} (\omega_{f,inn} - \omega_{a,inn})} = \frac{\dot{m}_a (\omega_{a,ut} - \omega_{a,inn})}{\dot{m}_{min} (\omega_{f,inn} - \omega_{a,inn})} \quad 3-24$$

Membranveksleren overfører både varme og fukt. Den indre energien, entalpi h, er et mål for summen av den følbare og den latente varmen. Med entalpi som i likning 3-26 0:

$$h = 1,005t + \omega(2501 + 1,68t) \quad 3-25$$

Er den totale entalpivirkningsgraden gitt som i likning 3-27 [24]:

$$\varepsilon_{tot} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{tot}} = \frac{\dot{m}_f (H_{f,inn} - H_{f,ut})}{\dot{m}_{min} (H_{f,inn} - H_{a,inn})} = \frac{\dot{m}_a (H_{a,ut} - H_{a,inn})}{\dot{m}_{min} (H_{f,inn} - H_{a,inn})} \quad 3-26$$

For membranvekslere som har likt overføringsareal på begge sidene av luftstrømmen blir N_{tu} -tallet [24]:

$$N_{tu} = \frac{A_{tot} U}{(\dot{m} c_{pa})_{\min}} \quad 3-27$$

Hvor:

- U Total varmeoverføringstall [kW/m²K]
- A Totalt vekslerareal [m²]
- m Massestrøm [kg/s]
- c_{pa} Spesifikk varme for luft [kJ/kgK]

I vekslere som ikke overfører fukt vil det totale varmeoverføringstallet U være konstant og en økning i luftstrømmen redusere N_{tu} -verdien som dermed reduseres veksler effektiviteten. For en membranveksler er membranens termiske konduktivitet avhengig av membranmaterialet, temperatur og fuktighetsdifferanse 0.

$$U = \left[\frac{1}{h_f} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_a} \right]^{-1} [W / m^2 K] \quad 3-28$$

Den midterste termen er den termiske motstanden i membranen, hvor δ er membrantykkelsen og λ er den termiske konduktiviteten til membranen. De to andre er konvektiv motstand mellom membranen og henholdsvis friskluft og avtrekk 0.

Dess høyere fuktighetsnivå i lufta jo større fordeler har en membranveksler foran en vanlig kryssveksler. I kaldt og tørt klima vil det være mindre forskjeller mellom en vanlig og en membranbasert veksler [24]. De vanligste membranvekslerne er kryssvekslere. L. Z. Zhang og J. L. Niu har funnet at disse har relativt lav virkningsgrad grunnet dårlig utnyttelse av membranoverflaten. Kun området rundt innløpet har stor nok energidifferanse til å gi et godt utbytte. Motstrømsarrangement vil derimot gi mye bedre utnyttelse av overføringsflaten og gi høyere virkningsgrad 0.

3.6.2. Membranbaserte vekslere i nordisk klima

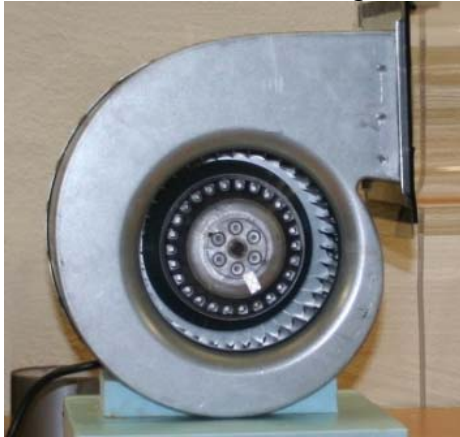
I kaldt klima som her i Norge er lufta innendørs ofte tørr i vinterhalvåret. Årsaken er ofte at det sjelden brukes befuktning av tillufta. Tørr luft kan skape problemer med tørr hud, irriterte slimhinner og statisk elektrisitet. Med en membranveksler vil fukten i avtrekkslufta overføres gjennom membranen til den friske tørre lufta, og fuktigheten beholdes i boligen. Problemet med slike vekslere i klima som vårt vil være tilfrysning av membranen. Det er lite litteratur om denne typen vekslere i kaldt klima, og det er derfor vanskelig å si noe om hvor stor fare det er for at slike vekslere fryser igjen. Ved temperaturer under null grader vil imidlertid kondens fryse til is. Fukt som fryser i membranen vil trolig redusere varmeoverføringen. Her vil muligens type hydrofilm membran også avgjøre ved hvilke temperaturer det fryser og hvor stor påvirkning det har på virkningsgraden.

4. Laboratoriemålinger Vifte

For å øke viftas virkningsgrad har viftehjulet med foroverbøyde skovler blitt byttet ut med et viftehjul med bakoverbøyde skovler, og det er utformet et nytt viftehus. Den nye vifta har et viftehjul med diameter 133mm og bredde 40mm, og omtales her som B133/40. For å øke totalvirkningsgraden er det sett på diffuser muligheter for den nye vifta. Testene av B133/40 er gjort med en støtdiffuser og en lang konisk diffuser.

4.1. Vifteriggen og instrumentering

For å kunne si noe om forbedringen aggregatet vil ha med den nye vifta, ble vifteriggen først testet med vifta som er i dagens SL4 R.



Figur 4-1 Vifta fra SL4 R, RFE 140 DUU



Figur 4-2 Den nye vifta B133/40

Viftene ble koblet opp på strømnings teknisk rom på klimalaboratoriet ved Institutt for energi- og prosesssteknikk ved NTNU. Figur 4-3 viser vifta koblet til kanal med trykk- og luftmengdemålinger.



Figur 4-3 Laboratorierigg med arbeidsplass

4.1.1. Turtall

Turtallet ble målt med en manuell turtallmåler. En reflekstape som ble festet på viftas aksling ble registrert av måleren for hver omdreining. Ved hjelp av turtallet kan finner man den teoretiske periferihastigheten ut fra vifta.



Figur 4-4 Viftehjul med reflekstape



Figur 4-5 Turteller

4.1.2. Luftmengde

Luftmengden har blitt målt med et målebend som er kalibrert mot et luftblendestreck på 200 mm. Målebendet fungerer etter prinsippet at en gitt trykkdifferanse i bendet tilsvarer en bestemt luftmengde. Kalibreringen ble gjort i prosjektoppgaven [7], og kalibreringskurven er i vedlegg B.1.

4.1.3. Statisk og totaltrykk

Totaltrykket og det statiske trykket måles ved pitorør og manometer. Fra det totale og det statiske trykket får vi også det dynamiske trykket:

$$P_{total} = P_{statisk} + P_{dynamisk}$$

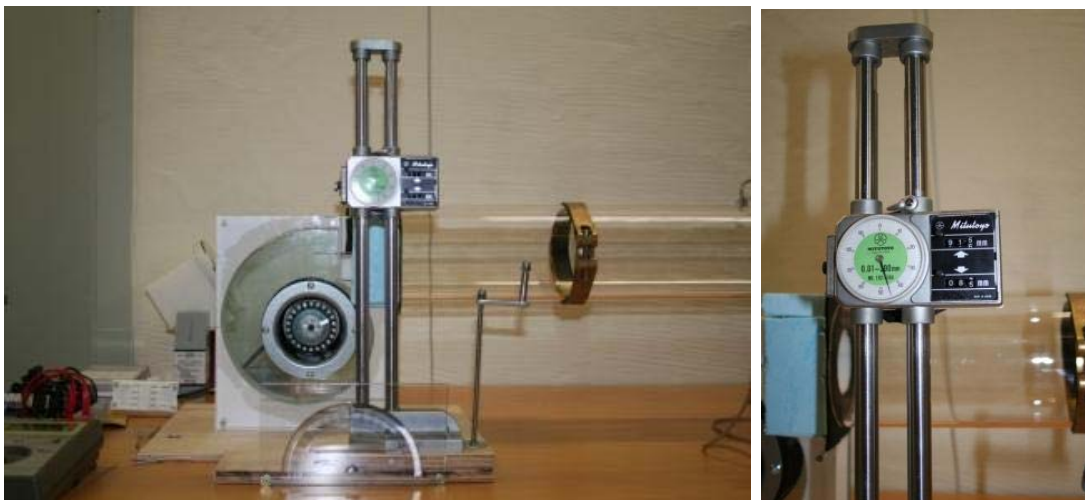
Sammenhengen mellom det statiske og det dynamiske trykket er av stor interesse. Målet med diffusoren og den nye utformingen på viftehuset er å gjenvinne så mye som mulig av det dynamiske trykket som statisk trykk ved å redusere hastigheten.



Figur 4-6 Målepunkter for turtall, statisk trykk og luftmengde.

4.1.4. Hastighet og grensesjikt

Hastigheten blir beregnet ut fra det målte dynamiske trykket eller luftmengdene. Ved å måle det dynamiske trykket i et tverrsnitt av strømmingen ved hjelp av travers, får en frem hastighetsprofilen og grensesjikttykkelsen. Grensesjiktet er avgjørende for diffusorens virkningsgrad.



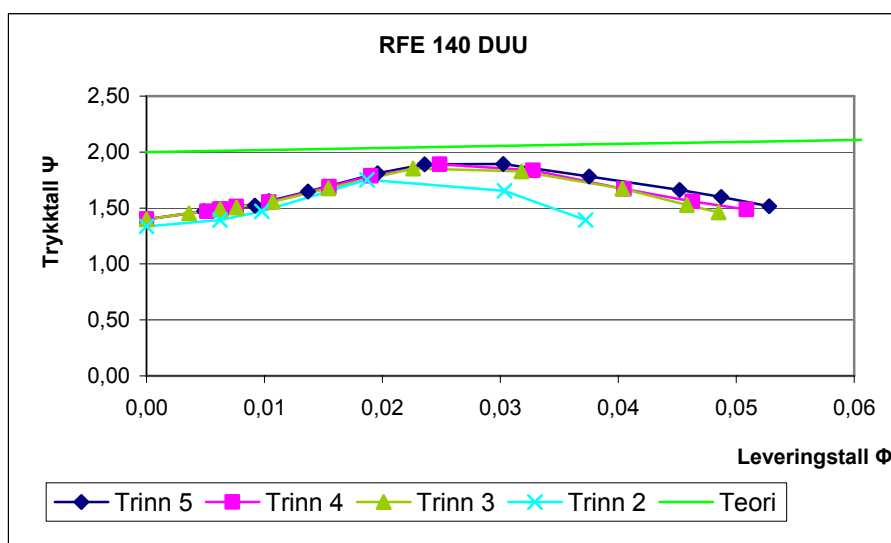
Figur 4-7 Travers for undersøkelse av hastighetsprofilen

4.2. Måleserier Viftekarakteristikk:

Målingene ble gjort med ulik kapasitet på vifta, trinn 1 til 5, og for hvert trinn ved forskjellige luftmengder og turtall. Målingene fra de ulike tilstandene ble regnet om til de dimensjonsløse verdiene trykktall, leveringstall og effekttall.

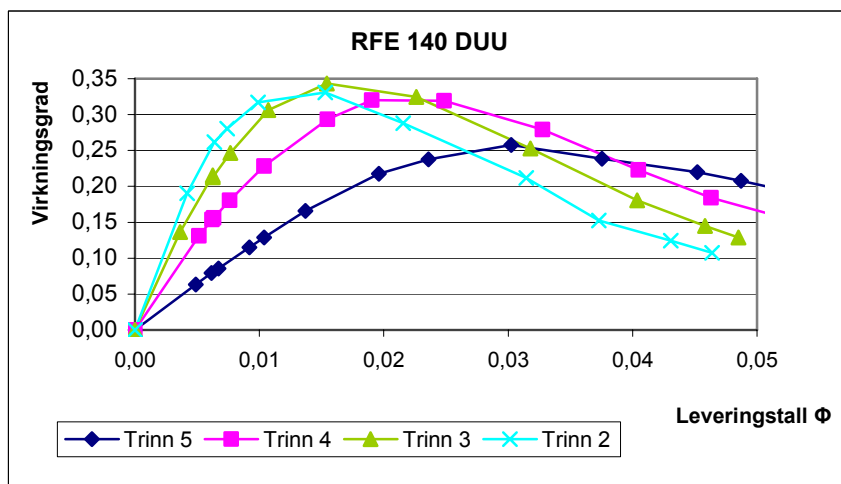
4.2.1. Den eksisterende vifta RFE 140 DUU

For å undersøke forbedringspotensialet ved bytte av vifte er vifta som er i dagens løsning av SL4R, RFE 14 DUU, også testet. Denne vifta har et større og dypere viftehjul, med diameter 140mm og bredde 58mm. Bredden på viftehuset til RFE 140 DUU er 95mm. Figur 4-8 viser viftekarakteristikken for RFE 140 DUU. Trykktall og leveringstall omtales i kapittel 2.2.2.



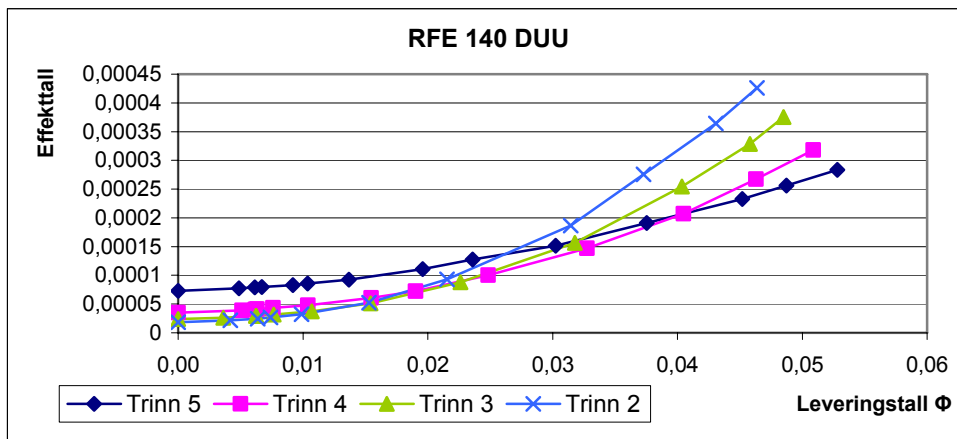
Figur 4-8 Viftekarakteristikk for RFE 140 DUU

Den teoretiske viftekarakteristikken uten tap ligger som ventet noe over den virkelige karakteristikken. Etersom leveringstallet og trykktallet er dimensjonsløst ligger alle grafene i det samme området, og viser hvordan karakteristikken er for denne vifta uavhengig av størrelse og luftmengde. Grafen viser at vifta har lavest trykktall i forhold til den teoretiske verdien for små leveringstall. Dette er karakteristisk for vifter med foroverbøyde skovler, og kommer av slippvinkleffekten, som er omtalt i kapittel 2.2.3 og vist i figur 2-8.



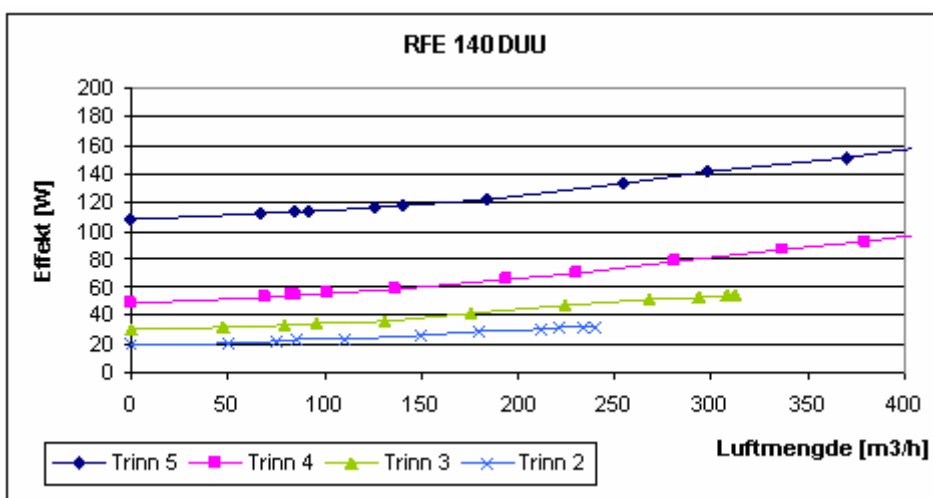
Figur 4-9 Virkningsgradskurve for RFE 140 DUU

Virkningsgradskurvene i figur 4-9 viser at det ulike driftstilstandene har toppe for forskjellig leveringstall. Dette er noe uventet, ettersom måledata blir representert i dimensjonsløse verdier skulle disse ligge i samme område. Årsaken til denne spredningen er ukjent. Grafen viser at RFE 140 DUU har virkningsgrad opp mot 35 %. Dette er totalvirkningsgraden, og inkluderer derfor også motorvirkningsgraden. Motorvirkningsgraden kan være noe av årsaken til at de dimensjonsløse virkningsgradene har spredning. Fra figur 4-9 er virkningsgraden til RFE 140 DUU størst for små luftmengder og med lav kapasitet på vifta.



Figur 4-10 Effekttall mot leveringstall for RFE 140 DUU

Effekten til RFE 140 DUU øker med leveringstallet. Dette er en vanlig karakteristikk for vifter med foroverbøyde skovler som har en steil effektkurve for økende luftmengder. Struping øker motstanden i kanalnettet og det kreves mer ytelse fra vifta for å levere den samme luftmengden, så turtallet økes for å møte kravene. Trinn 2 på vifta har mye lavere kapasitet enn trinn 5. For å kompensere for dette må turtallet på trinn 2 øke mer i forhold til økningen i motstand, enn for trinn 5. Likningen 2-18 for effekttallet i kapittel 2.3 viser at med økende turtall avtar effekttallet. Ved leveringstall opp mot 0,05 er det veldig høye effekttall for trinn 2 og 3. Her jobber vifta med lavt turtall på liten kapasitet. Effekten som er målt i forsøkene inkluderer motorvirkningsgraden. På liten kapasitet og lave turtall vil motorvirkningsgraden være dårlig, og dette øker effektbehovet.

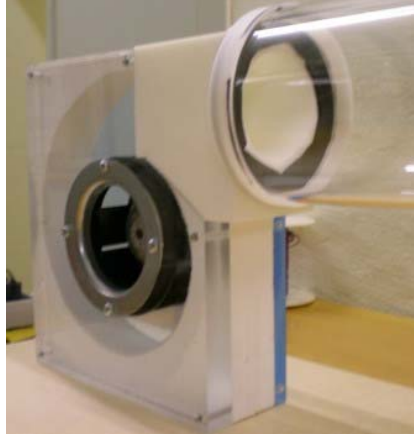


Figur 4-11 Effektkurve for RFE 140 DUU

Kurvene for RFE 140 DUU viser at vifta har høyt trykktall og virkningsgrad samtidig som måleserie for effektbehovet viser at RFE 140 DUU holder seg innenfor kravet til SFP. Økning i effektbehovet når kravet til luftmengde øker.

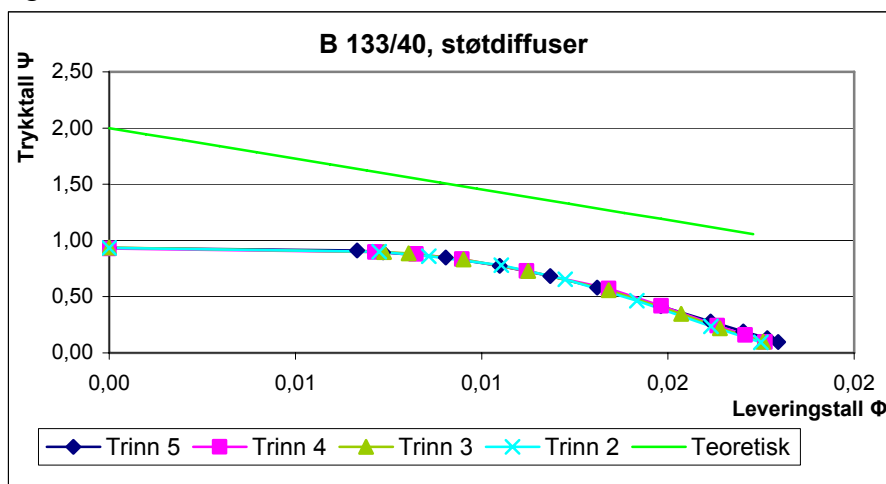
4.2.2. B133/40 med støtdiffuser

Støtdiffuser gir en brå tverrsnittøkning fra viftehus til kanal. Støtdiffuseren har en overgang med endring fra firkantet tverrsnitt til sirkulært tverrsnitt. Gjennom denne overgangen er tverrsnittarealet konstant. Etter overgangen øker strømningsstørrelsen til rørdiameter 125mm. Ulike driftsforhold ved å variere luftmengden for de ulike kapasitetene på vifta.



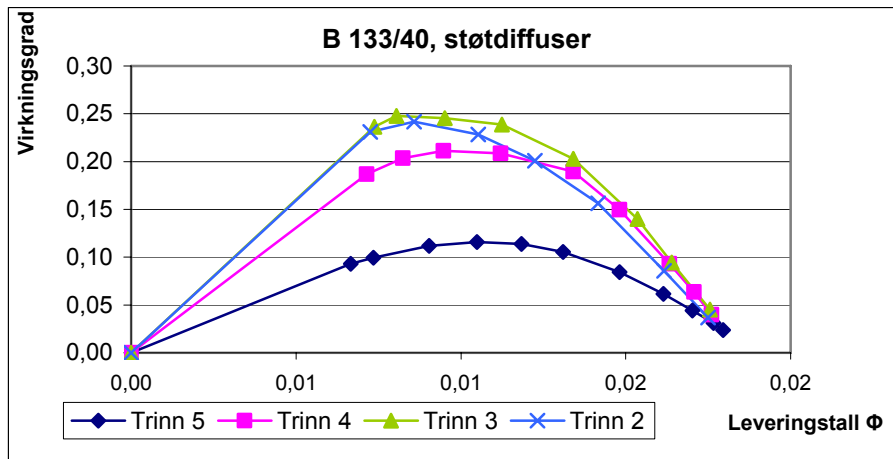
Figur 4-12 B133/40 med støtdiffuser

Figur 4-13 til 4-16 viser viftekarakteristikken for B133/40 med støtdiffuser.



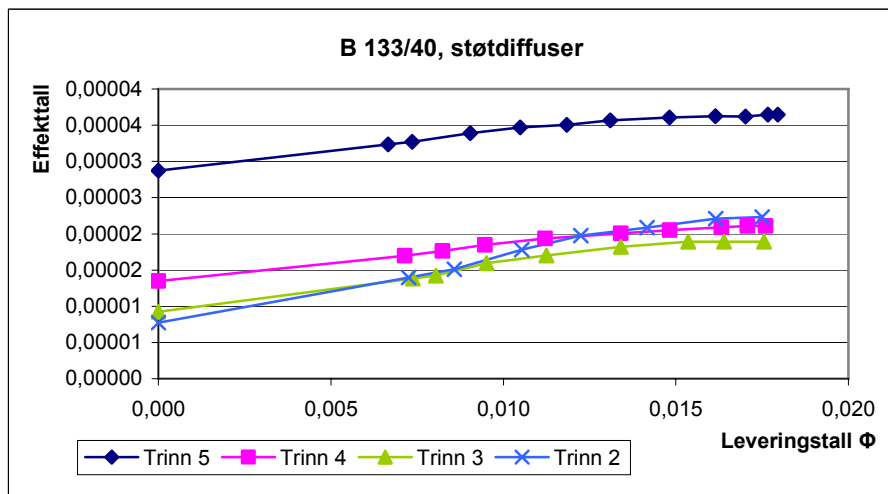
Figur 4-13 Viftekarakteristikk for B 133/40 med støtdiffuser

Karakteristikken i figur 4-13 over viser at trykktallet for B 133/40 ligger noe under det teoretiske. Dette er i tråd med tapene i figur 2-6. Differansen mellom den teoretiske og den målte karakteristikken er imidlertid større for B133/40 enn for RFE 140 DUU. Avviket skyldes slippvinkel, friksjonstap og designtap som omtalt i kapittel 2.2.3. Beregningen av trykktallet er basert på målinger gjort i kanalen. Hele avviket trenger derfor ikke å skyldes tap i viftehjulet. Den store differansen mellom teoretisk og målt karakteristikk kan også skyldes tap i området mellom vifta og målepunktene i kanalen. De ulike driftstilstandene ligger imidlertid helt over hverandre. For vifter med bakoverbøyde skovler avtar trykktallet med økende leveringstall. Grafen viser at trykktallet holder seg stabilt for leveringstall opp til 0,1, men avtar etter det i samsvar med det teoretiske trykktallet.

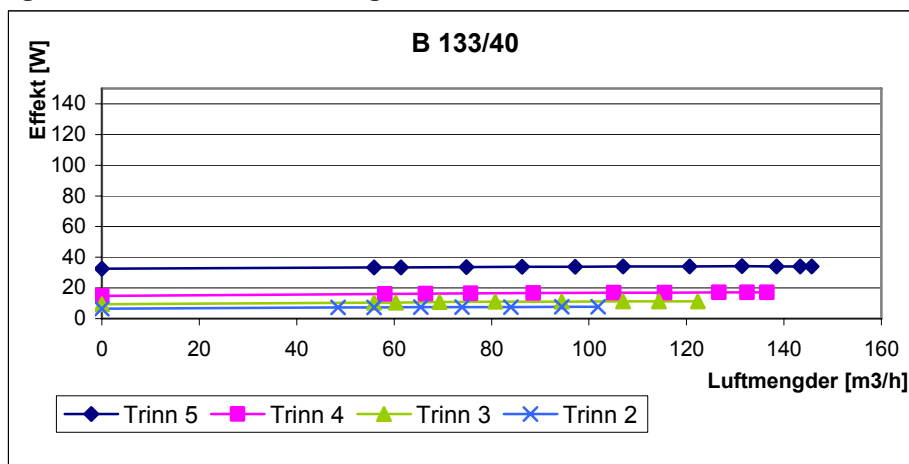


Figur 4-14 Virkningsgradskurve for B 133/40 med støtdiffuser

Virkningsgradkarakteristikken viser at B 133/40 har dårligere virkningsgrad enn RFE 140 DUU. For B133/40 ligger effekttoppene samlet rundt samme leveringstall. Som for RFE 140 DUU viser figur 4-14 totalvirkningsgraden. På grunn av at motorvirkningsgraden er inkludert, og den vil variere med driftsforholdene, ligger ikke kurvene over hverandre slik som for trykktallet hvor effekten ikke er en parameter.



Figur 4-15 Effekttall mot leveringstall for B 133/40 med støtdiffuser



Figur 4-16 Effektkurve for B 133/40 med støtdiffuser

Effektbehovet til B 133/40 er langt lavere enn for RFE 140 DUU for de samme leveringsmengdene. B-hjuls vifter har rimelig konstant effektbehov innen for arbeidsområdet. En annen del av årsaken til det lave effektbehovet kan være at B133/40 også har en annen viftemotor enn RFE 140 DUU. Denne kan ha høyere virkningsgrad. Figur 4-15 og 4-16 viser også at økningen i effekt ikke er like stor som for RFE 140 DUU. For den nye vifta med bakoverbøyde skovler flater økningen i effekttallet ut med høyere leveringstall. Grafen for trinn 2 på vifta krysser grafen for trinn 3. Årsaken til at vifta trenger høyere effekt ved lavere luftmengder kan være at det ved trinn 2 er så små luftmengder, og dermed så lave hastigheter at viskositeten i lufta gjør seg mer gjeldende og grensesjikttykkelsen vokser.

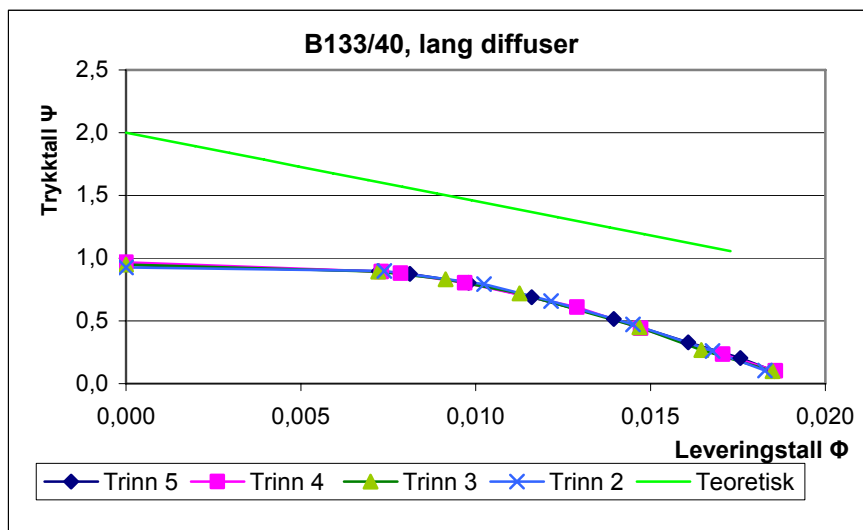
4.2.3. B133/40 med lang diffuser

Den lange diffuseren er en konisk diffusere som er utformet etter prinsippet i kapittel 2.4. og 2.4.4.1. Figur 4-17 viser diffuseren som er 200mm lang. Måleserien ble gjort likt som for RFE 140 DUU og B133/40 med støtdiffuser, for de ulike kapasitetstrinnene på vifta.

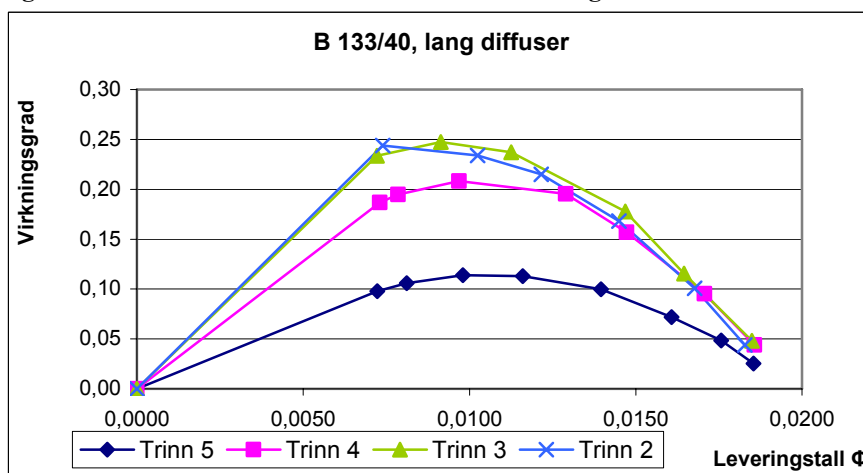


Figur 4-17 Lang diffusere til B133/40

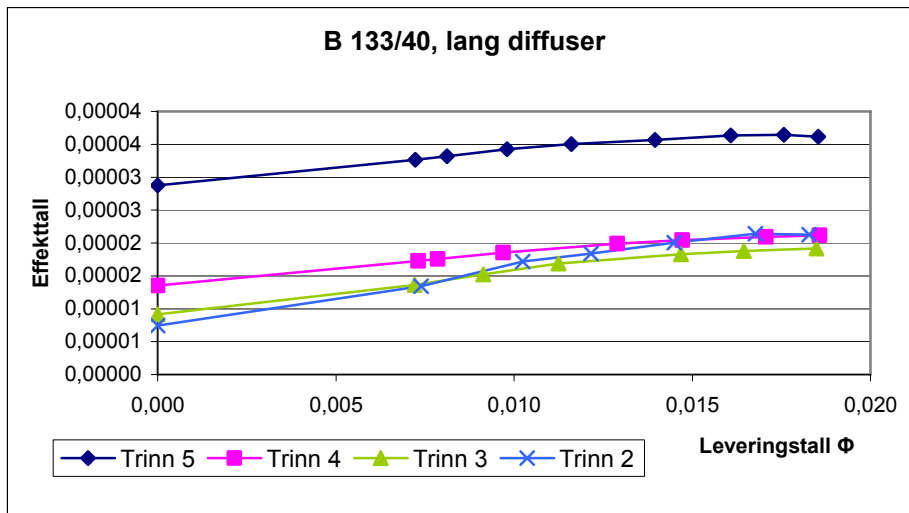
Figur 4-18 til 4-21 under viser de målte verdiene for B133/40 med lang diffuser, presentert dimensjonsløst.



Figur 4-18 Viftetekarakteristikk for B 133/40 med lang diffuser

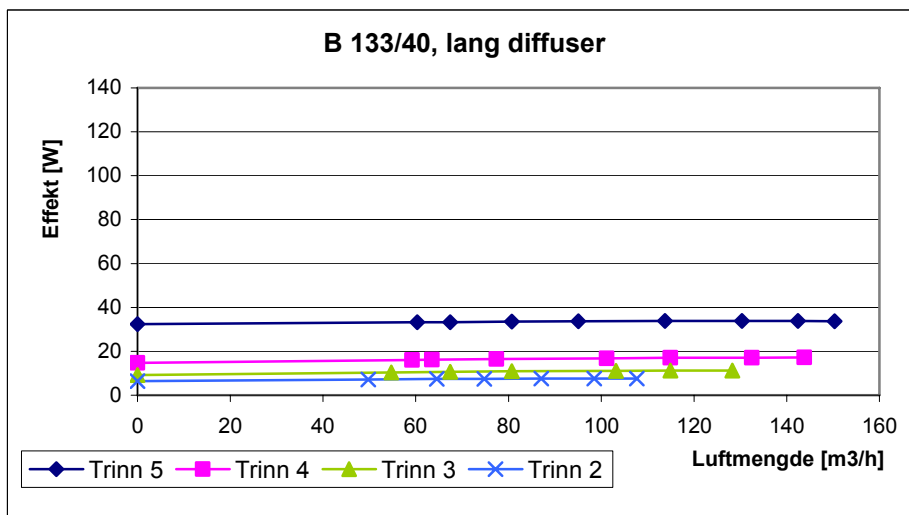


Figur 4-19 Virkningsgradkurve for B 133/40 med lang diffuser



Figur 4-20 Effekttall mot leveringstall B 133/40 med lang diffuser

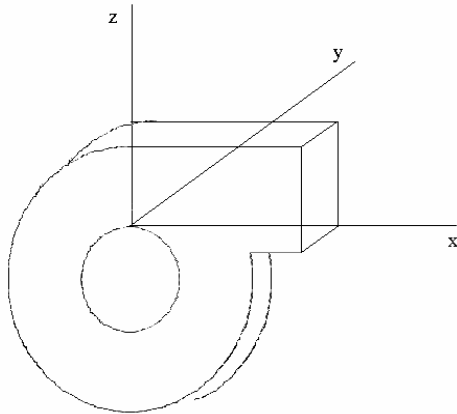
Måleresultatene fra måleserien med lang diffuser er svært lik resultatene med støtdiffuser. Dette betyr trolig at det er avløsning i diffuseren. Avløsning i diffuseren hindrer økning i tverrsnittsarealet for strømmingen, og man oppnår ikke den hastighetsreduksjonen som ønsket. Avløsning er omtalt i kapittel 2.4.3 og figur 2-13 viser et tilfelle med avløsning som hindrer tverrsnittsøkning. Uten hastighetsreduksjon og dermed gjenvinning av det statiske trykket, er det ingen økning i virkningsgrad.



Figur 4-21 Effektkurve for B133/40 med lang diffusere.

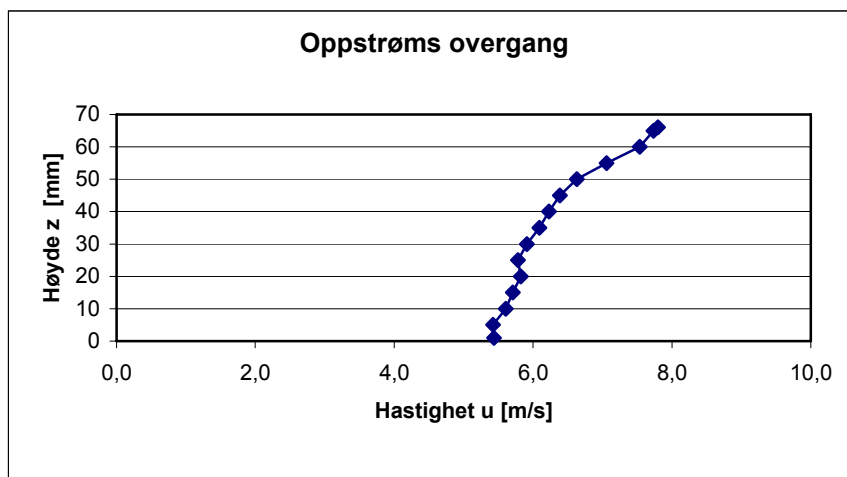
4.3. Måleserie Hastighetsprofil

Ved å traversere over tverrsnittet av strømmingen får en frem hastighetsprofilen. For å lettere finne frem til hvor traverseringen er gjort er vifta plassert i et koordinatsystem som i figuren under.



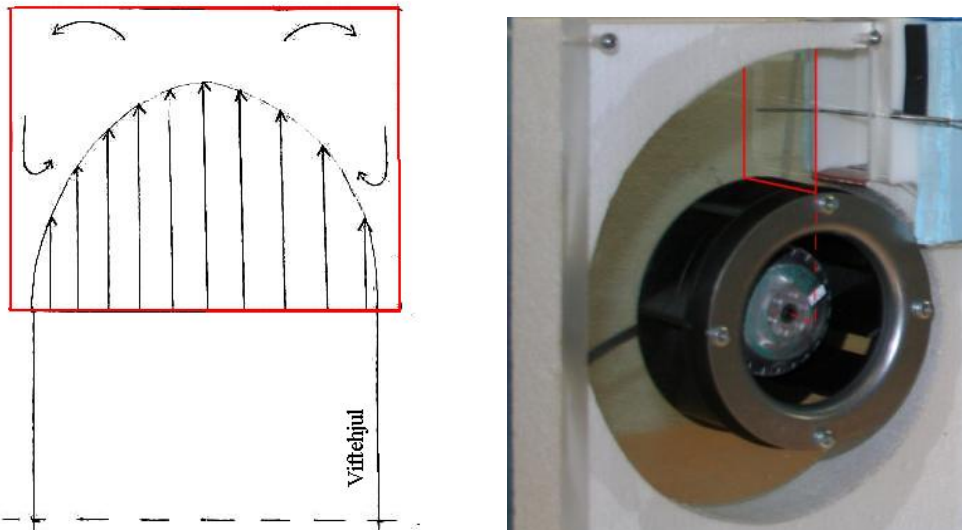
Figur 4-22 Vifta i koordinatsystem

Hastighetsprofilen kan fortelle om det er motstander i strømningslinjen som kan gi avløsninger eller virveldannelser, grensesjikttykkelse eller negative trykkgradienter. Her er hastighetsprofilen blitt undersøkt for å finne årsaken til det lave trykketallet for B133/40. Trykketallet er basert på målinger i kanalen, og for å finne ut hvor tapene ligger må området fra utløpet av viftehjulet og til målepunktene i kanalen undersøkes. Den første hastighetsprofilen er gjort rett etter utløpet fra viftehjulet. Den røde linja i figuren under til høyre ligger i $x = 0$ og $y = 22$, viser hvor traverseringen er gjort.



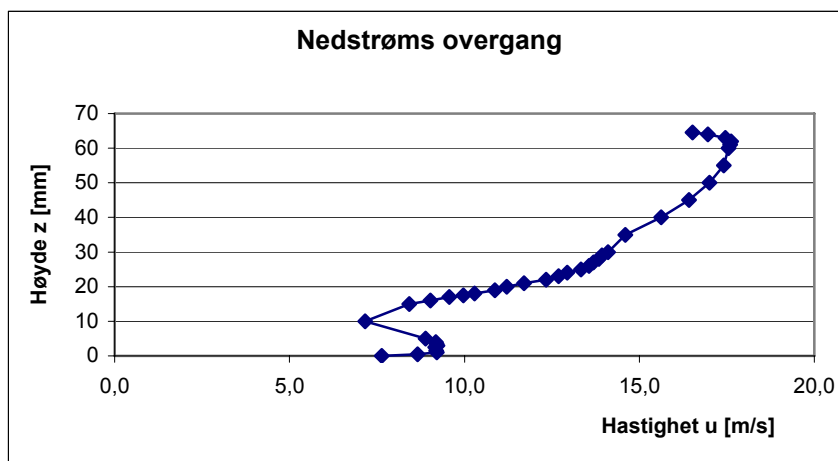
Figur 4-23 Hastighetsprofil ut fra viftehjulet

Hastighetsprofilen fra figur 4-23, over vifta, er som forventet, men med lavere hastighet enn ønsket. Hastighetsprofilen ut fra viftehjulet viser at hastigheten øker jevnt med avstanden fra viftehjulet. For å holde konstant hastighet fra utløpet av viftehjulet til diffuseråpningen må strømmingstverrsnittet øke med luftmengdene. Viftehuset for derfor snegleformet. I teorien skal hastigheten ut fra vifta være en rotasjonsfri virvel, og derfor ha høyest hastighet nærmest vifta, ved z lik 0. I praksis opplever vi det motsatte. Det kommer av sekundærstrømmer i viftehuset, som indikert i figur 2-24.



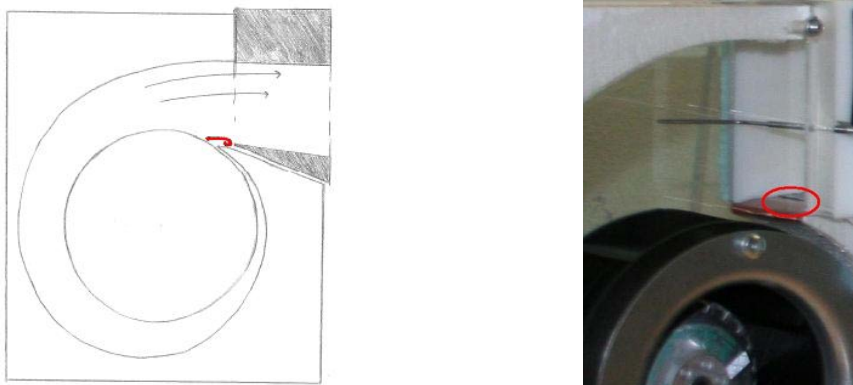
Figur 4-24 Sekundærstrømmer i strømningsverrsnitt av viftehuset

I utformingen av ulike diffuserløsninger er det også blitt utformet en overgang som fungerer som bindeledd mellom viftehus og diffuser. Neste traversering er gjort like etter denne overgangen. $X = 103$, og $y = 22$.



Figur 4-25 Hastighetsprofil ut fra kanalovergang

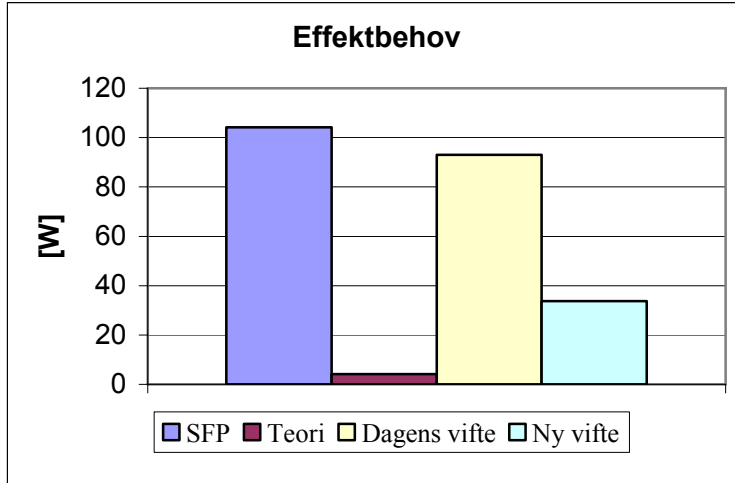
Hastighetsprofilen etter overgangen til kanalen avslører at det er en motstand som hindrer strømmingen gjennom overgangen. For å oppnå best mulig diffuservirkningsgrad er det nødvendig å ha en jevn hastighet over tverrsnittet før innløpet til diffuseren. Undersøkelser av tilkoblingsdelen viste en kant i overgangen mellom sneglehus og overgangen.



Figur 4-26 Overgang fra viftehus til kanal

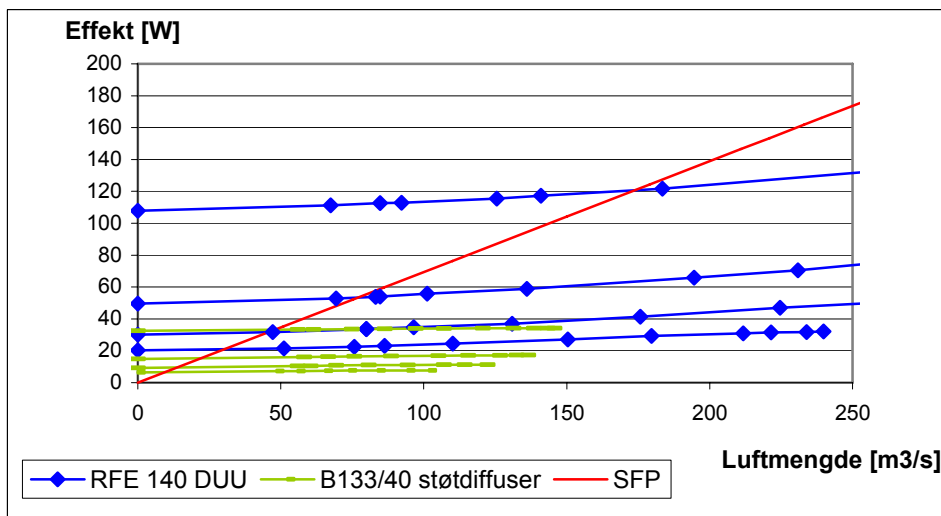
4.4. Måleserie Effektbehov

Med endringene i de tekniske forskriftene kommer det krav om SFP- verdier under 2,5 kW/(m³/s). Dette sammen med generelt økende interesse for energieffektive produkter gjør at energiforbruket må ned for at aggregatet skal oppfylle kravene og være konkurransedyktig.



Figur 4-27 Effektbehovet for de ulike viftene

Diagrammet viser viftenes effektbehov for å levere 150 m³/h. I teorien trengs det kun litt i overkant av 4 W for å levere 150 m³/h med et trykkfall på 100 Pa over aggregatet. Dette viser at det er store motor- og overføringstap.



Figur 4-28 Effekt mot levert luftmengde.

Grafene viser at alle for luftmengder på 150 m³/h holder begge viftene SFP-kravet. Den eneste kurven som ligger over kravet er den gamle vifta, RFE 140 DUU, på trinn 5/ høyt turtall. Effektbehovet vil imidlertid øke med motstanden i kanalnettet.

5. Laboratoriemålinger: SL4 R

Det fremste målet for målingene var å stadfeste årsvirkningsgraden for SL4 R. Testene skulle også vise om tilising av roterende vekslere kan være et problem/forekomme under ekstreme temperaturer.

5.1. Standard

Standarder er retningslinjer, krav og spesifikasjoner som kan benyttes som regler for prøving og sertifisering eller som grunnlag for regler for oppfølging av nasjonale lover og forskrifter. EU direktivet for bygningers energieffektivitet førte til nye krav til bygningsmassen. De nye kravene til bygninger energibruk setter samtidig krav til standardiserte beregningsmetoder. prNS3031 Beregning av bygningers energi- og effektbehov til oppvarming og ventilasjon. prNS3031 henviser videre til NS-EN13141-7 for testing av ventilasjonsaggregater. NS-EN308 er standard for testing av varmevekslere og kommer inn under prNS3031 og NS-EN13141-7. Testene som er kjørt i laboratoriet er i henhold til disse standardene. Ved mangelfull spesifisering og testing ved lave temperaturer har Nordtest blitt benyttet. Nordtest er en prosedyre for testing i laboratorium og klassifisering av de ulike egenskapene til balansert ventilasjon med varmegjenvinning. Begge testene stiller samme krav til usikkerhet ved målingene.

NS-EN308 spesifiserer metoder for testing av varmevekslere for bygninger i laboratorium. Standarden inneholder kriterier for testing av ekstern og intern lekkasje i veksleren, temperatur og fuktighets forhold og trykkfall på til- og avtrekkside. Denne rapporten har fokus på vekslerens virkningsgrad. Måleseriene som er gjort her er derfor testing av temperatur- og fuktighetsforhold. I NS-EN308 er roterende vekslere kategori III, og testes kun ved utendørs temperaturer på 5 °C, og har ingen testvilkår for tilising. For beregningen av årsvirkningsgraden er det nødvendig å teste veksleren også for lavere temperaturer. Det er derfor valgt å bruke testtabellen for rekuperative vekslere.

Tabell 3 Testtabell NS-EN308 [26]

Recovery device category	I, II
Exhaust inlet air temperature t_{11}	25 °C 15 °C ¹⁾
wet bulb temperature t_{w11}	18 °C -15 °C ¹⁾
Supply inlet air temperature t_{21}	5 °C -15 °C
¹⁾ Additional test for cold climates (over a period of at least 6 h).	

Tabell 4 Variasjon i luftmengdene ved NS-EN308 tester [26]

q_{m2}	q_{mn}	$0,67q_{mn}$	$1,5q_{mn}$	$0,67q_{mn}$	q_{mn}	q_{mn}	$1,5q_{mn}$
q_{m1}	q_{mn}	q_{mn}	q_{mn}	$0,67q_{mn}$	$0,67q_{mn}$	$1,5q_{mn}$	$1,5q_{mn}$

Hvor q_{m2} og q_{m1} er luftmengden på henholdsvis tillufts og avtrekkside.

Aggregatet skal være i drift under de forholdene som er gitt i tabell 2. Med stabile forhold skal temperatur og fuktighet måles for hver av kombinasjonene av luftmengder gitt i tabell 3.

Nordtest spesifiserer fire tester for undersøkning av ventilasjonsaggregater:

1. Sporgass målinger
2. Vifteeffekt
3. Termisk effekt
4. Årsvirkningsgrad beregninger

I denne oppgaven har vært det fokus på de to siste testene, termisk effekt og årsvirkningsgrads- beregninger. Tabell 4 gir de ulike testforholdene som beskrives i Nordtest-metoden.

Tabell 5 Testtabell for termisk effekt NordTest [27]

Test conditions	Outdoor conditions		Dry bulb air temperature	Indoor conditions				Test duration	
	Dry bulb air temperature	Humidity		Humidity (depending on AHU's net moisture recovery efficiency, η_x : four ranges)				Minimum stabilising period	Final sampling period
				$\eta_x \leq 17\%$	18% ~ 42%	43% ~ 57%	$\eta_x \geq 58\%$		
Cooling (South Europe)	+33°C	0.0158 kg/kg (~50.0%)	+24°C	0.0093 kg/kg (~50%)	0.0093 kg/kg (~50%)	0.0093 kg/kg (~50%)	0.0093 kg/kg (~50%)	1 hr	30 min
Heating 1 (North & South EU)	+10°C	> 0.0053 kg/kg (~70.0%)	+22°C	0.0074 kg/kg (~45%)	0.0078 kg/kg (~48%)	0.0082 kg/kg (~50%)	0.0082 kg/kg (~50%)	1 hr	30 min
Heating 2 (obligatory)	+4°C	> 0.0038 kg/kg (~75.0%)	+22°C	0.0055 kg/kg (~34%)	0.0059 kg/kg (~36%)	0.0064 kg/kg (~39%)	0.0072 kg/kg (~44%)	1 hr	30 min
Heating 3 (North & South EU)	-2°C	> 0.0026 kg/kg (~80.0%)	+22°C	0.004 kg/kg (~25%)	0.0045 kg/kg (~27%)	0.0049 kg/kg (~30%)	0.0058 kg/kg (~35%)	1 hr	30 min
Defrost 1 (North Europe)	-8°C	> 0.0016 kg/kg (~85.0%)	+22°C	0.0029 kg/kg (~18%)	0.0033 kg/kg (~20%)	0.0038 kg/kg (~23%)	0.0047 kg/kg (~28%)	5 hrs	1 hr
Defrost 2 (North Europe)	-14°C	> 0.0009 kg/kg (~85.0%)	+22°C	0.0022 kg/kg (~14%)	0.0026 kg/kg (~16%)	0.0031 kg/kg (~19%)	0.004 kg/kg (~24%)	23 hrs	1 hr
Defrost 3 (North Europe)	-20°C	> 0.0005 kg/kg (~85.0%)	+22°C	0.0018 kg/kg (~11%)	0.0022 kg/kg (~14%)	0.0027 kg/kg (~16%)	0.0035 kg/kg (~22%)	47 hrs	1 hr

NS- EN 13141-7 er gyldig kun for aggregater som er i et rørsystem. Nordtest NT VVS 130 passer best for systemer med mindre luftmengder enn 1 m³/s.

Utregningen av årsvirkningsgrad er noe forskjellig for NS-EN308 og Nordtest.

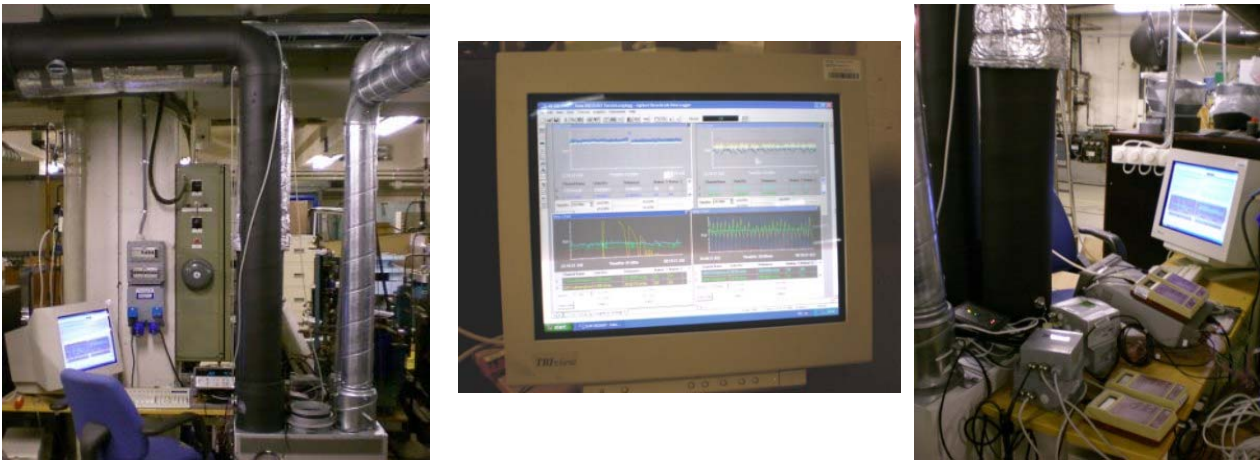
5.2. Definisjoner og instrumentering

Luftbehandlings aggregat SL4 R fra Flexit er koblet opp på klimateknisk laboratorium ved institutt for Energi- og prosesssteknikk ved NTNU. Test-riggen består av et uteklima-rom og et innklima-rom, med SL4 R montert i inneklima-rommet.

Uterom: Rom utstyrt med kjølebatteri som kjøler ned lufta til en satt temperatur.

Innerom: Laboratorieluft som tilsvarer inneklima.

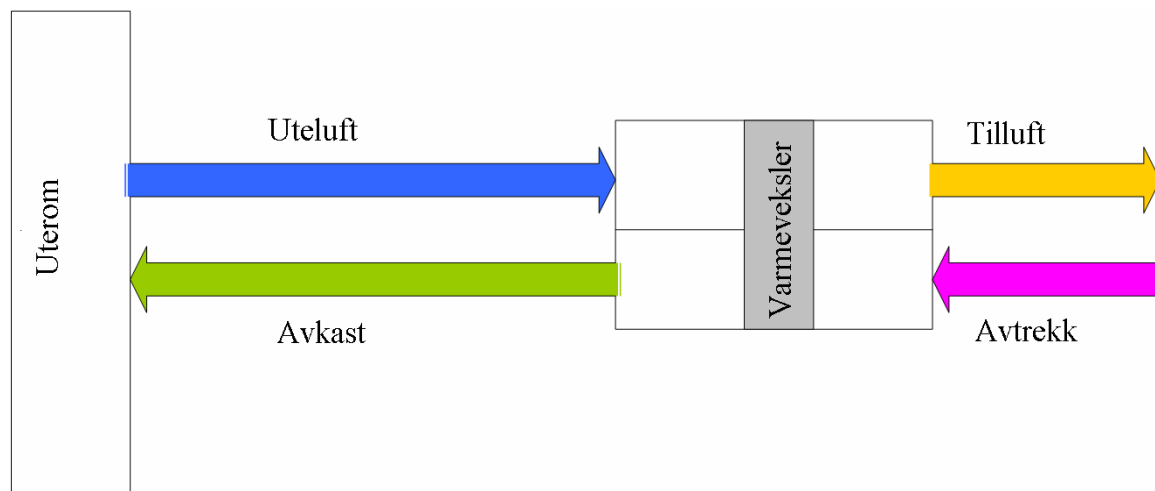
SL4 R: ventilasjonsaggregat fra Flexit med roterende varmeveksler. Aggregatet har mulighet for både stående og liggende montering. Her er SL4 R montert stående. Aggregatet inneholder tillufts- og avtrekksvifte, filter F7 og ettervarmebatteri.



Figur 5-1 Bilder fra arbeidsplassen

Kanalføringer:

1. Uteluftskanal: Kanalen som fører friskluft til ventilasjonsaggregatet.
2. Tilluftskanal: Kanalen som fører den oppvarmede lufta fra ventilasjonsaggregatet og ut i oppholdssonen.
3. Avtrekkskanal: Kanalføringen fra oppholdssonen til ventilasjonsaggregatet.
4. Avkastkanal: Kanalen som fører den avkjølte avtrekkslufta fra aggregatet.



Figur 5-2 Systemskisse av oppkoblingen på laboratorium

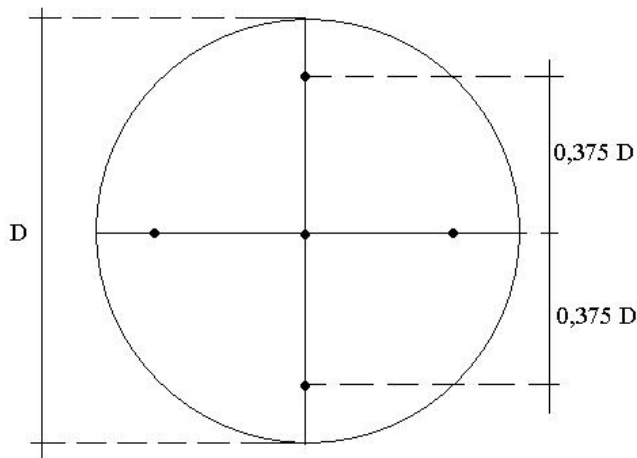
Kanal 1 og 4 går henholdsvis ut og inn fra uterommet. Kanal 2 og 3 blåser og trekker luft til og fra innerrommet.

Alle måleinstrumentene ble koblet opp mot datalogger. Dataloggeren skanner og lagrer verdiene for alle målepunktene med et satt tidsintervall.

5.2.1. Temperatur

Temperaturen ble målt med type T termoelementer med $\pm 0,1$ °C nøyaktighet.

Termoelementer er nærmere omtalt i prosjektoppgaven [7]. Temperaturmålingene brukes i beregningen av temperatur- og årsvirkningsgraden. I kanalene som leder til aggregatet er det en temperatursensor i hver kanal. For kanalene ut fra aggregatet er det plassert sensorer jevnt over hele tverrsnittet. Elementene ble plassert i tilluft og avtrekksstrømmen som angitt på figur 5-3 under.



Figur 5-3 Plassering av termoelementer i avkast og tilluftskanal

5.2.2. Trykk

Det statiske trykket ble målt med micromanometer i hver kanal. Trykket er et mål på motstanden i aggregatet, og vil ved tilising av rotoren vil trykket kunne indikere dette.

5.2.3. Fuktighet

Det ble brukt Vaisala fuktighetsmålere, hvor spenningen ble logget over på datalogger. Kalibreringskurvene gir virkelig verdi fra den målte spenningen, se Vedlegg B.2. Fuktigheten logges i kanal 1, 2, 3 og 4. Relativ fuktighet indikerer kondensering og utfelling. Verdiene brukes i beregningen aventalpivirkningsgraden.



Figur 5-4 Fuktighetsmåling

5.2.4. Luftmengder

Luftmengdene er målt med målebend som ble kalibrert i prosjektoppgaven. Se vedlegg B.1 og kapittel 4.1.2. Luftmengdemålingene vil kunne indikere tilising av veksleren. Logging av trykkdifferansen over målebendet i kanal 1, 2 og 3. Alle kanalstrekene har hjelpevifter for å jevne ut eventuelle ulikheter i motstanden i kanalnettet.

5.2.5. Effekt

Wattmeter måler den totale effekten aggregatet drar. Effektmålingene er kun gjort for de to siste måleseriene av NS-EN308 avtrekksvifte på trinn2, og NS-EN308 tilluftvifte på trinn2.

5.3. Måleserie1: Tilising av varmeveksler

Vekslerer som ikke overfører fukt står i fare for å fryse til og tette for luftstrømmen dersom avtrekkslufta kjøles ned til duggpunktstemperaturen. Avtrekksluft som kjøles ned under duggpunktet skaper kondens i veksleren, og ved temperaturer på eller i rotor, under null vil kondensen fryse til is. Roterende vekslerer overfører ulik mengde fukt avhengig av om det er hygroskopisk eller ikke-hygroskopisk rotor. SL4 R har roterende varmeveksler med ikke-hygroskopisk rotor. I NS-EN308 er det ingen krav til testing av tilising på roterende varmevekslere. Det er imidlertid en test for vekslerer beregnet for drift i temperaturer på minus 10 eller lavere. Denne testen forutsetter minus 15 °C utendørs og 15 °C innendørs. I vårt klima vil dette være et noe urealistisk driftstilfelle, denne testen utgår derfor. Nordtest har tre ulike driftsforhold for kalde klima. Her er Defrost 2 og Defrost 3, med de laveste utetemperaturene, gjennomført. For å undersøke og dokumentere isdannelse er det brukt endeskop med fleksibel arm og digitalt kamera.

5.3.1. Defrost 2 fra Nordtest:

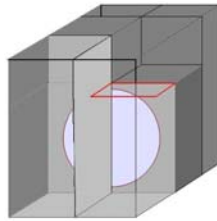
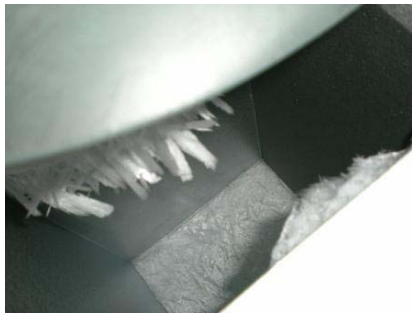
Spesifiseringen i Nordtest for Defrost 2 er minus 14 °C inn på aggregatet og vanninnhold $x > 0,0009$ [kg/kg] i frisklufta. Innendørs temperatur skal være 22 °C, og aggregatet skal kjøres i minimum 23 timer. I kjøringen her har uterommet holdt en temperatur på minus 20 °C, noe som ga en temperatur på minus 15 °C inn på aggregatet. Kondensatoren som holder temperaturen på uterommet ble aviset tre ganger i døgnet, à 40 min.

Etter 48 timer var det tydelig kondens utenpå aggregatet, og på kanalstussene til friskluft inn og avkast ut dannet det seg is. Figuren 5-5 under viser kondens på stussen for tilkobling av kjøkkenhette, og is mellom døra og selve aggregatet. Før måleserien ble det registrert en lekkasje her mellom pakningen på døra og aggregatet.



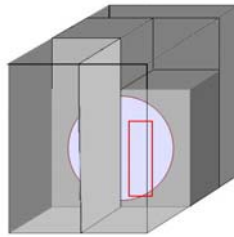
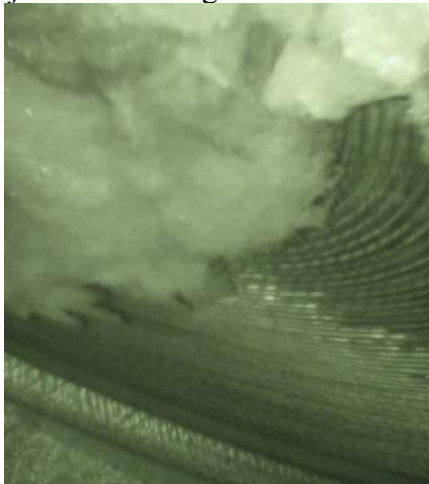
Figur 5-5 Is og kondens utenpå aggregatet

Også inne i aggregatet dannet det seg betydelig med is på avtrekksiden. Isen la seg i et lag utenpå veksleren, som vokste ut fra senter av rotor og opp i sektoren hvor rotoren er kaldest. Det hang også is fra vifteledningen, og hadde dannet seg en del is under "vifteskåla" som skiller friskluft og avtrekk.

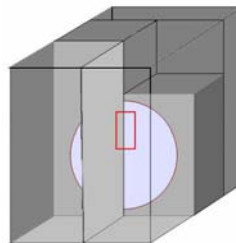


Figur 5-6 Is på avtrekksiden, sett fra kanalstussen for kjøkkenhette.

Figur 5-6 over viser isdannelsen i aggregatet sett fra kanalstussen for tilkobling av kjøkkenhette. Figur 5-7 under viser hvordan isen lå ”utenpå” rotoren.

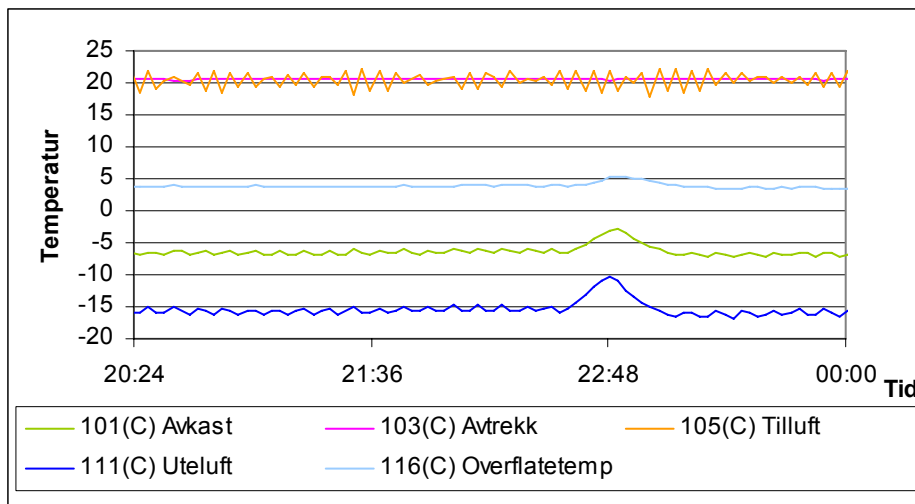


Figur 5-7 Is over rotor



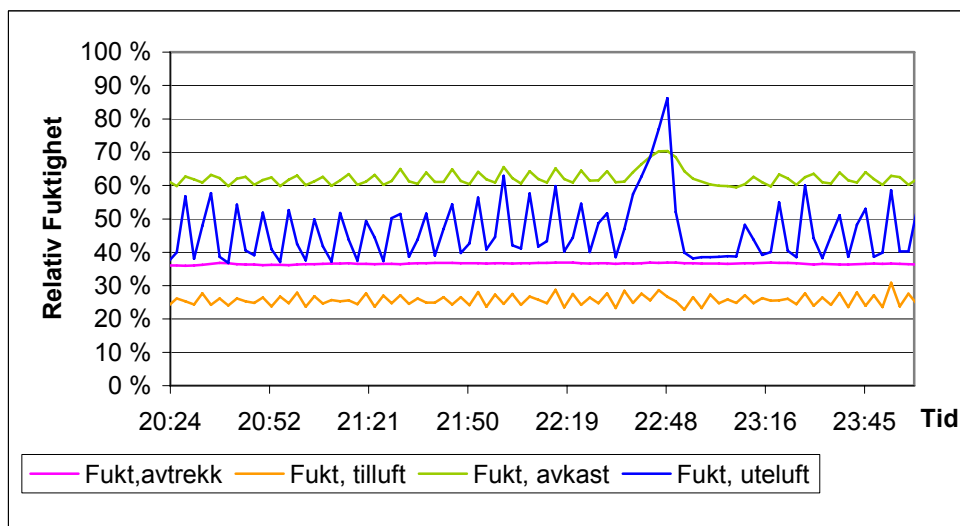
Figur 5-8 Is på pakning og vegg mellom kald friskluft og kald avtrekksluft

Aggregatet ble kjørt under stabile forhold på ute- og innerrommet i 48 timer. Bildene er tatt mot slutten av denne perioden. Luftmengdene holdt seg konstant gjennom hele måleserien, som tyder på at isen ikke hindrer luftstrømmen. Viftemålingene viser at vifta øker turtallet når motstanden øker, effektmålinger ville kunne gi svar på om vifta jobbet på høyere kapasitet. Grafen under viser temperaturene inn og ut av aggregatet. Overflatetemperatur er temperaturen utenpå aggregatet hvor det er synlig kondens.



Figur 5-9 Målte temperaturer

Temperaturøkningen i utelufta er en følge av avising på uterommet. Denne temperatursvingningen slår også inn på avtrekkslufta. Men temperaturen stabiliserer seg raskt igjen. Svingningen i tillufta er på grunn av at veksleren ikke klarer hele temperaturløftet og ettervarmebatteriet slår seg på for å klare temperaturkravet.



Figur 5-10 Målt fuktighet i kanalene.

Grafene i figur 5-10 over viser svingene i relativ fuktighet i de fire kanalene. Den drastiske økningen i relativ fuktighet i utelufta er på grunn av avisingen på uterommet. Varmen på kondensatoren i uterommet smelter isen og frigir fuktighet. Tregheten i rommet hindrer en like hurtig økning i temperaturen, og den relative fuktigheten øker. Grafen viser også at den relative fuktigheten i avtrekkskanalen ligger rundt 60 %, noe som tilsier at det ikke skal kondensere og danne seg is. Figur 5-6 til 5-8 viser imidlertid det motsatte. For at det skal kondensere og fryse må det være 100 % relativ fuktighet og temperaturer under null °C. Målingen som viste 60 % relativ fuktighet er målt i kanalen etter vifta. Når veksleren roterer fra den kalde frisklufta og i avtrekkslufta holder den svært lav temperatur i den første sektoren, men varmes opp etter hvert som den roterer gjennom avtrekkslufta. Luft som strømmer gjennom den kaldeste sektoren av veksleren, blir mer avkjølt enn lufta som passerer gjennom varmere deler av veksleren. Luftstrømmen i kanalen er en blanding av all lufta som strømmer gjennom veksleren. Det er denne lufta som måler 60 % relativ fuktighet. En annen

forklaring på isdannelsen i aggregatet kan være de store fuktmengdene som avisingen på uterommet i perioder fører med seg. Den høye relative fuktigheten i tillufta gjør at opptaket fra avtrekkslufta blir mindre, og det kondenserer derfor fortere på avtrekksiden. I et normalt driftstilfelle vil det ikke være slike endinger i friskluft tilførselen. Men fukttilskuddet i en bolig vil heller ikke være konstant, slik at det i perioder med dusjing og vasking vil være høyere relativ fuktighet i avtrekkslufta. Avisingen på uterommet skjer 3 ganger i døgnet. Det vil være representativt for fukttilskudd med normal atferd i boliger.

Fra måleserien gir beregningene virkningsgrader som i tabellen under:

Tabell 6

Temperaturvirkningsgrad	Fuktvirkningsgrad	Entalpivirkningsgrad
1,07	1,22	1,09

Temperaturvirkningsgrader over 1 kan skyldes ettervarmebatteriet. Fuktvirkningsgrad på 1,22 kan være at det i denne måleserien ble logget luftmengder i kun to av kanalene og det er tatt utgangspunkt i at det var lik mengde luft til og fra aggregatet på henholdsvis til- og avtrekksiden.

5.3.2. Defrost 3 fra Nordtest:

Defrost 3 har de strengeste temperaturkravene med minus 20 °C inn på aggregatet og vanninnhold $x > 0,0005$ [kg/kg]. Aggregatet skal kjøres i minimum 47 timer med innendørs temperatur på 22 °C. I denne måleserien holdt uterommet minus 32 °C, som ga minus 22,4 °C inn på aggregatet. Uterommet ble aviset med samme intervall som for Defrost 2.

I likehet med måleserien Defrost 2 dannet det seg kondens og is utenpå aggregatet og kanalstussene. Etter 19 timer hadde det også dannet seg en del inni aggregatet. Isen lå i overgangen mellom friskluft og avtrekk, mot rotorflata. I tillegg var det kondens på vifthuset.



Figur 5-11 Kondens og is i aggregatet etter 19 timer

Når aggregatet hadde gått i 37 timer hadde isen foran rotoren spredt seg over en litt større sektor foran rotorflata. Det hadde dessuten samlet seg is på og under viftehuset og i pakningene mot friskluftsiden.

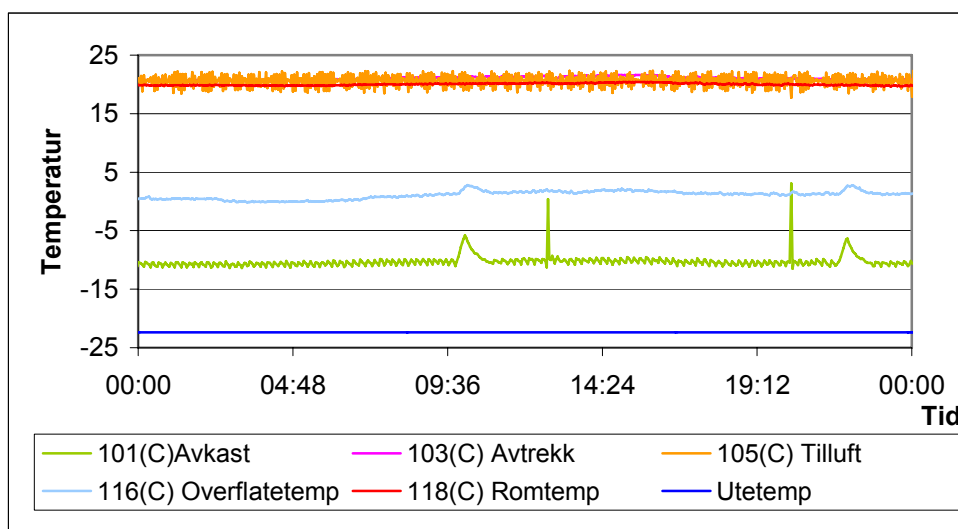


Figur 5-12 Is på vifte og foran veksler etter 37 timer.

Etter 48 timer har det ikke lagt seg mer is foran rotoren. Men under vifta og på veggen mellom kald avtrekksluft og friskluft lå det mer is enn for måleserie Defrost 2:

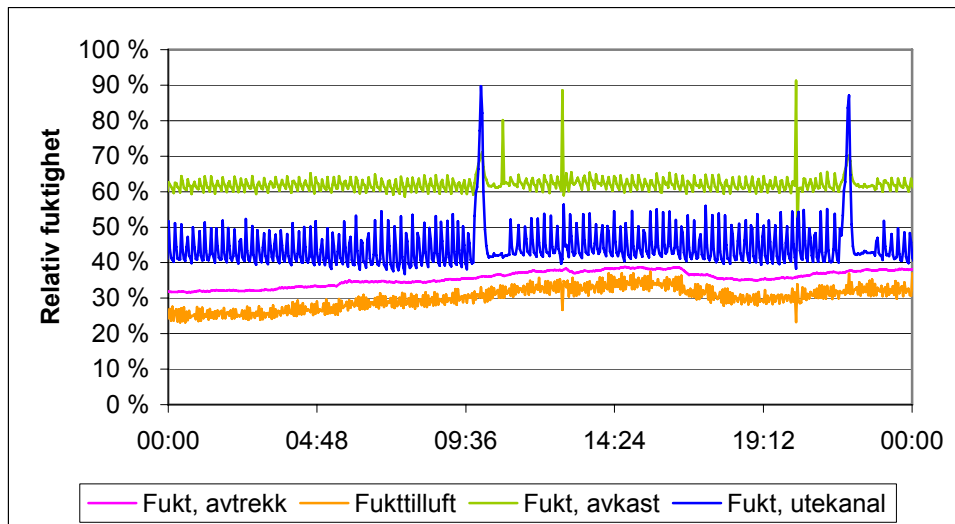


Figur 5-13 Is i aggregatet ved slutten av Defrost 3



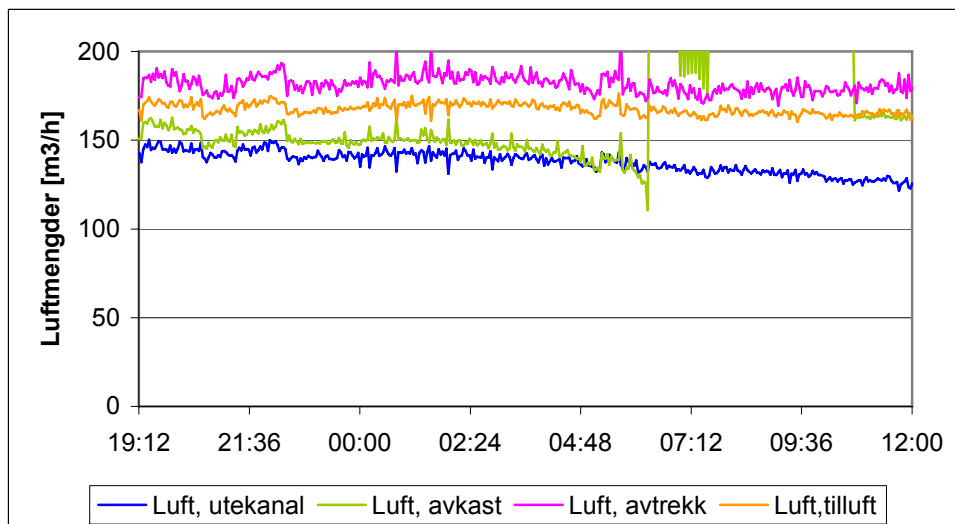
Figur 5-14 Temperaturmåling Defrost 3

Grafen over i figur 5-14 for utetemperatur er konstant gjennom måleserien. Årsaken til dette er at termoelementet i friskluftkanalen fra uterommet og til aggregatet ble ødelagt ved avising av aggregatet etter forrige måleserie. Temperaturen på utelufta ble derfor ikke logget i denne måleserien, men ble isteden kontrollmålt med jevne mellomrom.



Figur 5-15 Fuktighetsmåling Defrost 3

For uteluftkanalen er toppene i relativ fuktighet en følge av avising på uterommet, slik som for forrige måleserie. Toppene i avkastkanalen som ikke samsvarer med svingningene i friskluftkanalen kan komme av at kanalstussen for kjøkkenhetta ble åpnet for å undersøke og dokumentere tilising.



Figur 5-16 Luftmengder Defrost 3

Figur 5-16 over viser at det er litt variasjon i luftmengdene i de fire kanalene, med størst differanse mellom friskluft fra uterommet og avtrekksluften til aggregatet. Avkastkanalen og uteluftkanalen er koblet mot uterommet, og er det kanalene med størst motstand. Det er også i disse kanalene luftmengden er lavest. Viftene i SL4 R har gått på trinn 1. I laboratoriet er det et kortere kanalnett enn det vil være i en bolig, slik at motstanden blir mindre og dette gir noe høyere luftmengder enn det vil gjøre normalt ved montering i en bolig. Batteriet til micromanometeret som logget trykkdifferansen i avkastkanalen gikk tomt under måleserien. Det er årsaken til den plutselige økningen på den grønne kurven til avkastluften. For Defrost3 er det også gjort en måleserie uten ettervarmebatteri. Forskjellen ligger i temperaturen på frisklufta fra aggregatet. Med ettervarmebatteri holder tillufta en temperatur rundt 20 °C. Når ettervarmebatteriet var koblet ut, lå temperaturen i tilluftkanalen på 15 °C. Måleserien uten ettervarme gir riktig virkningsgrad for veksleren. Beregning av virkningsgrad med ettervarme gir virkningsgraden for hele aggregatet.

Tabell 7

	Med ettervarmebatteri	Uten ettervarmebatteri
Temperaturvirkningsgrad	0,98	0,85
Fuktvirkningsgrad	0,85	0,88
Entalpi-virkningsgrad	0,95	0,85

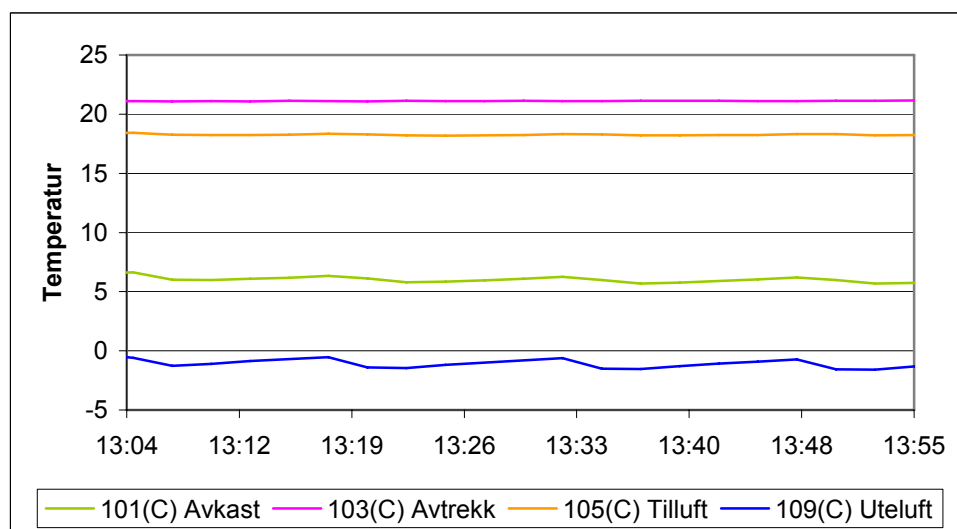
Som tabell 6 over viser øker ettervarmebatteriet momentanvirkningsgraden til aggregatet med 13 %.

5.4. Måleserie2: Betydningen av kondensvann i veksleren

Fuktige overflater øker varmetransporten mellom flata og omgivelsene. Med romtemperatur på 20 °C og 30 % RF vil det i teorien kondensere når temperaturen kommer ned i 2 °C. Kondensen fukter overflata og kan derfor være med på å øke temperaturvirkningsgraden, men dersom avtrekkslufta kjøles ned under null grader fryser kondensen og varmetransporten avtar. Mye kondens i veksleren kan dessuten skape økning i trykkfallet over veksleren. På laboratoriet ble det gjort to måleserier for å undersøke om kondens gir utslag på virkningsgraden.

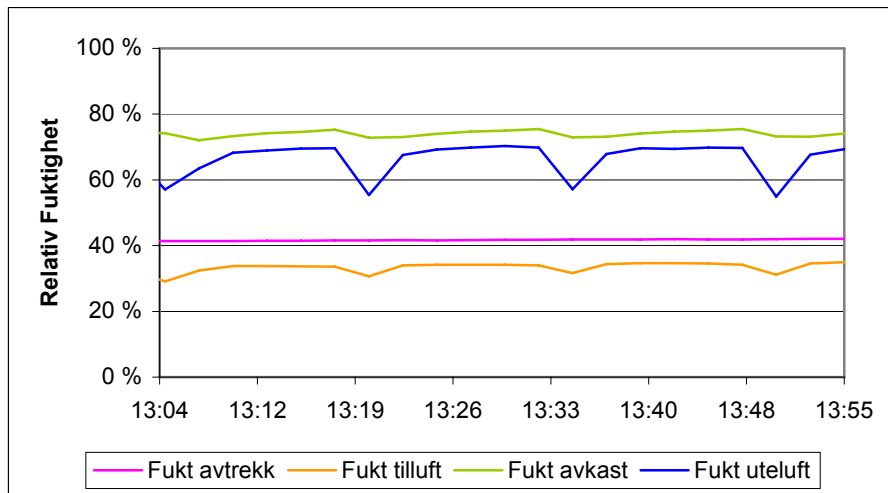
5.4.1. Heating 3 fra Nordtest:

Heating3 i Nordtest er beregnet for testing av vekslere i midlere klima, og er spesifisert med minus 2 °C inn på SL4R og vanninnhold $x > 0,0026$ [kg/kg]. Aggregatet kjøres i minimum 1 time. Her holdt uterommet minus 7 °C, som ga minus 1,5 °C inn på aggregatet. Avising på uterommet var satt til to ganger i døgnet à 40 min.



Figur 5-17 Temperaturmåling fra Heating 3

Måleserien er kjørt uten ettervarmebatteri. Konstante temperaturer ut fra SL4 R på tilluft og avkast tyder på at varmeveksleren har gått med konstant hastighet gjennom hele måleserien.



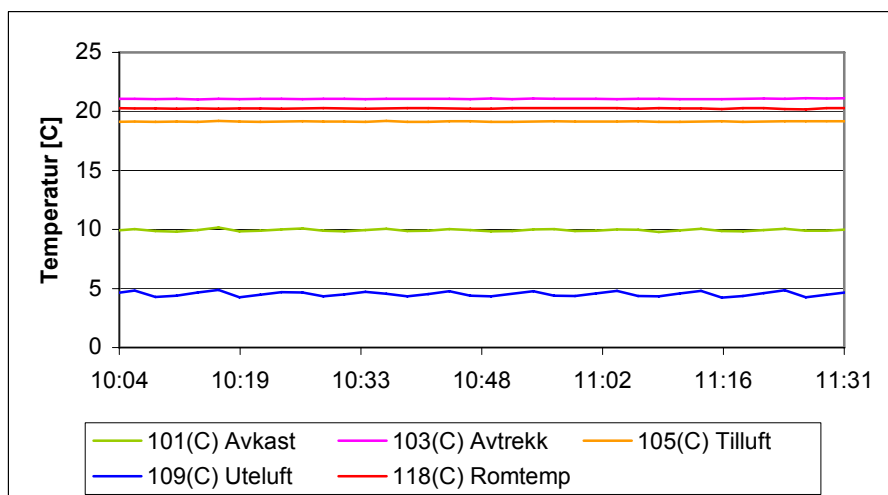
Figur 5-18 Relativ fuktighet i kanalene ved Heating 3

Fallene i relativ fuktighet på utelufta kommer av at kondensatoren på uterommet slår seg av. Avtrekkslufta med temperatur på 22 °C og relativ fuktighet 40 % har duggpunktstemperatur ved 7 °C. Avtrekkslufta kjøles ned til 6 °C. Avkastlufta som måler 6 °C er en blanding av luftstrømmer fra forskjellige temperatursjikt i veksleren, derfor vil det trolig være deler av luftstrømmen som kjøles ned under duggpunktet og fører til kondensering. Fuktig overflate øker varmeoverføringen. Denne sektoren roterer videre gjennom avtrekkslufta og tar opp mer varme. Etter hvert som veksleren varmes opp vil avtrekkslufta som holder høyere temperatur ta opp fukt som har kondensert i den kaldeste delen av veksleren, og det er derfor lite fukt overføring mellom til- og avtrekksiden. Måleserien gir virkningsgrader som under:

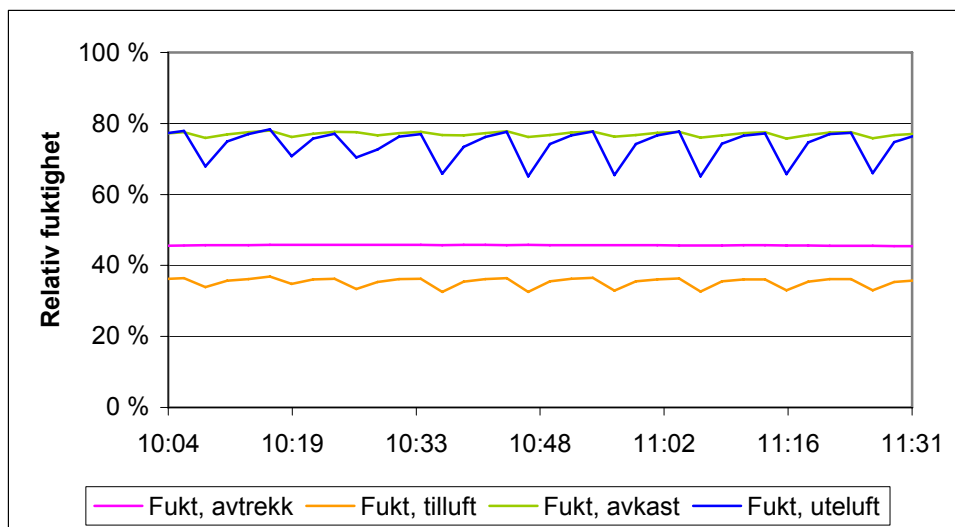
Temperaturvirkningsgrad	Fuktvirkningsgrad	Entalpivirkningsgrad
0,88	0,5	0,77

5.4.2. Måleserie NS-EN308:

NS-EN308 tester varmevekslere ved 5 °C utetemperatur og 25 °C innendørs. Måleserien skal gjøres ved ulike luftmengder. Her er det gjort måleserier for tre kombinasjoner luftmengder. Ettervarmebatteriet var koblet ut under kjøringen. Med lik luftmengde som for de øvrige måleseriene er temperatur- og fuktmålingene gitt under i figur 5-19 og 5-20.



Figur 5-19 Temperaturmåling for måleserie NS- EN308



Figur 5-20 Relativ fuktighet i kanalene ved NS-EN308

Samme svingninger i relativ fuktighet for utelufta som ved måleserien Heating3 som følge av at kondensatoren på uterommet slår seg av. Avtrekkslufta har duggpunkttemperatur lik 8 °C. Avkastlufta er 10 °C. På grunn av temperatursjiktning ut av veksleren kan det være deler av luftstrømmen som kjøles med til duggpunktstemperaturen, men det er sannsynligvis lite eller ingen kondens i veksleren. I NS-EN308 skal veksleren testes for ulike kombinasjoner av luftmengder ved like temperaturforhold. Tabell 7 viser temperaturvirkningsgraden for de tre tilfellene.

Tabell 8

Luftmengde, avtrekk	q _{mn}	1,5* q _{mn}	q _{mn}
Luftmengde, tilluft	q _{mn}	q _{mn}	1,5* q _{mn}
Temperaturvirkningsgrad	0,89	0,93	0,82

5.5. Årsvirkningsgrad

Utregning av årsvirkningsgraden, etter forslaget til revidering av NS3031 (1987) og likning 3-1, med månedsmiddeltemperaturen gir en virkningsgrad for SL4 R på 88 %. Beregninger i Vedlegg C. Målingene som er gjort i laboratoriet viser at momentanvirkningsgraden varierer lite med utetemperaturen.

Tabell 9

Måleserie	Defrost 3	Defrost 2	Heating 3	NS-EN308
Utetemperatur	-22,4	-16,3	-1	4,5
Momentanvirkningsgrad	0,85	0,88	0,88	0,89

Temperaturvirkningsgraden er dårlig egnet som målestandard, ettersom den ikke tar hensyn til luftmengdene gjennom veksleren. Dette gjør at det vil være lett å manipulere frem en høy virkningsgrad ved for eksempel å justere ned luftmengden på tilluftsiden. Resultatene fra måleserie NS-EN308 i tabell 7 med økning på henholdsvis til- og avtrekksvifta viser nettopp dette.

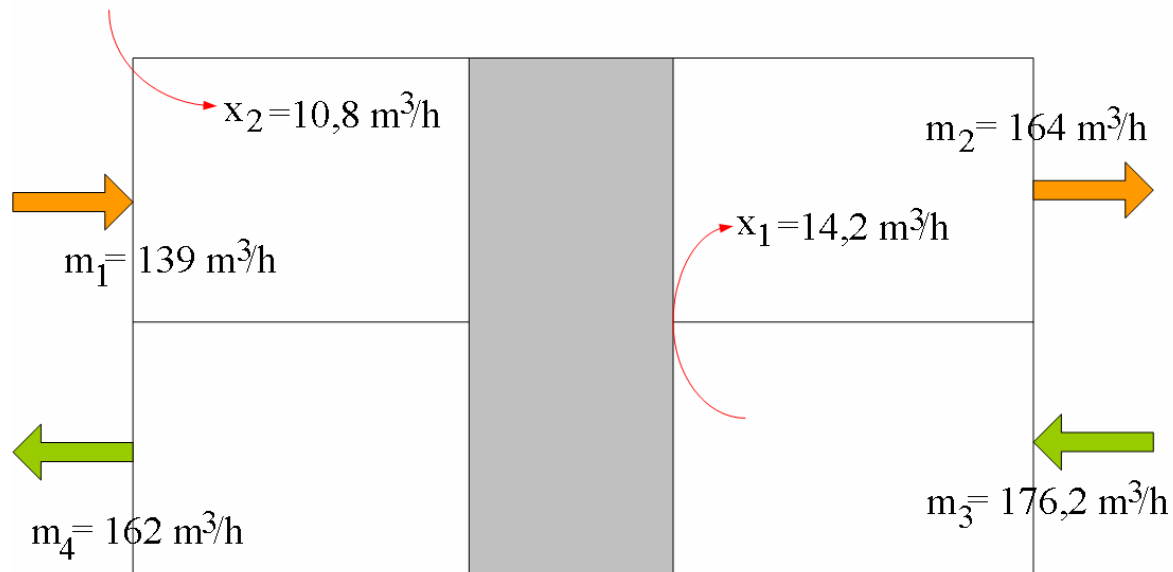
I varmeoverføringskapasiteten ϵ , som er omtalt i kapittel 3-2 inngår luftmengdene, og vil derfor gi et retttere inntrykk av energien overført i veksleren. Under følger verdiene for ϵ , beregnet fra likning 3-3 på bakgrunn av måleresultatene.

Tabell 10 Varmeoverføringskapasitet ϵ

Måleserie	Defrost 3	Defrost 2	Heating 3	NS-EN308
$(C_f(t_2-t_1))/(C_{\min}(t_3-t_1))$	0,85	0,88	0,88	0,89
$(C_a(t_3-t_4))/(C_{\min}(t_3-t_1))$	0,77	0,70	0,73	0,72

Varmeoverføringskapasiteten er en dimensjonsløs verdi, og skal som likning 3-3 viser være lik for tilluft- og avtrekksiden. Her er det imidlertid stor forskjell i verdiene.

Varmeoverføringskapasiteten på tilluftsiden blir lik temperaturvirkningsgraden ettersom C_f er C_{\min} . Årsaken ligger mest sannsynlig i ubalanse i luftmengdene. Beregningen av varmeoverføring tar utgangspunkt i at luftmengden inn og ut av veksleren på henholdsvis tilluft- og avtrekksiden er den samme. Luftmengdemålingene viser at det er avvik mellom luftmengdene inn og ut av aggregatet, både på avtrekks- og tilluftsiden. Noe av dette kan skyldes usikkerhet i målingene og i kalibreringen av målebendet, men dette tyder også på lekkasjer som fører til falskluft i aggregatet. Figuren under antyder mulige lekkasjestrømmer i aggregatet.



Figur 5-21 Mulige lekkasjestrømmer i SL4 R

På bakgrunn av luftbalansen fra figuren over er varmeoverføringskapasiteten beregnet med samme luftmengder inn og ut av veksleren på tilluftside og på avtrekkside.

Tabell 11

Måleserie	Defrost 3	Defrost 2	Heating 3	NS-EN308
$(C_f(t_2-t_1))/(C_{\min}(t_3-t_1))$	0,85	0,88	0,88	0,89
$(C_a(t_3-t_4))/(C_{\min}(t_3-t_1))$	0,78	0,69	0,73	0,73

Varmeoverføringskapasiteten i tabell 10 viser også uoverensstemmelse mellom til- og avtrekkside. Lekkasjestrømmer fra omgivelsene og avtrekkslufta har forskjellig temperatur fra den øvrige luftstrømmen. Det gjør at temperaturen målt i avtrekkskanalen er en blanding av temperaturen til luften gjennom veksleren og temperaturen til lekkasjelufta fra avtrekksiden. På samme måte vil temperaturen før veksleren på friskluftsida være en blanding av den målte temperaturen i kanalen og temperaturen på lekkasjestrømmen fra omgivelsene.

Fremgangsmåten for beregning av årsvirkningsgrad for Nordtest metoden er noe uklar, og er derfor ikke behandlet nærmere i denne rapporten.

6. Diskusjon og forslag til endringer

Oppgaven søker å redusere effektbehovet i ventilasjonsløsningene til Flexit, og har sett spesielt på ventilasjonsaggregatet SL4 R for boliger. Effektbehovet til ventilasjonsaggregater er fordelt mellom drift av vifter, varmeveksler og ettervarmingsbatteri. Ettervarmingen er en sikring for at aggregatet skal levere luft til oppholdssonen med en satt temperatur selv når veksleren ikke klare hele temperaturløftet. Reduksjon i effektbehov vil være i drift av vifter eller forbedring av varmeveksleren.

6.1. Utvikling av vifte og diffuser

Måleresultatene for den nye vifta B 133/40, viser at det er for lavt totaltrykk ut av viftehjulet til å levere den ønskede luftmengden. For å øke leveringsmengden til det ønskede nivået må turtallet økes til tre- fire tusen omdreininger. Et viftehjul med større radius vil oppfylle kravet til luftmengde. Viftehjul med større radius enn det B133/40 har, vil kunne gi problemer med plassering i aggregatet. I videre arbeid med vifteløsninger vil der derfor være viktig å se på utforming av viftehus som holder lufthastigheten ut fra viftehjulet konstant samtidig som det holder dimensjonskravene i SL4 R. B133/40 har imidlertid et mye lavere effektbehov enn den eksisterende vifta RFE DUU. Dette kan ikke alene tilskrives viftehjulet ettersom det er en annen motor som sitter i B133/40. Det er likevel en forbedring med tanke på å oppfylle kravet til SFP-verdi.

Måleresultatene viser også at støtdiffuser og den lange diffuseren gir de samme resultatene. Dette tyder på at det er avløsning av grensesjiktet i den lange diffuseren. Med så lave trykk- og leveringstall som B133/40 gir, vil det ikke være særlig aktuelt å jobbe videre med diffuseren ettersom kapasiteten er lavere enn for den eksisterende vifta allerede ut fra viftehjulet. Med et større viftehjul må problemet med avløsning i diffuseren løses for å oppnå optimal ytelse. Avløsning kan unngås ved å redusere diffuservinkelen, men mindre vinkel gir lengre diffuser og det vil det ikke være rom for i SL4 R. Støtdiffuser eller en kortere diffuser med avsugning av grensesjiktet vil derfor være den eneste løsningen for gjenvinning av det dynamiske trykket i overgangen mellom viftehuset og kanalen.

Hastighetsprofilen etter diffuseren avslørte en ujevnheter i kanalovergangen som resulterte i en forstyrrende virveldannelse. For at diffuseren skal få en høy virkningsgrad må det være en jevn hastighet inn i diffuseren. Overgangen mellom viftehuset og kanalen må derfor utbedres.

6.2. Årsvirkningsgrad

Minimumstemperaturen, etter veksleren på avtrekksiden, for avising som brukes i beregningen av årsvirkningsgraden er satt til minus 10 °C for roterende vekslere. Ved beregning av årsvirkningsgraden kan en bruke times- eller månedsmiddeltemperaturer. Dersom månedsmiddeltemperaturen blir benyttet i beregningen vil ikke avising komme frem i virkningsgraden, ettersom det er svært få steder med månedsmiddeltemperaturer under minus 10 °C. En minimumstemperatur på minus 10 °C etter veksleren, gir for denne veksleren, en minimumstemperatur inn på aggregatet lik minus 15,5 °C. Målingene på laboratoriet viser at den roterende veksleren ikke vil fryse igjen selv ved utetemperaturer under minus 20 °C. Med så lave temperaturer er det sannsynlig at det danner seg is på vekslerens avkastside, men dette reduserer ikke driften eller virkningsgraden i særlig grad. Minimumstemperaturen kan derfor trolig justeres ned for denne veksleren. Ved bruk av timesmiddeltemperatur i beregning av årsvirkningsgraden vil det telle positivt for denne veksleren. Det kreves imidlertid ettervarming ved lave utetemperaturer.

Kondensering ser ikke ut til å ha stor innvirkning på vekslerens virkningsgrad. Det er mulig at en del av kondensvæsken i veksleren tas opp i samme luftstrøm når rotoren varmes opp. Ved lave temperaturer overføres en del fukt fra avtrekkslufta til tillufta.

Beregninger av årsvirkningsgraden etter prNS3031 viser at vekslerens virkningsgrad er på 88 %. I praksis vil veksleren gå med varierende hastighet, og virkningsgraden er derfor ikke så konstant som det er antatt her. Med lave hastigheter på rotoren avtar virkningsgraden, og det vil redusere årsvirkningsgraden. Prosjektoppgaven [7] viser at virkningsgraden avtar ved utetemperaturer over 6 °C. En tydelig svakhet ved beregningen av årsvirkningsgrad slik den er gitt i forslaget til endring av NS3031 er at en benytter temperaturvirkningsgraden. Uten spesifikasjoner av luftmengder kan virkningsgraden lett manipuleres til å oppfylle kravene. En mer nøyaktig metode ville være å bruke varmeoverføringskapasiteten ϵ , men det krever mer omfattende målinger. Som luftmengdemålingene og utregningen av ϵ i tabell 9 viser, kan det i tillegg til luftmengdemålinger være nødvendig med lekkasjemålinger for å ha riktig volumstrøm gjennom vekslere.

7. Konklusjon

På bakgrunn av teorien i denne rapporten og målingen som er gjort i oppgaven kan en konkludere med;

For vifter

- Måleresultatene viser at den nye vifta B133/40 har for lavt totaltrykk ut fra viftehjulet til å levere ønsket luftmengde for SL4 R
- Det er avløsning i den lange diffuseren, og det gir derfor ingen økning i virkningsgrad.
- Overgangen mellom viftehus og kanalovergang må utbedres for å gi en jevn hastighetsprofil inn i diffuseren.

For varmeveksleren

- Veksleren fryser ikke til ved temperaturer ned til minus 20 °C, og minimumstemperaturen for avising av denne veksleren kan reduseres ned til minus 20 °C.
- Is som dannes på vekslerens avkastside ser ikke ut til hindre driften av aggregatet
- Ut fra beregninger etter høringsforslag til prNS3031 er årsvirkningsgraden for SL4 R 88 %
- Bruk av temperaturvirkningsgrad i beregning av årsvirkningsgrad kan gjøre det lett å manipulere virkningsgraden fordi i det ikke krever spesifisering av volumstrømmen på til- og avtrekksiden

Generelt for aggregatet

- Utettheter mellom avtrekk og tilluftside
- Dårlig isolering av aggregatets tilluftside og kanalstuss for kjøkkenhette.

Referanseliste

- [1] H. Hørup Sørensen, *Ventilation Ståbi 2.udgave*. Nyt Teknisk Forlag 2004
- [2] Frank M. White, *Fluid mechanics*, fifth edition, New York: McGraw-Hill Companies Inc. 2003
- [3] Jan M. Øverli, *Strømningsmaskiner Bind 1 Grunnlag*, A/L Tapir 1978
- [4] John D. Anderson, JR., *Fundamentals of areodynamics*, second edition, McGraw-Hill Inc. 1991
- [5] H. Schlichting, *Boundary-Layer Theory*, Sixth Edition, McGraw Hill Book Company, Inc. 1968
- [6] Bruno Eck, *Ventilatoren, Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Querstromventilatoren*, Fünfte Auflage, Springer-Verlag, 1991
- [7] M. Nerberg, Løsninger for boligventilasjon (Prosjektoppgave ved Norges teknisk-naturvitenskapelige Universitet, 2006)
- [8] Jan M. Øverli, *Strømningsmaskiner Bind 3 Termiske maskiner*, Tapir forlag, 1992
- [9] Samtale med professor Torbjørn Nielsen ved Institutt for energi og prosessteknikk, 6.september.2007
- [10] Høringsforslag prNS3031 Beregninger av bygningers energiytelse, Metode og data
- [11] M. Moran, H. Shapiro, *Fundamentals of engineering thermodynamics*, third edition, John Wiley & Sons Inc, 1998
- [12] William M. Kays, A.L. London, *Compact Heat Exchangers*, Third edition, McGraw Hill Inc, 1984
- [13] Tuncay Yilmaz, Orhan Büyükalaca, *Design of Regenerative Heat Exchangers*, Univercity of Çukurova, Taylor &Francis, 2003
- [14] F. Incropera, D. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, fifth edition, John Wiley & Sons Inc, 2002
- [15] L. Schrøder, H. Grønabæk, Hvilken indflydelse har fugt og temperatur på virkningsgraden, Exhausto Institute, [online] <http://www.exhausto.dk/composite-98.htm> [Accessed 02.mai 2007]
- [16] L. Stensaas, *Ventilasjonsteknikk1. Grunnlaget og systemer*, 3.utgave, Oslo: Universitetsforlaget, 1986, Kap 2 Fuktig luft
- [17] H.E. Hansen, P. Kjerulf- Jensen, O.B. Stampe, *Varme og klimateknikk*, DANVAK Grundbog, 1.utgave, 2.opplag, København: DANVAK A/S, 1992

- [18] S. O. Hanssen, J. V Thue, Ø. Skarstein, F. Gjerstad, V. Novakovic, *ENØK i bygninger Effektiv energibruk*, Universitetsforlaget 2.utgave 1996
- [19] S. Bilodeau, P. Brosseau, M. Lacroix, Y.Mercadier, Frost formation in rotary heat and moisture exchangers, Québec: Elsevier Science Ltd., 1999
- [20] S. Bilodeau, P. Brosseau, M. Lacroix, Y.Mercadier, Modelling of frost formation in rotary heat exchangers, Québec
- [21] R. B Holmberg, Prediction of condensation and frosting limits in rotary wheels for heat recovery in buildings
- [22] E. G. Phillips, R. E. Chant, D. R. Fisher, B. C. Bradley, Comparison of freezing control strategies for Residential Air to Air.
- [23] D. W. Ruth, D. R. Fisher, H. N. Gawley, Investigation of frost in rotary air-to-air heat exchangers
- [24] L. Z. Zhang, J. L. Niu, Energy requirements for conditioning fresh air and the longterm saving with a membrane-based energy recovery ventilator in Hong Kong, Hong Kong: Elsevier Science Ltd 2000
- [25] A. Hilmersson & U. Paulsson, Analysis of an Energy Recovery Ventilator, (Master Thesis in Mechatronical Engineering Halmstad University, January 2006)
- [26] Norsk Standard NS-EN308, Varmevexslere, Prøvingsprosedyrer for bestemmelse av ytelsen til luft/luft- og luft/avgass- varmegjenvinningsanlegg, 1.utgave juni 1997
- [27] Nordtest method, NT VVS 130, Air/Air heat recovery units: Aerodynamic and thermal performance testing
- [28] Byggforsk, Fukt i bygninger, Teorigrunnlag, *Byggforskserien 421.132 sending 2 - 2005* [online] <http://bks.byggforsk.no/>

Vedlegg A: Beregninger vifte

Vedlegg A.1: Utrekning av hastighetskomponenter

Radius r_2 og turtall n gir periferihastigheten u_2 :

$$u_2 = r_2 \cdot n = \frac{0,133}{2} m \cdot 2\pi \cdot \frac{2530}{60s} = 17,619 m/s$$

Luftmengden q og utløpsarealet A_2 gir meridianhastigheten c_{m2} :

$$c_{m2} = \frac{q}{A_2} = \frac{q}{2\pi \cdot r_2 \cdot b_2} = 3,324 m/s$$

Sinussetningen gir absolutthastigheten c_2 :

$$c_2 = u_2 \cdot \frac{\sin \beta_2}{\sin(\beta_2 + \alpha_2)} = 15,103 m/s$$

Med absolutthastigheten kjent finner en tangensialkomponent av utløpshastigheten:

$$c_{u2} = \cos \alpha_2 \cdot c_2 = 14,99 m/s$$

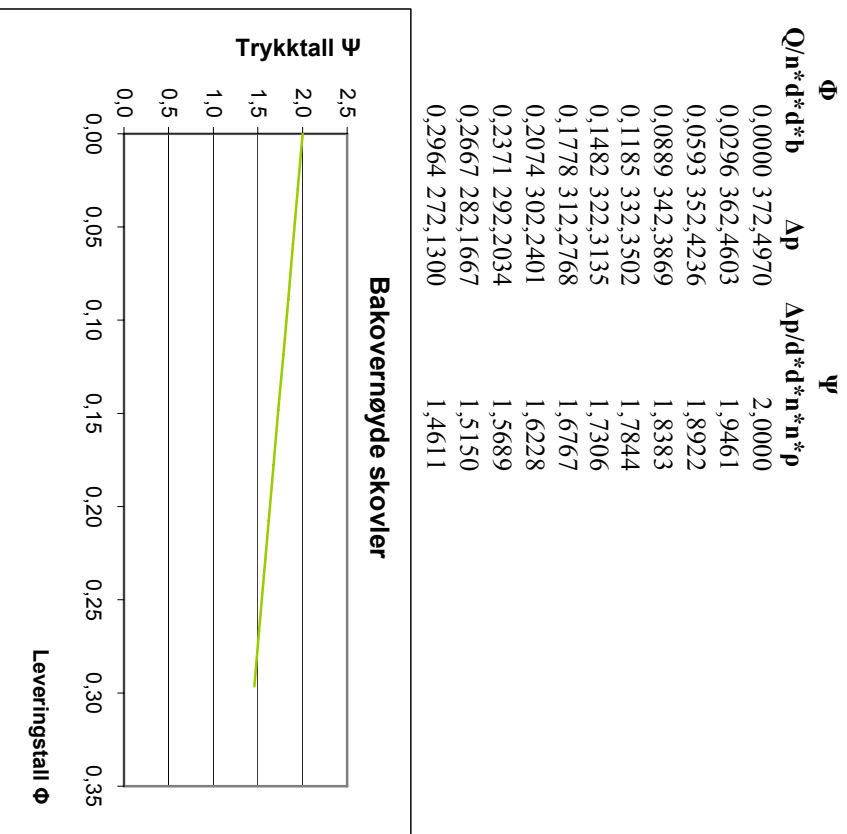
Bruker sinussetningen for å finne relativhastigheten w_2 :

$$w_2 = c_{m2} \cdot \frac{\sin 90}{\sin \beta_2} = 5,795 m/s$$

Excel ark Trykk og hastighetsberegninger ARK 1

Bakoverbøyde skovler

massestrøm	Q [m ³ /s]	0,056	Q	0,0000
viftehjulets innløps radius	r1 [m]	0,044	$Q/n \cdot d \cdot d \cdot b$	0,0000 372,4970
viftehjulets utløps radius	r2 [m]	0,067	Δp	372,4970
omdreiningstall	ω [s ⁻¹]	264,941	$\Delta p/d \cdot d \cdot n \cdot n \cdot p$	2,0000
viftebredde	b [m]	0,040	ψ	1,9461
	$\beta 1$ [rad]	0,698		1,8922
	$\beta 2$ [rad]	0,611		1,8383
	$\alpha 1$ [rad]	0,244		1,7844
	$\alpha 2$ [rad]	0,122		1,7306
tetthet	ρ [kg/m ³]	1,200		1,6767
periferhastighet, innløp	u1 [m/s]	11,525		1,6228
periferhastighet, utløp	u2 [m/s]	17,619		1,5689
meridianhastighet, innløp	cm1 [m/s]	5,082		1,5150
meridianhastighet, utløp	cm2 [m/s]	3,324		1,4611
absolutthastighet, innløp	c1 [m/s]	9,157		
absolutthastighet, utløp	c2 [m/s]	15,103		
	cu1 [m/s]	8,885		
	cu2 [m/s]	14,990		
relativ hastighet, innløp	w1 [m/s]	7,906		
relativ hastighet, utløp	w2 [m/s]	5,795		
Trykk			Etter vifta, 2	Etter diffusor, 3
statisk trykk	ps [Pa]	180,07	312,34	
dynamisk trykk	pd [Pa]	136,85	4,58	
totaltrykk	pt [Pa]	316,92	316,92	
trykksstigning	Δp [Pa]			



Vedlegg A.2: Utregning av helningsvinkel

Totaltrykkøkningen er gitt ved:

$$\Delta p_t = \rho \cdot u_2 \cdot c_2$$

Fra hastighetsdiagrammet i figur 2-3 ser en at:

$$\tan \beta = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}}$$

Det gir

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta}$$

Ved å sette dette uttrykket for c_{2u} inn i uttrykket for totaltrykket får en:

$$\Delta p_t = \rho u_2 \left(u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta} \right)$$

$$\Delta p_t = \rho u_2^2 - \rho u_2 \frac{c_{2m}}{\tan \beta}$$

Meridianhastigheten er gitt som i lign 2-2:

$$c_{2m} = \frac{q}{\pi d_2 b_2}$$

Uttrykket for meridianhastigheten i likningen over XX gir:

$$\Delta p_t = \rho u_2^2 - \rho q \frac{u_2}{\pi d_2 b_2 \tan \beta}$$

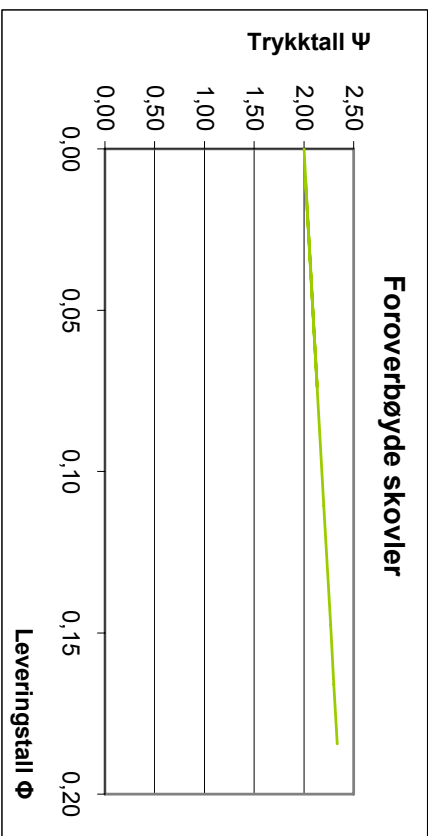
Med en gitt helningsvinkel β får en et uttrykk for luftmengden q :

$$q = \frac{\Delta p_t (\pi d_2 b_2 \tan \beta) - \rho u_2^2 (\pi d_2 b_2 \tan \beta) + u_2}{\rho}$$

Vedlegg A.3:

Foroverbøyde skovler	
massestrøm	Q [m ³ /s]
viftehjulets innløps radius	r_1 [m]
viftehjulets utløps radius	r_2 [m]
omdreiningstall	ω [s ⁻¹]
viftebredde	b [m]
	β_1 [rad]
	β_2 [rad]
	α_1 [rad]
	α_2 [rad]
tetthet	ρ [kg/m ³]
periferit hastighet, innløp	u_1 [m/s]
periferit hastighet, utløp	u_2 [m/s]
meridianhastighet, innløp	cm_1 [m/s]
meridianhastighet, utløp	cm_2 [m/s]
absolutthastighet, innløp	c_1 [m/s]
absolutthastighet, utløp	c_2 [m/s]
	c_{u1} [m/s]
	c_{u2} [m/s]
relativ hastighet, innløp	w_1 [m/s]
relativ hastighet, utløp	w_2 [m/s]

Q	Φ $Q/n*d*b$	Δp	Ψ $\Delta p/d*n*p$
0,0000	0,0000	412,74	2,0000
0,0056	0,0184	419,66	2,0335
0,0111	0,0369	426,58	2,0671
0,0167	0,0553	433,50	2,1006
0,0222	0,0738	440,43	2,1342
0,0028	0,0092	416,20	2,0168
0,0333	0,1107	454,27	2,2012
0,0389	0,1291	461,19	2,2348
0,0444	0,1476	468,11	2,2683
0,0500	0,1660	475,04	2,3019
0,0556	0,1845	481,96	2,3354



Vedlegg A.4: Dimensjonsanalyse Effekttall

Effekten P vifta trekker er en funksjon av massestrømmen Q , viftehjulets diameter D , og omdreiningstall n , samt luftas tetthet ρ og viskositet μ .

$$P = f(Q, D, n, \rho, \mu)$$

Problemet har seks variable, $n = 6$

P	Q	D	n	ρ	μ
ML^2T^{-3}	L^3T^{-1}	L	T^{-1}	ML^{-3}	$ML^{-1}T^{-1}$

Tabellen over viser at det er tre dimensjoner, $m = 3$

$n - m = 3$, gir tre π - grupper.

Den første π - gruppa:

$$\pi_1 = (n^a \rho^b D^c) P = (T^{-1})^a (ML^{-3})^b (L)^c (ML^{-2}T^{-3})$$

Masse M:	b		+1	= 0
Lengde L:	-3b	+c	+2	= 0
Tid T:	-a		-3	= 0

Utrekning gir $a = -3$, $b = -1$, $c = -5$:

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho n^3 D^5}$$

$$\pi_2 = (n^a \rho^b D^c) P = (T^{-1})^a (ML^{-3})^b (L)^c (L^3 T^{-1})$$

Masse M:	b			= 0
Lengde L:	-3b	+c	+3	= 0
Tid T:	-a		-1	= 0

Utrekning gir $a = -1$, $b = 0$, $c = -3$:

$$\pi_2 = \frac{Q}{n D^3}$$

$$\pi_3 = (n^a \rho^b D^c) P = (T^{-1})^a (ML^{-3})^b (L)^c (ML^{-1}T^{-1})$$

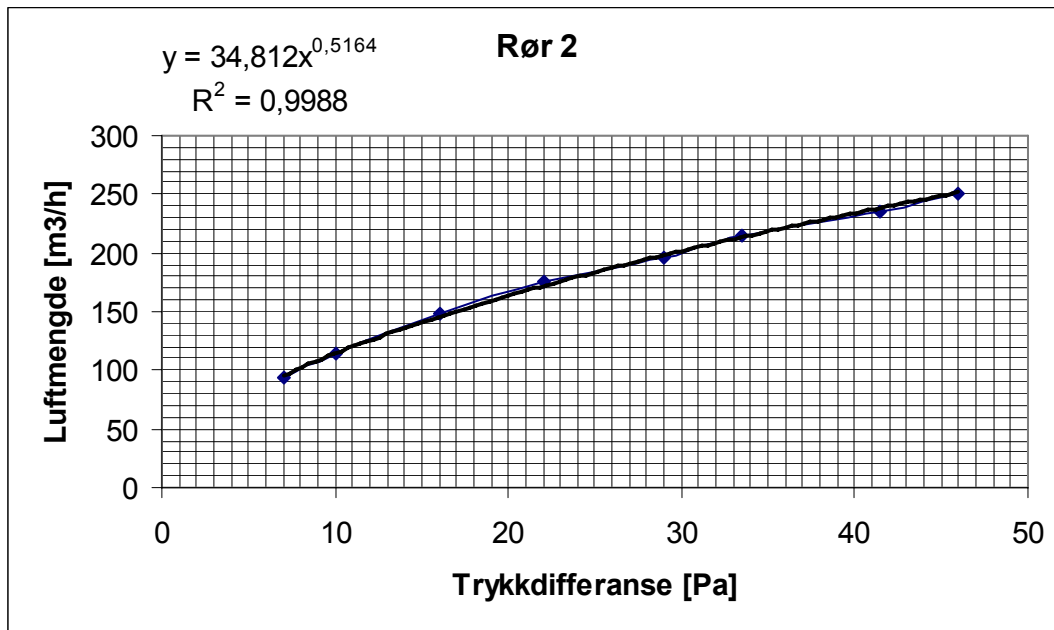
Masse M:	b		+1	= 0
Lengde L:	-3b	+c	-1	= 0
Tid T:	-a		-1	= 0

Utrekning gir $a = -1$, $b = -1$, $c = -2$:

$$\pi_3 = \frac{\mu}{n \rho D^2}$$

Vedlegg B: Kalibrering

Vedlegg B.1: Kalibreringskurve for målebend



Hvor luftmengden y er gitt av trykkdifferansen x i målebendet.

Vedlegg B.2: Kalibreringsfunksjon for Vaisala fuktighetsmålere:

I kanal 1 for Uteluft: Målernummer KN07- 0108:

$$y = 54,708x - 3,0708$$

I kanal 2 for Tilluft: Målernummer KN07- 0068:

$$y = 79,389x - 36,51$$

I kanal 3 for Avtrekk: Målernummer KN07- 0061:

$$y = 102,18x - 0,3484$$

I kanal 4 for Avkast: Målernummer KN07- 0100:

$$y = 50,852x - 0,0144$$

Hvor x er spenningssignalet ut fra måleren, og y er relativ fuktighet.

Vedlegg B.3: Kalibreringsfunksjon for effektmåler:

Effekten måles for hele aggregatet

$$W = 1239,6x - 499,3$$

Hvor x er spenningssignalet registrert av måleren

Vedlegg C: Beregning av virkningsgrad og fuktighetsbalanse**Vedlegg C.1: Defrost 2**

Virkningsgrad		Luftmengde	Temperatur	Fukt	Entalpi			
		[m ³ /h]	temp (C)	RF x[kg/kg]	$h = 1,006t + x(2501 + 1,8t)$ [kJ/kg]			
Gj.snittlig frisklufts side		157,80	-16,37	28,90 %	0,000375	-15,54		
Inn på SL4R			20,76	23,08 %	0,00325	29,14		
Ut fra SL4R								
Gj.snittlig avtrekks side								
Inn på SL4R		150,00	20,58	30,29 %	0,002875	28,00		
Ut fra SL4R		148,15	-6,58	51,25 %	0,001125	-3,82		
			$\eta_1:$	1,07	$\eta_2:$	1,22	$\eta_{tot}:$	1,09

Fuktighetsbalanse

Tetthet:	Masse:	Overført:	
$\rho = (1,293 * 273) / (273 + t)$	[kg/m ³]	[kg/h]	
Gj.snittlig frisklufts side		Frisklufta tar opp:	
Inn på SL4R	1,38	0,0005 Δx	0,53
Ut fra SL4R	1,20	0,0039	0,62
Gj.snittlig avtrekks side		Avtrekkslufta avgir:	
Inn på SL4R	1,20	0,0035	0,52 Δx
Ut fra SL4R	1,32	0,0015	0,22

Vedlegg C.2: Defrost 3

Virkningsgrad

Luftmengde	Temperatur	Fukt	Entalpi
	temp (C)	RF	$h = 1,006t + x(2501 + 1,8t) [kJ/kg]$
Gj.snittlig friskluftside			
Inn på SL4R	151,33	31,93 %	-21,92
Ut fra SL4R	168,75	39,70 %	23,90
Gj.snittlig avtrekkside			
Inn på SL4R	181,70	31,62 %	31,81
Ut fra SL4R	161,58	61,95 %	-6,98
	η_i :	0,85	η_{tot} :
		η_x :	0,88
			0,85

Fuktighetsbalanse

Tetthet:	Masse:	Overført:
$\rho = (1,293 * 273) / (273 + t)$	[kg/m ³]	[kg/h]
Gj.snittlig friskluftside		Frisklufta tar opp:
Inn på SL4R	1,41	Δx 0,72
Ut fra SL4R	1,23	0,05
		0,78
Gj.snittlig avtrekkside		Avtrekkslufta avgir:
Inn på SL4R	1,20	0,0051
Ut fra SL4R	1,34	0,0017
		0,93
		Δx 0,65
		0,27

Vedlegg C.3: Heating 3

Virkningsgrad

Luftmengde	Temperatur	Fukt	Entalpi
[m ³ /h]	temp (C)	RF x[kg/kg]	$h = 1,006t + x(2501 + 1,8t)$ [kJ/kg]
Gj.snittlig friskluftside			
Inn på SL4R	139,14	-1,05	66,50 % 0,00213
Ut fra SL4R	164,74	18,41	32,40 % 0,004
Gj.snittlig avtrekkside			
Inn på SL4R	176,17	21,10	41,53 % 0,00585
Ut fra SL4R	162,73	6,05	74,08 % 0,004
	η_t :	0,88	η_x :
			0,50
			η_{tot} :
			0,77

Fuktighetsbalanse

Tetthet:	Masse:	Overført:
$\rho = (1,293 * 273) / (273 + t)$	[kg/m ³]	[kg/h]
Gj.snittlig friskluftside		
Inn på SL4R	1,30	0,0028
Ut fra SL4R	1,21	0,0048
Gj.snittlig avtrekkside		
Inn på SL4R	1,20	0,0070
Ut fra SL4R	1,26	0,0050
		Frisklufta tar opp: 0,38 Δx
		Avtrekkslufta avgir: 1,23 Δx
		0,41

Vedlegg C.4: NS-EN308

Virkningsgrad

Luftmengde	[m ³ /h]	Temperatur		Fukt		Entalpi	
		temp (C)		RF	x[kg/kg]	h = 1,006t+x(2501+1,8t)[kJ/kg]	
Gj.snittlig frisklufts side							
Inn på SL4R	136,17	4,54		71,79 %	0,0035		13,35
Ut fra SL4R	165,08	19,24		35,26 %	0,00438		30,46
Gj.snittlig avtrekks side							
Inn på SL4R	179,67	21,06		45,69 %	0,00634		37,29
Ut fra SL4R	167,26	10,02		76,98 %	0,00537		23,60
		η_i :	0,89	η_s :	0,31	η_{tot} :	0,71

Fuktighetsbalanse

Tetthet:	Masse:	Overført:
$\rho=(1,293*273)/(273+t)$	[kg/m ³]	[kg/h]
Gj.snittlig frisklufts side		Frisklufta tar opp:
Inn på SL4R	1,27	0,60 Δx
Ut fra SL4R	1,20	0,87
Gj.snittlig avtrekks side		Avtrekkslufta avgir:
Inn på SL4R	1,20	1,36 Δx
Ut fra SL4R	1,24	1,12

Vedlegg D: Beregninger av årsvirkningsgrad

		Defrost 3	Defrost3 u/vb	Defrost 2	Hesting 3	NS 308
Tilluftsside						
Luftstrøm, inn	[m3/h]	148,96	151,3	157,8	139,1	136
Luftstrøm, ut	[m3/h]	166,99	168,7	160	164,7	165
Luftfuktighet	[kg/kg]					
Innløpstemperatur t_1	[°C]	-22	-22,4	-16,3	-1	4,5
Utløpstemperatur t_2	[°C]	20	14,3	16	18,4	19,2
Avtrekkside						
Luftstrøm, inn	[m3/h]	180,33	181,7	150	176	179
Luftstrøm, ut	[m3/h]	164,76	161,6	148	162,7	167
Luftfuktighet	[kg/kg]					
Innløpstemperatur t_3	[°C]	21	21	20,6	21	21
Utløpstemperatur t_4	[°C]	-10	-10	-6,6	6	10
Momentanvirkningsgrad	$(t_3-t_4)/(t_3-t_1)$	0,72	0,71	0,74	0,68	0,67
	$(t_2-t_1)/(t_3-t_1)$	0,98	0,85	0,88	0,88	0,89
Varmeoverføringskapasitet ϵ	$(C_f(t_2-t_1))/(C_{min}(t_3-t_1))$	0,98	0,85	0,88	0,88	0,89
	$(C_a(t_3-t_4))/(C_{min}(t_3-t_1))$	0,71	0,77	0,70	0,73	0,72

Virkningsgradssoner

Utetemperatur	?-20	-19 til 0	?0
Temperaturvirkningsgrad	0,85	0,88	0,89

Lekkasje	Defrost3	Defrost3 u/vb	Defrost2	Heating3	NS-EN 308
fra avtrekk til tilluft x1	15,57	20,1	2	13,3	12
falskluft x2	2,46	-2,7	0,2	12,3	17
Luftstrøm tilluft	151,42	148,6	158	151,4	153
Luftstrøm avtrekk	164,76	161,6	148	162,7	167
$(C_f(t_2-t_1))/(C_{min}(t_3-t_1))$	0,98	0,85	0,88	0,88	0,89
$(C_a(t_3-t_4))/(C_{min}(t_3-t_1))$	0,78	0,78	0,69	0,73	0,73

NS-EN 308													
Lufteffekt	150	[m ³ /h]											
Minimumtemp før frysing	-15,48	[C]											
Avtrekstemperatur	20	[C]											
$\theta_{s,min}$													
θ_s													
Mnd.middeltemperatur	jan	feb	mar	apr	mai	jun	jul	aug	sep	okt	nov	des	sum
	-4,3	-4	-0,2	4,5	10,8	15,2	16,4	15,2	10,8	6,3	0,7	-3,1	
Oslo	-1,9	-1,9	-1	1,7	5,5	8,9	11,9	11,4	8,1	4,5	1	-1,1	
Tromsø	$\theta_{s,i}$	$\theta_{s,i}$	$\theta_{s,i}$	$\theta_{s,i}$	$\theta_{s,i}$	$\theta_{s,i}$	$\theta_{s,i}$	$\theta_{s,i}$	$\theta_{s,i}$	$\theta_{s,i}$	$\theta_{s,i}$	$\theta_{s,i}$	
Arsvirkningsgrad	$\theta_{2,i}$	17,08	17,12	17,58	18,30	18,99	19,47	19,60	19,47	18,99	18,49	17,68	17,23
	$\theta_{2,i}-max[\theta$	21,38	21,12	17,78	13,80	8,19	4,27	3,20	4,27	8,19	12,19	16,98	20,33
Oslo	$(\theta_3-\theta_{s,i})$	24,3	24	20,2	15,5	9,2	4,8	3,6	4,8	9,2	13,7	19,3	23,1
Tromsø	η	0,88	0,88	0,88	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,88	0,88	0,88
	$\theta_{2,i}$	17,37	17,37	17,48	17,99	18,41	18,78	19,11	19,05	18,69	18,30	17,91	17,47
	$\theta_{2,i}-\theta_{s,i}$	19,27	19,27	18,48	16,29	12,91	9,88	7,21	7,65	10,59	13,80	16,91	18,57
	$(\theta_3-\theta_{s,i})$	21,9	21,9	21	18,3	14,5	11,1	8,1	8,6	11,9	15,5	19	21,1
	η	0,88	0,88	0,88	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89

Vedlegg E: Mollierdiagram

Luftens tilstand endres når den varmes opp, avkjøles, befuktes, avfuktes eller blandes. Et Mollierdiagram er et hjelpemiddel for å bestemme luftas verdier før og etter disse tilstandsendringene. I Mollierdiagrammet skilles det mellom tre tilstandsområder:

Umettet fuktig luft, bestemt ved at vanddampens partialtrykk er mindre enn metningstrykket ved en gitt temperatur:

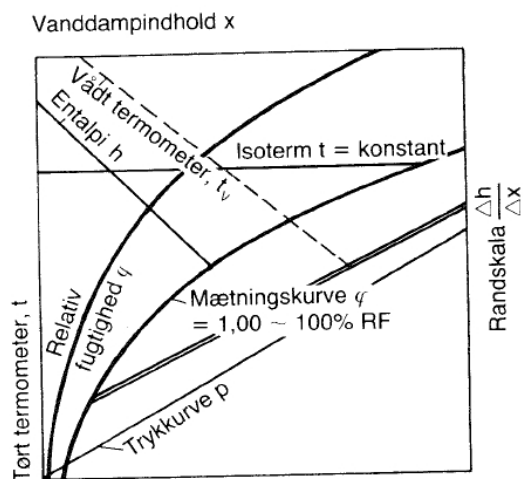
$$p_d < p_m [\text{Pa}], t > 0 [^{\circ}\text{C}] [1]$$

Mettet fuktig luft med fritt vann i dampform, karakterisert ved at luften inneholder mettet damp og fritt vann i dråpeform:

$$p_d = p_m [\text{Pa}], t > 0 [^{\circ}\text{C}] [1]$$

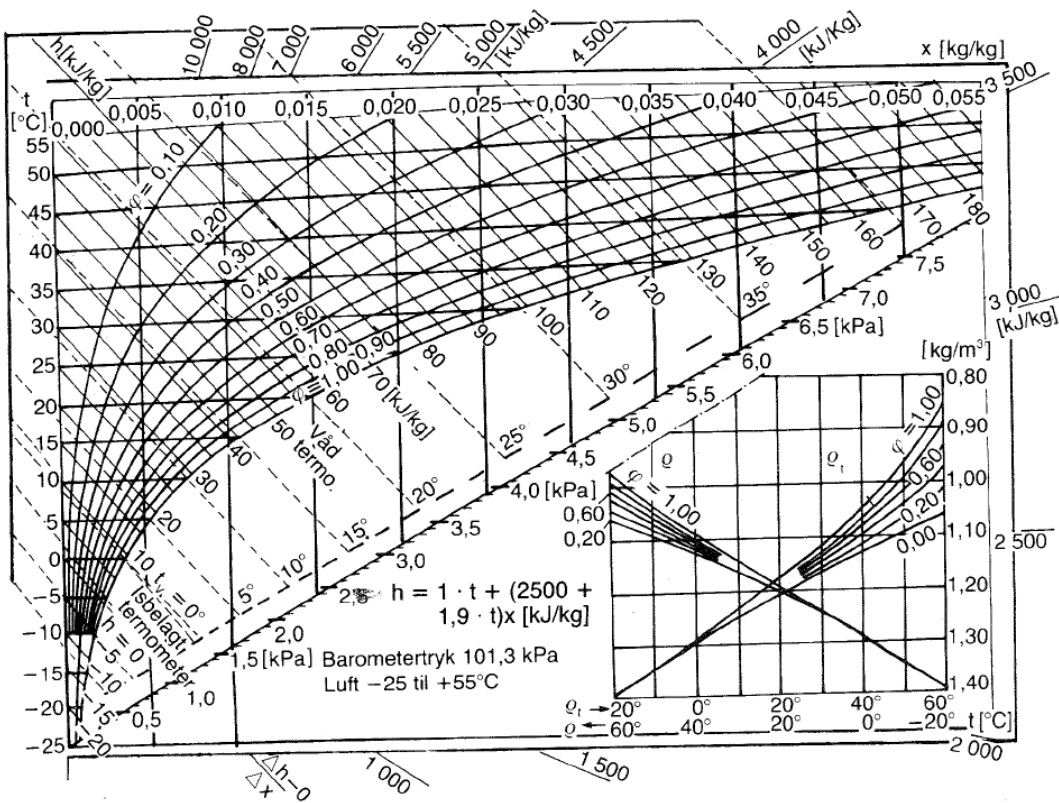
Mettet fuktig luft med fritt vann i form av rim, is eller snø

$$p_d = p_m [\text{Pa}], t \leq 0 [^{\circ}\text{C}] [1]$$



Figur I Kurver i Mollierdiagram

Ved å kjenne to av luftas parametere får en et punkt i Mollierdiagrammet som gir resten av parametrene. Luftas tørrkuletemperatur t leses av ved å følge isotermen til diagrammets venstre loddrette akse. Den relative fuktigheten leses av på den buede kurven for φ . Den skrå punktlinjen bestemmer den våte temperaturen t_v , mens vanddampinnholdet x leses av på den vannrette aksens øverst i diagrammet. Vanddampens partialtrykk p_v leses av på trykkkurven, mens metningstrykket p_m leses av ved å følge isotermen til metningskurven, og derfra loddrett ned til trykkkurven. Vannrett mot venstre fra metningspunktet gir duggpunktstemperaturen t_d , og entalpien h leses av på de skråde entalpi linjene.



Figur II Mollierdiagram