



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



Rapport

R7:1986

# Vindkonvektorer

## Värmepumpsystem med vindkonvektor

Per-Erik Nilsson

K  
A/N

INSTITUTET FÖR  
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Plac *811*

Byggeforskningsrådet

R7:1986

VINDKONVEKTORER

Värmepumpsystem med vindkonvektor

Per-Erik Nilsson

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
831170-4 från Statens råd för byggnadsforskning  
till Avdelningen för installationsteknik, Chalmers  
tekniska högskola, Göteborg

## REFERAT

Uteluftvärmepumpar med sk vindkonvektorer ökar kraftigt i antal på marknaden. Syftet med detta projekt är att belysa systemets funktion, främst med konvektorns placering och utformning.

För att kunna studera ett värmepumpsystem enligt ovan, har ett datorprogram utvecklats. I programmet upprättas en energibalans på normalårsbasis, där även energibalanser för de separata månaderna finns att tillgå.

I programutskrifterna erhålls viktiga dimensioneringsparametrar såsom årsvärmefaktor och täckningsgrad, vilket gör det relativt enkelt att jämföra olika systemlösningars inverkan på driften, både värmetekniskt och ekonomiskt.

Vidare studeras en vidareutvecklad modell av sk flänsbatteri, vilken främst skiljer sig från tidigare modeller genom ökad flänsdelning.

I Bygghörsningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

R7:1986

ISBN 91-540-4512-6

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck AB Stockholm 1986

## FÖRORD

Projektet har finansierats av Statens Råd för Byggnadsforskning (BFR) och bedrivits inom ramen för Avd för Installations- teknik, Chalmers Tekniska Högskola.

Ett varmt tack riktas till följande personer för deras medverkan i detta projekt:

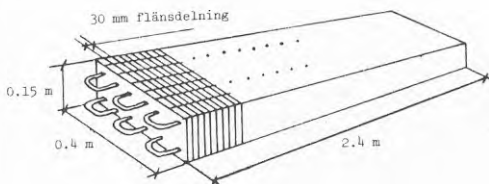
- Adjungerad professor Bernt Bäckström som under många diskussioner kommit med goda råd och ytterligare funderingar.
- Professor Enno Abel för hans omsorgsfulla granskning av detta arbete.
- Tekniker Leo van der Poel för hans hjälp med den praktiska delen av mätningarna.
- Ingenjör Kurt Edin för hans hjälp vid upprättandet av mätsystem.
- Civilingenjör Stefan Aronsson och ingenjör Henrik Abel för deras hjälp med att rita figurer.
- Sekreterare Lena Rosenblad som svarat för utskriften av detta arbete.

Göteborg i oktober 1985

Per-Erik Nilsson

## SAMMANFATTNING

Denna rapport består av i princip två delar. Den första och mindre omfattande delen behandlar en ny modell av s k flänsbatterier, vilka är utförda helt i koppar. Det som främst skiljer denna modell av flänsbatteri från tidigare modeller är den större flänsdelningen.



Studien av flänsbatterierna ger bl a följande resultat.

- Värmeövergångstalet  $k$  varierade under mätperioden mellan 2 och  $19 \text{ W/m}^2, \text{K}$ , beroende på vindhastighet och påfrysning.
- Värmeövergångstal som erhålls vid lätt påfrysning och vindstilla väderlek, dvs de värmeövergångstal som bör användas vid dimensionering av erforderlig vindkonvektorarea om periodisk avfrostning kan tillgripas, ligger i intervallet  $8-10 \text{ W/m}^2, \text{K}$ .

Den andra och mer omfattande delen av detta arbete omfattar utvecklingen av ett datorprogram. I programmet upprättas en energibalans med hjälp av vissa parametrar såsom klimatdata, byggnadens effektbehov osv.

Energibalansen upprättas på normalårsbasis, där även energibalanser för de separata månaderna finns att tillgå.

I programutskriften erhålls viktiga dimensioneringsparametrar, t ex årsvärmefaktor och täckningsgrad, vilket gör det relativt enkelt att jämföra olika systemlösningars inverkan på driften, både värmetekniskt och ekonomiskt.

INNEHÅLL

BETECKNINGSLISTA

BETECKNINGAR ANVÄNDA I DATORPROGRAMMET

INLEDNING . . . . .	10
1	VÄRMEPUMPEN . . . . . 12
1.1	Uteluftvärmepumpen . . . . . 14
1.2	Placeringsmöjligheter . . . . . 16
2	STUDIER AV VINDKONVEKTORER . . . . . 17
2.1	Flänsbatteri - en vidareutvecklad modell . . . . . 17
2.1.1	Flänsbatteriets uppbyggnad . . . . . 17
2.1.2	Konvektorernas placering . . . . . 17
2.1.3	Mätningarnas utförande . . . . . 18
2.1.4	Mätresultat . . . . . 20
2.2	Direktjämförelse mellan två konvektorer . . . . . 22
2.2.1	Försöksuppställning . . . . . 22
2.2.2	Mätutrustning . . . . . 23
2.2.3	Värmegenomgångskoefficientens framtagande . . . . . 24
2.2.4	Mätresultat . . . . . 27
3	EN UTELUFTVÄRMEPUMP MED VINDKONVEKTORER - DATORPROGRAM . . . . . 28
3.1	Olika parametrar som kan påverka värmepump- prestanda . . . . . 28
3.2	Datorprogrammet - beskrivning av använda modeller . . . . . 31
3.2.1	Lokala referensvindhastighetens beroende av kända klimatdata . . . . . 31
3.2.2	Vindhastigheten i byggnadens omedelbara närhet . . . . . 35
3.2.3	Uttryck för värmegenomgångskoefficientens vindberoende . . . . . 36
3.2.4	Värmeövergångskoefficienten på köldbärarsidan . . . . . 40
3.2.5	Temperaturhöjningen genom vindkonvektorn . . . . . 42
3.2.6	Mediaegenskaper hos köldbäraren . . . . . 43
3.2.7	Den betraktade byggnaden . . . . . 45
3.2.8	Värmepumpens drift . . . . . 48
3.2.9	Avfrostningsbehov hos aktuell konvektor . . . . . 52
3.2.10	Klimatdata . . . . . 54
3.3	Körning av datorprogrammet . . . . . 54
3.3.1	Förutsättningar . . . . . 54
3.3.2	Resultat . . . . . 57
3.4	Diskussion om datorprogrammet . . . . . 62
4	EKONOMI . . . . . 64
4.1	Vindkonvektorareans ekonomiska betydelse . . . . . 64
5	YTTERLIGARE ASPEKTER PÅ VINDKONVEKTORER . . . . . 67
5.1	Värmeövergångskoefficientens diameterberoende hos en rörkonvektor . . . . . 67
5.2	Vindkonvektorytans effektivitet . . . . . 70
6	SLUTSATSER . . . . . 71
REFERENSER . . . . .	72

BETECKNINGSLISTA

A	Total luftberörd area	[m <sup>2</sup> ]
b	Bredd	[m]
c	Värmekapacitivet	[J/kg, K]
C	Konstant	-
C <sub>p</sub>	Formfaktor	-
COP	Värmefaktor	-
d	Diameter	[m]
D	Konstant	-
E	Energi	[J]
$\dot{E}$	Eleffekt	[W]
g	Jordacceleration	[m/s <sup>2</sup> ]
h	Höjd	[m]
k	Värmegenomgångskoefficient	[W/m <sup>2</sup> , K]
l	Längd	[m]
L	Längd	[m]
m	Massa	[kg]
$\dot{m}$	Massflöde	[kg/s]
n	Antal	-
p	Tryck	[Pa]
q <sub>kond</sub>	Vattens kondensationsvärme	[J/kg]
q <sub>smält</sub>	Vattens smältvärme	[J/kg]
Q	Värme	[J]
$\dot{Q}$	Värmeeffekt	[W]
$\dot{S}$	Strålningsvärmeeffekt	[W]
t	Temperatur	[°C]
T	Temperatur	[°C]
u	Hastighet	[m/s]
V	Volym	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}$	Volymflöde	[m <sup>3</sup> /s]
z	Höjd över mark	[m]
$\alpha$	Värmeövergångskoefficient	[W/m <sup>2</sup> , K]
$\delta$	Tjocklek	[m]
$\epsilon$	Emissionsfaktor	-
$\lambda$	Värmeledningstal	[W/m, K]
$\rho$	Densitet	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\nu$	Kinematisk viskositet	[m <sup>2</sup> /s]
$\Delta t_{\lambda n}$	Logaritmisk medeltemperaturdifferens	[°C]



## Index

l	Kondensation
l	Inlopp
in	Inlopp
2	Förångning
2	Utlopp
ut	Utlopp
i	Insida
i	Inne
F	Frost
f	fluid
k	Konvektor
g	Gradienthöjd
m	Medel
s	Gränshöjd
u	Utsida
y	Ytter
w	Vägg
ref	Referens
av	Avfrostning
A	Terrängtyp A
B	Terrängtyp B
C	Terrängtyp C
R	Terrängtyp R

BETECKNINGAR ANVÄNDA I DATORPROGRAMMET

Vi	Köldbärarflöde som används vid mätningar på den använda konvektorn	[m <sup>3</sup> /s]
Vni	Det flöde som används i den aktuella studien	[m <sup>3</sup> /s]
Ra	Köldbärarens densitet	[kg/m <sup>3</sup> ]
C	Köldbärarens värmekapacitivitet	[J/kg, K]
Lamda	Köldbärarens värmeledningstal	[W/m, K]
A	Konvektorns luftberörda area	[m <sup>2</sup> ]
Di	Innerdiameter hos konvektorören	[m]
Dy	Ytterdiameter hos konvektorören	[m]
M	Antal parallella slingor hos konvektorn	[-]
L	En konvektorslingas längd	
Raf	Densiteten hos frost	[kg/m <sup>3</sup> ]
Frost	Frostens påfrysningshastighet	[m/dygn]
Qkond	Kondenseringsvärmets hos vatten vid 0 °C	[J/kg]
Qsmalt	Smältvärmets hos vatten vid 0 °C	[J/kg]
Tinne	Medeltemperaturen inne i den betraktade byggnaden	[°C]
Tf	Framledningstemperatur	[°C]
Thog	De temperaturer vid vilka värmepump- prestanda finns att tillgå	[°C]
Tmitt		
Tlag		
Tute	Utetemperatur	[°C]
Uo	Vindhastighet som anges i klimatdata	[m/s]
Un	Vidnastighet i byggnadens nära omgivning	[m/s]
Uk	Vindhastighet som direkt påverkar vindkonvektorn	[m/s]
Tid	Frekvens av ett visst klimattillstånd	[1/10 000]
Evp	Värmepumpens avgivna energi	[Wh]
Pvp	Värmepumpens energibehov	[Wh]
Qbehov	Byggnadens effektbehov	[Wh]
Elbehov	Byggnadens energibehov	[Wh]
Manad	Antal timmar i månaden	[h]
Qav	Avfrostningsenergi	[Wh]

Cp	Tryckkoefficienterna	[-]
Z	Vindkonvektorns höjd över mark	[m]
K1	Värmeomgångskoefficienten hos opåfrusen konvektor	[W/m <sup>2</sup> ,K]
K2	Värmeomgångskoefficienten hos påfrusen konvektor	[W/m <sup>2</sup> ,K]
Nyi	Köldbärarens kinematiska viskositet	[m <sup>2</sup> /s]
Pri	Pr för köldbäraren	[-]
Re	Re för köldbäraren	
Alfa	Värmeövergångskoefficient	[W/m <sup>2</sup> ,K]
Tin	Köldbärartemperatur in i konvektorn	[°C]
Tut	Köldbärartemperatur ut ur konvektorn	[°C]
Tln	Logaritmisk medeltemperaturdifferens över konvektorn	[°C]
Qutan	Upptagen effekt	
Q2utan	opåfrusen konvektor	[W]
T2	Förångningstemperatur	[°C]
Q1u	Kondensoreffekt med opåfrusen konvektor	[W]
Eu	Kompressoreffekt med opåfrusen konvektor	[W]
Qmed	Upptagen effekt i	
Q2med	påfrusen konvektor	[W]
Q1m	Kondensoreffekt med påfrusen konvektor	[W]
Em	Kompressoreffekt med påfrusen konvektor	[W]
Delf	Påfrysningstjocklek under den aktuella tidsperioden	[m]

## INLEDNING

Värmepumpar som utnyttjar uteluften som värmekälla utgör en idag mycket konkurrenskraftig lösning inom effektområdet 10-100 kW dimensionerande effekt och i vissa speciella fall ännu större. Särskilt intressanta är sådana värmepumpar i byggnader där det finns en oljepanna, som även efter installation av värmepump kan svara för den erforderliga tillsats-effekten vid låga utetemperaturer. Det naturliga sättet att utforma ett sådant system är att dimensionera värmepumpen så att den klarar byggnadens totala värmebehov ned till ca 0 °C, varefter oljepannan får gå in och täcka skillnaden mellan det som byggnaden kräver och det som värmepumpen ger. Normalt krävs 10 å 15 % av det ursprungliga oljebehovet härför, dvs värmepumpen ersätter 85 å 90 % av oljebehovet.

I värmepumpsystem där uteluften utgör värmekällan, är utformningen av systemet för uppfångning av värme ur uteluften mycket viktig ur såväl funktions- som kostnadssynpunkt. Huvudkomponenten i detta uppfångningssystem är den värmeuppfångande konvektorn, som överför värme från uteluften till, beroende på om det är ett direkt eller indirekt kopplat system, köldmediet eller köldbäraren.

Som alltid då det gäller konvektiv värmeöverföring mellan en gas och en vätska, är det värmeövergångskoefficienten på luftsidan som är avgörande för konvektorns värmegenomgångskoefficient. Ju högre värmeövergångskoefficienten är på luftsidan desto mindre blir den erforderliga konvektorarean och därmed kostnaderna för själva konvektorn. Det närmast till hands liggande sättet att höja värmeövergångskoefficienten på luftsidan är att forcera luftflödet genom konvektorn med hjälp av en fläkt. När det gäller värmepumpar kan emellertid fläkten utgöra en komplikation genom att den dels alstrar ljud, dels ökar kravet på elektriska installationer. Med hänsyn till detta kan det, bl a vid värmepumpinstallationer i enfamiljshus och flerfamiljshus, vara fördelaktigt och tekniskt och ekonomiskt konkurrenskraftigt att välja en konvektorlösning som klarar värmeuppfångningen ur uteluften utan den flödesforcerande fläkten. Detta är inte möjligt hos en geometriskt likformig konvektor utan en ökning av konvektorarean. Ökningen motsvarar dock inte direkt skillnaden mellan värmeöverföringsegenskaperna vid forcerat luftflöde genom konvektorn och renodlad egenkonvektion genom att man i praktiken har en naturlig forcering av luftflödet genom att uteluften alltid rör sig på grund av vinden. Det är således i praktiken fråga om en kombinerad egenkonvektions- vindkonvektor. I fortsättningen benämns denna typ av värmeupptagare vindkonvektor, för att tydligt markera konvektorns kraftiga vindberoende.

Upptagningen av värme ur uteluften i en konvektor utan fläkt är mycket starkt beroende av konvektorns utformning. Det är därför viktigt att konvektorn verkligen är såväl tekniskt som ekonomiskt optimalt utformad. För att en sådan optimal utformning skall vara möjlig, krävs god kunskap om dels hur konvektorns detaljutformning påverkar värmeöverföringsegenskaperna, dels vilka dessa värmeöverföringsegenskaper i verkligheten är vid olika detaljutformningar. De här frågorna har på uppdrag

av Statens råd för byggnadsforskning studerats vid avdelningen för Installationsteknik vid Chalmers tekniska högskola. Arbetet har skett i två etapper. Den första av dessa inriktades på alternativa detaljutformningar av vindkonvektorn. Resultaten av de genomförda undersökningarna har redovisats i BFR-rapport R35:1985. Den här föreliggande rapporten utgör redovisningen för den andra etappen, som i första hand varit inriktad på att ge direkt underlag för utformning och dimensionering av värme-pumpanläggningar där värmeuppsamlingen ur uteluften sker med hjälp av vindkonvektorer.

En första förutsättning för att beräkningsmässigt kunna behandla vindkonvektorer, är en god kännedom om konvektorns värmeöverföringsegenskaper under olika förhållanden. Ett förhållandevis omfattande provningsprogram har genomförts för att ta fram nödvändiga uppgifter härom. Detta redovisas i rapportens första del. Bland annat med utgångspunkt i det erhållna mätresultatet har ett datorprogram för beräkningsmässig behandling av värmepumpsystem med vindkonvektorer utarbetats.

När värmepumpsystem diskuteras kan det ibland råda en viss osäkerhet om innebörden av en del begrepp. Därför sammanställs nedan några i rapporten ofta förekommande, grundläggande begrepp och deras innebörd.

- Konvektor = Värmeväxlare som tar upp värme ur uteluften.
- Köldbärare = Det medium som cirkulerar mellan konvektor och förångare vid indirekta system.
- Köldmedium = Det arbetsmedium som används inne i den slutna värmepumpprocessen.
- Värmebärare = Det medium som tar upp avgivet värme på kondensorsidan.

## 1 VÄRMEPUMPEN

Värmepumpmarknaden har under de senaste åren haft ett kraftigt uppsving i Sverige. Detta beror främst på förhållandet mellan priserna på elektricitet och värme, där det relativt låga elpriset gör det ekonomiskt försvarbart att producera värme med värmepumpar.

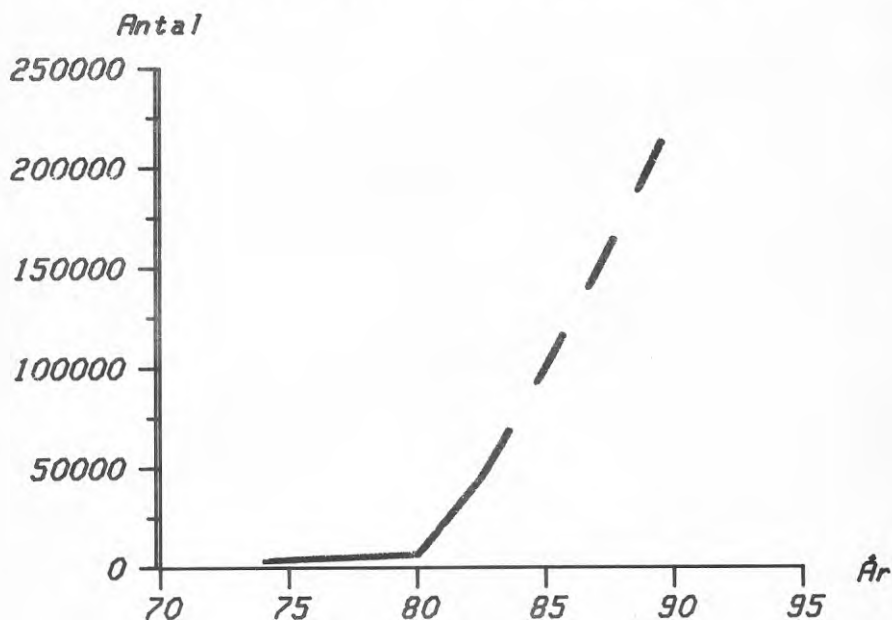
Tekniken, som är känd sedan första hälften av 1800-talet, användes fram till 1930-talet närmast uteslutande inom kylindustrin.

De första värmepumpinstalleringarna installerades på 1930-talet i USA, där de utnyttjades i luftkonditioneringsanläggningar för att både kyla och värma luft.

I Sverige uppfördes de första anläggningarna under 1950-talet, men inte förrän i början av 1970-talet, då oljepriserna tredubblades på två år, kom värmepumpen att framstå så intressant ur ekonomisk synvinkel att den på allvar började göra intrång på marknaden.

Från och med senare hälften av 1970-talet har en intensiv forskning och utveckling av värmepumpen ägt rum samtidigt som värmepumpförsäljningen ökat mycket kraftigt.

I slutet av 1982 upprättade Byggforskningsrådets värmepumpgrupp en prognos för villavärmepumpmarknaden i Sverige.

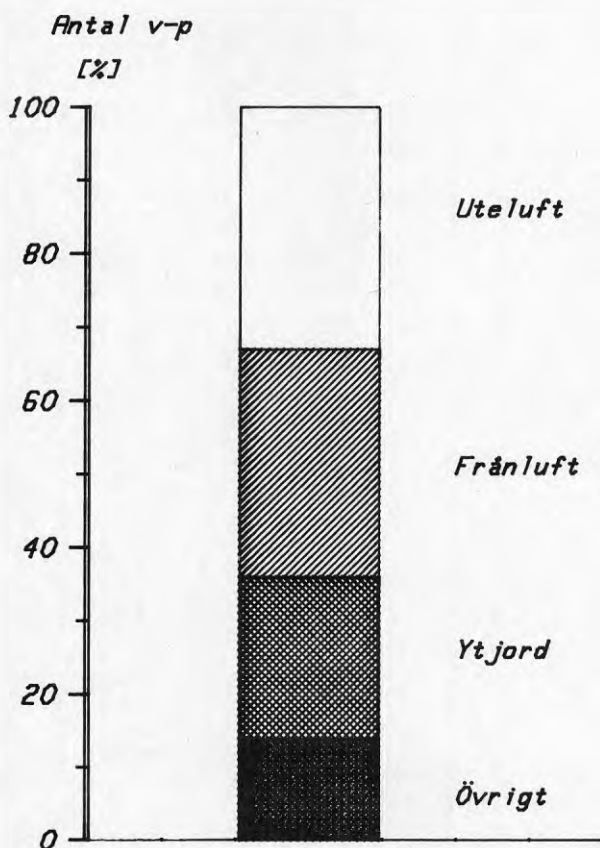


Figur 1.1 Prognos för villavärmepumpmarknaden i Sverige fram till år 1990.

Årsskiftet 1984/85 fanns ca 100.000 värmepumpar installerade i Sverige, vilket stämmer väl överens med prognosen i fig 1.1.

Av samtliga installerade värmepumpar i Sverige är över 95 % i storleksklassen villavärmepumpar (0-25 kW värmeeffekt).

Vid användande av värmepumpar kan ett antal olika värmekällor utnyttjas.



Figur 1.2 Fördelningen av antalet värmepumpar mellan olika värmekällor (tom 1984, enligt data från SVEP\*).

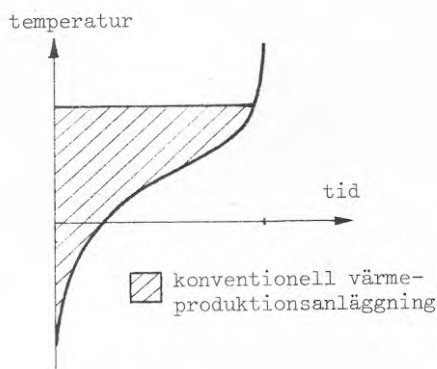
\*SVEP (Svenska Värmepumpföreningen)

Det bör observeras att figuren skulle få ett helt annat utseende om betraktelsen görs med avseende på installerad värmeeffekt i stället för antalet värmepumpar. I en sådan betraktelse skulle t ex de få (men stora) avloppsvärmepumparna slå igenom kraftigt.

Potentialen för villavärmepumpar är stor då mellan 75.000 och 100.000 av värmelanläggningarna i svenska småhus byts ut varje år. Vidare uppförs ca 10.000 nya småhus årligen. Dessa senare har normalt ett mycket litet värmebehov. Det blir då främst tappvarmvattenbehovet som styr värmepumpinstallationen, varför endast mycket små värmepumpar kommer ifråga.

### 1.1 Uteluftvärmepumpen

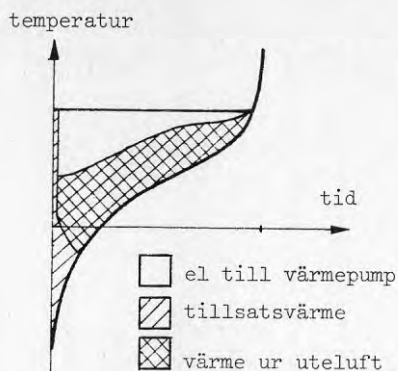
Om värmekonsumentens behov av värme uttrycks i form av varaktighetsdiagram kan olika värmeproduktionsanläggningars funktion beskrivas på ett överskådligt sätt.



Figur 1.3 En konventionell värmeproduktionsanläggningens täckning av värmebehovet.

Den konvektionella värmeproduktionsanläggningen (t ex en oljepanna) täcker hela årsbehovet av värme.

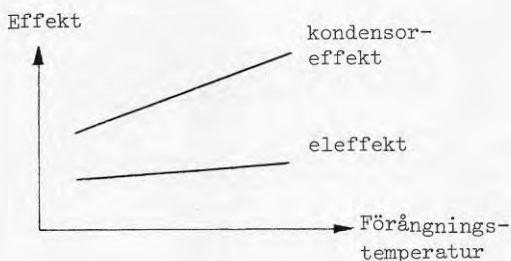




Figur 1.4 En uteluftvärmepumps täckning av värmebehovet.

Uteluftvärmepumpen klarar inte hela årsvärmebehovet utan måste kompletteras i någon form (t ex av en elpatron eller en oljepanna/oljekassett). Om värmepumpen installeras i en byggnad med fungerande oljepanna, blir oljepannan det naturliga komplementet.

Att uteluftvärmepumpen inte ensam klarar hela årsvärmebehovet sammanhänger med att värmepumpens avgivna effekt sjunker med fallande förångningstemperatur, vilken beror av utetemperaturen.



$$\text{COP} = \frac{\text{kondensoreffekt}}{\text{eleffekt}}$$

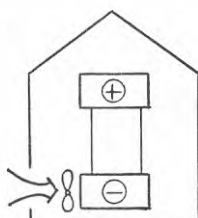
Figur 1.5 Schematisk bild av en uteluftvärmepumps prestanda som funktion av förångningstemperaturen.

Som synes sjunker även värmefaktorn COP med fallande förångningstemperatur.

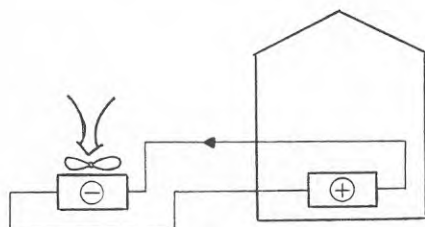
De uteluftvärmepumpar som för närvarande finns att tillgå på marknaden har även en lägsta drifttemperatur, främst för att skydda kompressorn som inte tål alltför höga tryckstegringar.

## 1.2 Placeringsmöjligheter

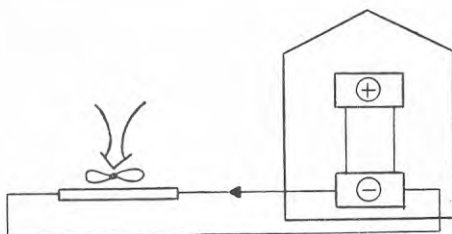
Ett antal olika alternativ finns att välja på ifråga om placering av värmepumpen. Placeringen bestäms oftast av vilken värmepump som väljs.



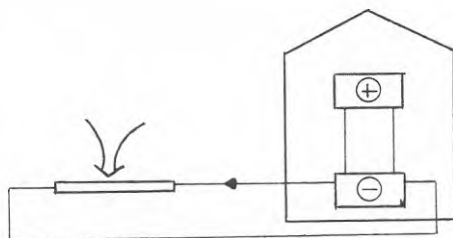
Förångaren i byggnaden. Luft tas in till förångaren med hjälp av fläkt.



Förångaren placerad utomhus. Luft tvingas genom förångaren med hjälp av fläkt.



Förångaren i byggnaden. Luft tvingas genom en utomhusplacerad konvektor med hjälp av fläkt. En köldbärare cirkuleras mellan konvektor och förångare.



Förångaren i byggnaden. Luft genomströmmar konvektorn naturligt. Ingen fläkt. En köldbärare cirkuleras mellan konvektor och förångare.

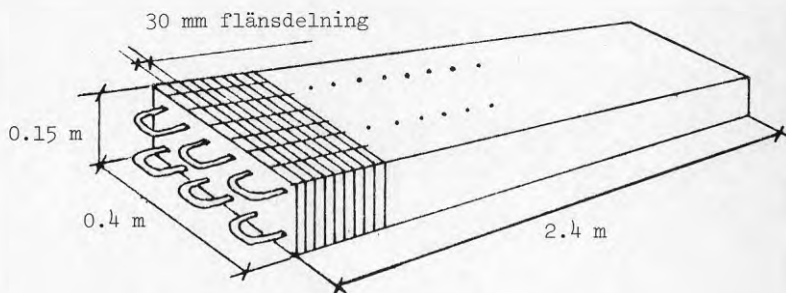
Figur 1.6 Alternativa placeringar av uteluftvärmepump.

## 2 STUDIER AV VINDKONVEKTORER

### 2.1 Flänsbatteri - en vidareutvecklad modell

En modifierad modell av vindkonvektor, typ flänsbatteri, har undersökts. Det finns redan undersökningar av flänsbatteriers prestanda (se ref [1]), men de undersökningarna gäller en tidigare typ som till utformningen, främst flänsdelningen, skiljer sig från de flänsbatterier som studeras här. Den här undersökta konvektorn är framtagen med utgångspunkt bl a i erfarenheter från den tidigare undersökningen.

#### 2.1.1 Flänsbatteriets uppbyggnad



Figur 2.1 Ett flänsbatteris uppbyggnad.

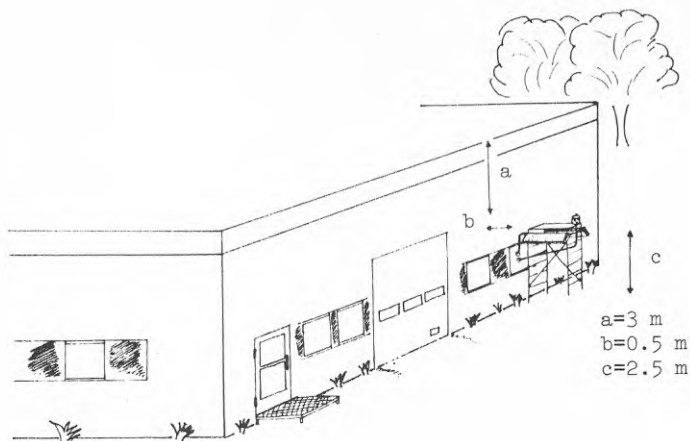
Flänsbatterierna är utförda helt i koppar med en luftberörd area av  $12,4 \text{ m}^2$  per konvektor. Uppbyggnaden framgår av fig 2.1.

Under försöket användes två konvektorer för att förse en värmepump med värme. I verkliga fall då en värmepump används för uppvärmning av villor, krävs även där två flänsbatterier för att kunna förse värmepumpen med erforderligt värme. Dessa två konvektorer medger en total luftberörd area på  $24,8 \text{ m}^2$ .

#### 2.1.2 Konvektorernas placering

Under försöket var konvektorerna placerade på en ställning intill den byggnad där värmepumpen fanns.

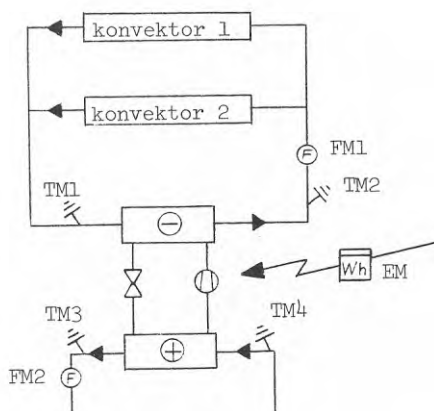
Placeringen valdes dels med tanke på åtkomlighet, dels med tanke på att konvektorerna skulle exponeras för vind. Konvektorerna hängde relativt nära varandra i sidled och på samma höjd, vilket innebär att båda konvektorerna kan anses ha varit lika exponerade för vind.



Figur 2.2 Flänsbatteriernas placering.

### 2.1.3 Mätningarnas utförande

Värmepumpuppställning med tillhörande vindkonvektorer visas i fig 2.3.



Figur 2.3 Mätupställning under prestandaprov för flänsbatteri.

Uppmätta storheter för bestämning av konvektorprestanda är:

Storhet	Givar- beteckn	Givare	Onoggrann- het
Köldbärarflöde (förångarsidan)	FM1	Noggrant kalibrerad flödesmätare	< 2 % på avläst värde
Köldbärar- temperaturer	TM1 TM2	Kalibrerade insticks- termometrar	< 0,5 °C
Värmebärarflöde (kondensorsidan)	FM2	Noggrant kalibrerad flödesmätare	< 2 % på avläst värde
Värmebärar- temperaturer	TM3 TM4	Kalibrerade insticks- termometrar	< 0,5 °C
Kompressorns energiförbrukning	EM	Elmätare (kWh-mätare)	< 1 % på registrerat värde

Tabell 2.1 Använda mätinstrument.

Avgiven värmeeffekt till förångaren kan allmänt uttryckas som

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t \quad (2.1)$$

För att bestämma värmegenomgångskoefficienten,  $k$ , hos konvektorerna måste den effekt som konvektorerna fångar upp ur uteluften bestämmas. Detta kan göras på principiellt två olika sätt.

- I. Direkt bestämning av upptagen effekt i konvektorerna.

Den effekt som tas upp i konvektorerna är lika med den effekt som avges i värmepumpens förångare, om eventuella förluster i ledningar mellan konvektorer och förångare försummas.

Temperaturdifferensen måste vid stationära förhållanden vara lika stor över konvektorerna som över förångaren.

Upptagen effekt i förångare kan med hjälp av (2.1) skrivas

$$\dot{Q}_2 = \dot{V}_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2 \cdot \Delta t_2 \quad (2.2)$$

Temperaturdifferensen  $\Delta t_2$  är av storleksordningen 2-3 °C. Detta innebär att, med den tidigare angivna felmarginalen hos termometrarna, blir noggrannheten i det framräknade värdet  $\pm 30-50$  %.

Den här stora onoggrannheten är givetvis oacceptabel om framräknade resultat skall kunna ligga till grund för mer långtgående slutsatser.

Därför har istället metoden som beskrivs under nästa punkt använts vid framtagnandet av förångareffekten.

## II. Indirekt bestämning av upptagen effekt i konvektorerna.

För en värmepump där värmeförluster mot omgivningen kan försummas gäller att

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{E} \quad (2.3)$$

Om nu kondensoreffekten  $\dot{Q}_1$  och eleffekten  $\dot{E}$  bestäms, kan förångareffekten  $\dot{Q}_2$  bestämmas.

Kondensoreffekten kan uttryckas på samma sätt som (2.1)

$$\dot{Q}_1 = \dot{V}_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 \quad (2.4)$$

Temperaturdifferensen  $\Delta t_1$  är av storleksordningen 40 °C, vilket innebär att mätonoggrannheten på temperaturmätningen kan hållas kring 2 %. Totala mätonoggrannheten för kondensoreffekten är därför mindre än 5 %.

Den använda värmepumpen är mycket väl isolerad på den "varma" sidan, varför (2.3) kan anses vara uppfyllt.

Då eleffekten mäts med en onoggrannhet mindre än 1 %, blir totala felet i mätningarna med den indirekta metoden högst 6 %.

Skulle det trots allt finnas icke försumbara värmeförluster i värmepumpen, innebär detta ingen överskattning av konvektorernas prestanda utan man erhåller i ett sådant fall något lägre k-värden än de i verkligheten rådande.

### 2.1.4 Mätresultat

Värmegenomgångskoefficienterna uppvisar en kraftig variation, främst beroende på vindhastighet och påfrysning. Värden från 2 W/m<sup>2</sup>, K upp till 19 W/m<sup>2</sup>, K har noterats.

De lägsta värdena noteras för helt igenfrusna konvektorer vid vindstilla väderlek. Värdena vid helt igenfrusna konvektorer skiljer sig inte nämnvärt från motsvarande värden för den tidigare generationen flänsbatterier (ref [1]), vilket är helt naturligt vid en betraktelse av geometrin. Helt igenfrusna konvektorer får formen av en låda i båda fallen.



Figur 2.4 Helt igenfruset flänsbatteri.

Den luftberörda arean begränsas till

$$A = 2(b \cdot l + b \cdot h + h \cdot l) \quad (2.5)$$

Med siffervärden insatta i (2.5) fås den nya luftberörda arean  $2,6 \text{ m}^2$ , vilket till en del kan förklara de låga  $k$ -värdena. Resten av förklaringen är att den kraftiga påfrysningen också har en isolerande verkan, vilket försvårar värmetransporten från omgivande luft till den värmeupptagande köldbäraren.

De största värdena på värmegenomgångskoefficienten fås vid opåfrusen konvektor och vindhastigheter runt  $1 \text{ m/s}$ , med  $k$ -värden upp till  $19 \text{ W/m}^2, \text{K}$ . Högre vindhastigheter uppmättes inte på platsen där flänsbatterierna stod uppställda.

Opåfrusna vindkonvektorer vid vindstilla väderlek uppvisar värmegenomgångskoefficienter mellan  $11$  och  $13 \text{ W/m}^2, \text{K}$ .

Av större intresse är de  $k$ -värden som fås vid lätt påfrysning och vindstilla väderlek, dvs de  $k$ -värden som bör användas vid dimensionering av erforderlig konvektorarea om periodisk avfrostning kan tillgripas. Dessa värmegenomgångskoefficienter är  $8-10 \text{ W/m}^2, \text{K}$ .

Här kan man nu dra direkta slutsatser om flänsdelningens inverkan på värmegenomgångstalet vid praktisk drift.

	Flänsbatteri enl (1) lamelldeln $8 \text{ mm}$ fig 3.5	Här provat flänsbatteri lamelldeln $30 \text{ mm}$ fig 2.1
Vindstilla opåfrusen	5-8 $\text{W/m}^2, \text{K}$	11-13 $\text{W/m}^2, \text{K}$
Vinstilla lätt påfrusen	2-5 $\text{W/m}^2, \text{K}$	8-10 $\text{W/m}^2, \text{K}$
Vind $0-1 \text{ m/s}$ opåfrusen	6-11 $\text{W/m}^2, \text{K}$	13-19 $\text{W/m}^2, \text{K}$

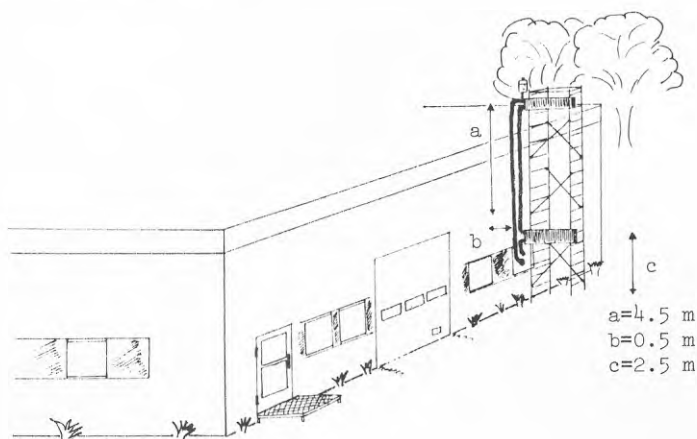
Tabell 2.2 Jämförelser av värmegenomgångskoefficienter.

Ovanstående innebär således att den totala värmeupptagningen per längdenhet konvektor minskar med ökande lamelledelning på grund av att konvektorarean minskar samtidigt som  $k$ -värdet ökar. Samtidigt utnyttjas emellertid konvektormaterialet avsevärt effektivare.

## 2.2 Direktjämförelse mellan två konvektorer

### 2.2.1 Försöksuppställning

För att direkt kunna jämföra värmeegenomgångskoefficienten för olika vindkonvektorplaceringar gjordes försök med följande vindkonvektoruppställning.



Figur 2.5 Försöksriggens placering i förhållande till näromgivning.

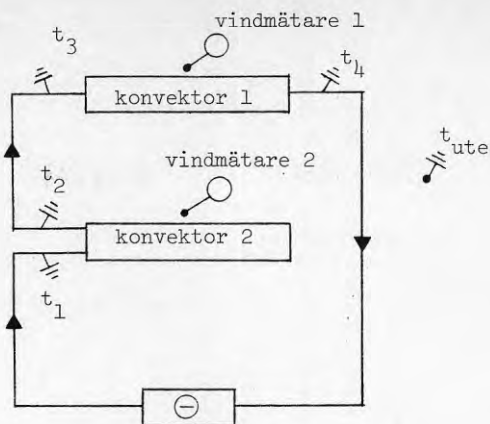
De två likadana vindkonvektorerna (flänsbatterier, enligt 2.1.1) placerades på en ställning så att en konvektor var förlagd ca 1,5 m över taknivå, medan den andra konvektorn placerades intill den närliggande byggnadens vägg (enligt figur 2.5).

Temperaturgivarna placerades i omedelbar anslutning till de båda konvektorerna, dels före dels efter respektive konvektor.

Vidare ingick två vindhastighetsmätare, där en var placerad i nära anslutning till konvektor 1 och den andra i nära anslutning till konvektor 2, för bestämning av vilka vindhastigheter som samtidigt berörde de båda vindkonvektorerna.

För att kunna bortse från solinstrålningens inverkan utfördes samtliga mätningar nattetid och för att eliminera värmeupptagning hos rör mellan vindkonvektorer och förångare isolerades samtliga rör med 20 mm rörisolering.





Figur 2.6 Schematisk uppbyggnad av försöksrigg med givare.

### 2.2.2 Mätutrustning

Temperaturmätningarna utfördes med resistansgivare Pt-100 av anliggningstyp, applicerade med 20 mm isolering utvändigt. Givarna är kalibrerade mot noggranna kvicksilvertermometrar och kan anses ha en felvisning mindre än  $0,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Mätningar av vindhastighet utfördes med s k skålkorsanemometrar.



Figur 2.7 Skålkorsanemometer

Anemometern är okänslig för vindriktning, varför den uppmätta vindhastigheten inte anger om vindens riktning ändrades under mätperioden.

Det finns tillsatser att applicera på anemometrarna för att dokumentera även vindriktning, men vindriktningen växlade alltför ofta och alltför slumpmässigt för att en mätning av vindriktningen skulle ge ytterligare information av värde (manuella försök till uppmätning av vindriktningen bekräftar detta).

Samtliga mätvärden samlades upp på band med hjälp av en datalogg. Mätperiodernas längd valdes till två minuter och samtliga temperaturer och vindhastigheter togs som medelvärden över mätperioden.

Mätningarna ägde rum nattetid mellan 22.00 och 06.00.

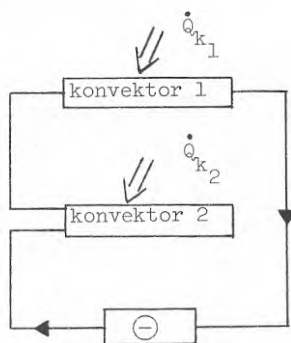
### 2.2.3 Värmeomgångskoefficientens framtagande

Mätdata används för att ta fram de två konvektorernas respektive värmeomgångskoefficienter under samma mätperiod. Det enda som kan skilja de två konvektorernas prestanda åt är skillnaden i vindhastighet.

Den genomsnittliga värmeeffekten under en mätperiod kan tecknas

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{k_1} + \dot{Q}_{k_2} \quad (2.6)$$

där beteckningarna i (2.6) visas i figur 2.8.



Figur 2.8 Schematisk bild av värmeuppsamlingen hos konvektorerna.

Medeleffekten för konvektor 1 kan uttryckas på två sätt.

$$\dot{Q}_{k_1} = \dot{V}_{k_1} \cdot \rho_{k_1} \cdot c_{k_1} \cdot \Delta t_{k_1} \quad (2.7)$$

samt

$$\dot{Q}_{k_1} = k_{k_1} \cdot A \cdot \Delta t_{\ln k_1} \quad (2.8)$$

där

$$\Delta t_{k_1} = t_4 - t_3 \quad (2.9)$$

och

$$\Delta t_{\ln k_1} = \frac{t_4 - t_3}{\ln\left(\frac{t_{ute} - t_4}{t_{ute} - t_3}\right)} \quad (2.10)$$

Nu kan värmeomgångskoefficienten, med hjälp av (2.7), (2.8) (2.9) och (2.10) skrivas

$$k_{k_1} = \frac{\dot{V}_{k_1} \cdot \rho_{k_1} \cdot c_{k_1}}{A} \ln\left(\frac{t_{ute} - t_4}{t_{ute} - t_3}\right) \quad (2.9)$$

Men eftersom temperaturdifferensen mellan de två konvektorerna är liten kan mediedata anses vara samma för båda konvektorerna. Detta innebär även att köldbärarflödet genom båda konvektorerna måste vara lika.

Värmeomgångskoefficienten för konvektor 2 fås på samma sätt som för konvektor 1.

Uttrycken för värmeomgångskoefficienten hos de två konvektorerna kan med givna förutsättningar skrivas

$$k_{k_1} = \frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot c}{A} \ln\left(\frac{t_{ute} - t_3}{t_{ute} - t_4}\right) \quad (2.12)$$

och

$$k_{k_2} = \frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot c}{A} \ln\left(\frac{t_{ute} - t_1}{t_{ute} - t_2}\right) \quad (2.13)$$

För köldbärarens densitet och värmekapacitivet gäller

$$\begin{aligned}\rho &= 1240 \text{ kg/m}^3 \\ c &= 2,9 \text{ kJ/kg, K}\end{aligned}$$

Köldbärarflödet var under försöket 0,27 l/s eller  $2,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ , vilket gör att (2.12) och (2.13) enklare kan skrivas

$$k_{k_1} = 78,3 \ln\left(\frac{t_{ute}-t_3}{t_{ute}-t_4}\right) \quad (2.14)$$

och

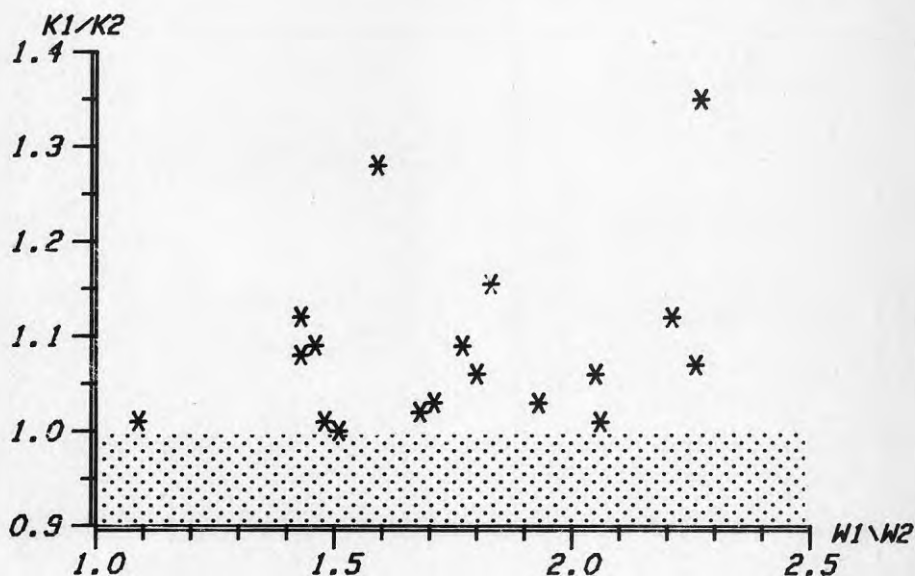
$$k_{k_2} = 78,3 \ln\left(\frac{t_{ute}-t_1}{t_{ute}-t_2}\right) \quad (2.15)$$

## 2.2.4 Mätresultat

Trots att den högst upp belägna vindkonvektorn placerades så att den kom över takhöjd anströmmades den ingen gång under mätperioden med större medelvindhastighet än 2,8 m/s (se kap 2.2.2).

Detta innebär att de önskvärda "stora" differenserna mellan anblåsningshastigheterna för respektive vindkonvektor inte uppnåtts. Men fast differenserna i vindhastighet är relativt små, är skillnaderna tydliga mellan värmeomgångskoefficienterna för de båda vindkonvektorerna.

Vid helt vindstilla väderlek ligger båda vindkonvektorernas värmeomgångskoefficienter mellan 11 och 13 W/m<sup>2</sup>, K (jämför även Kap 2.1.4).



Figur 2.9 Förhållandet mellan samtida värmeomgångskoefficienter som funktion av förhållandet mellan motsvarande vindhastigheter.

Värmeomgångskoefficienterna är entydigt högre för den konvektor som utsätts för högre anblåsningshastighet.

Vindhastigheten vid den övre konvektorn är 0-200 % större än vid den undre konvektorn. Samtidigt är värmeomgångskoefficienten 0-35 % större vid den övre än vid den undre konvektorn.

### 3 EN UTELUFTVÄRMEPUMP MED VINDKONVEKTORER - DATORPROGRAM

#### 3.1 Olika parametrar som kan påverka värmepumpprestanda

Värmepumpens driftsituation är beroende av ett flertal parametrar\*. För att ingående kunna beskriva en värmepumps drift under en längre tidsperiod måste med nödvändighet dessa olika parametrars inverkan på driften beaktas.

Detta innebär inte automatiskt att alla parametrar måste ingå i den matematiska modell som används för att beskriva värmepumpen. Genom att väga olika parametrars betydelse mot varandra och beroende på vad som främst ska studeras är det i vissa fall möjligt att utelämna någon eller några parametrar.

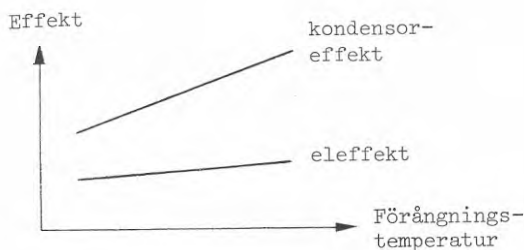
Parametrar som kan inverka på värmepumpens prestanda i denna studie är

- utetemperatur
- vindhastighet
- konvektorplacering
- påfrysning av vindkonvektor
- avfrostning av vindkonvektor
- vindriktning
- strålningsvärmeutbyte

För att bestämma vilka parametrar som bör ingå och vilka som eventuellt kan utelämnas i denna modell görs en mer ingående studie av samtliga parametrar.

#### Utetemperatur

Utetemperaturen är en parameter som kraftigt påverkar värmepumpdriften när uteluftvärmepumpar används.



Figur 3.1 Schematisk bild av värmepumpprestanda vid olika förångningstemperaturer och konstant kondenserings-temperatur.

\*Här åsyftas främst klimatologiska parametrar.

Värmepumpens prestanda är kraftigt beroende av förångnings-temperaturen som i sin tur ges av köldbärartemperaturen. Köldbärartemperaturen kan teoretiskt maximalt bli lika med utetemperaturen. Därför är utetemperaturen en av de mest betydelsefulla parametrarna och måste därmed ingå i studien.

### **Vindhastighet**

Vid beräkning av i konvektorerna uppsamlad värme används värmegenomgångskoefficienten  $k$ , vilken är starkt beroende av vindhastigheten. Det är därför nödvändigt att även ta hänsyn till vindhastigheten när värmepumpapplikationer med vindkonvektorer betraktas.

### **Konvektorplacering**

Vindhastigheten, varmed vindkonvektorn påverkas, är beroende av var på byggnaden konvektorn är placerad och därför tas också vindkonvektorns placering med som en parameter i studien.

### **Påfrysning av vindkonvektorer**

Det har visat sig att värmegenomgångskoefficienten  $k$ , är starkt beroende av konvektorns påfrysning (ref [1]) och därför tas även hänsyn till påfrysningen.

### **Avfrostning av vindkonvektorer**

För att konvektorn ska kunna utnyttjas effektivt bör avfrostning ske med jämna mellanrum och därför tas hänsyn även till avfrostningen. Av intresse är också att bestämma hur mycket avfrostningsenergi som krävs.

### **Vindriktning**

Vindhastigheten påverkas av vindriktningen, men om vinden antas komma från i stort sett samma riktning (t ex från väst, syd-väst och nord-väst) blir inte skillnaderna i den vindhastighet som direkt påverkar konvektorn stora. Därför begränsas vindriktningen till ett väderstreck i modellen.

### Strålningsvärmeutbyte

Strålningsvärmeutbyte mellan vindkonvektorer och omgivning kan innebära både att vindkonvektorn tillgodogör sig strålningsvärme (från t ex direkt sol eller soluppvärmda ytor) eller avger strålningsvärme (t ex mot klar natthimmel vintertid). Det strålningsvärmeutbyte som sker till eller från vindkonvektorn är bl a beroende av hur stor area som exponeras mot den kallare eller varmare ytan. Vindkonvektorns "interna" skuggning är t ex för ett flänsbatteri mycket stor, för att minska om t ex en cylinderkonvektor används. Även yttre skuggning från andra byggnader, träd, takutsprång o dyl påverkar strålningsvärmeutbytet.

Också emissionsfaktorn  $\epsilon$  har stor inverkan på strålningen. Strålningsutbytet mellan två ytor (från yta 1 till yta 2) kan beskrivas enligt (ref [2])

$$\dot{S}_{12} = C_{12} \cdot A_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad [W] \quad (3.1)^*$$

där  $C_{12}$ , för strålningsutbyte mellan en blank metallyta med  $\epsilon_1$  och en svart kropp, kan skrivas

$$C_{12} \approx \epsilon_1 \cdot C_s \quad ; \quad C_s = 5,67 \cdot 10^{-8} \quad [W/m^2, K^4] \quad (3.2)$$

Med hjälp av (3.1) och (3.2) inses att strålningen är starkt beroende av emissionsfaktorn.

Emissionsfaktorn ligger för de flesta icke-metaller kring 0,9 ( $\epsilon = 1$  för svart kropp).

För några metaller varierar emissionsfaktorn  $\epsilon$  enligt nedanstående tabell.

\* I denna ekvation anges temperaturerna i den absoluta temperaturen Kelvin [K].



Metall	$\epsilon$	Temperaturområde ( $^{\circ}\text{C}$ )
Aluminium, rå yta	0,07	18-30
polerad, lätt oxiderad yta	0,05	-
blank yta	0,01	-
Koppar, rå yta	0,73	-
dragen, oxiderad yta	0,36	-
svagt polerad yta	0,16	-
högglandspolerad yta	0,04	-
Stål		
blank, galvaniserad yta	0,19	-
matt, oxiderad yta	0,90	

Tabell 3.1 Emissionsfaktor för olika metaller (ref [2])

En påfrusen konvektor har emissionsfaktorn 0,9-0,95.

I denna modell antas att instrålning mot och utstrålning från vindkonvektorn inverkar så att netto strålningsvärmeutbyte är noll och därför helt utelämnas i betraktelsen.

### 3.2 Datorprogrammet - beskrivning av använda modeller

I detta kapitel beskrivs de matematiska modeller som används i datorprogrammet.

En fullständig listning av datorprogrammet återfinns i bilaga 1.

#### 3.2.1 Lokala referensvindhastighetens beroende av kända klimatdata

I skiktet nära jordytan påverkas luftens rörelser av friktionen mot marken. Omedelbart intill jordytan är vindhastigheten noll. Vindhastighetens friktionsberoende på grund av jordytan minskar upp till en viss höjd, där vindhastigheten är helt oberoende av markfriktionen.

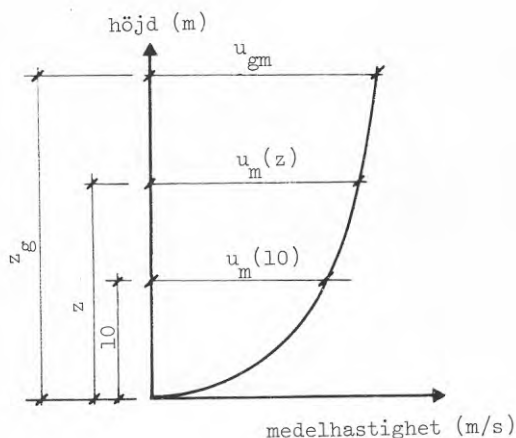
I denna betraktelse beskrivs och används en relativt enkel modell (ref [9]), som gör det möjligt att med hjälp av uppmätta klimatdata vid en viss referensterräng beräkna medelvindprofilen i andra närbeliggande terrängtyper. Klimatdata tillhandahålls t ex av SMHI för ett stort antal platser.

Modellen bygger på att medelvindhastighetens beroende av höjden över markytan kan beskrivas med hjälp av ett exponentiellt uttryck enligt

$$u_m(z) = u_{gm} \cdot \left(\frac{z}{z_g}\right)^\gamma \quad (3.3)$$

I (3.3) styr valet av terrängtyp värdet på exponenten  $\gamma$  och på gradienthöjden  $z_g$ .

Det som gör det möjligt att räkna om medelvindhastigheten mellan olika terrängtyper är antagandet att gradienthastigheten  $u_{gm}$  vid den höjd där markfriktionen slutat inverka, är densamma för olika terrängtyper.



Figur 3.3 Medelvindhastighetsprofil.

För att enkelt beskriva olika typer av terräng har en sammanställning gjorts enligt nedanstående tabell.

Terrängtyp	Beskrivning	$\gamma$	$z_g$ [m]	$z_s$ [m]
A	Utsatt öppen terräng med få eller inga hinder, t ex kust eller plan slätt.	0,1	250	5
R	Öppen terräng med små spridda hinder, t ex flygfält, öppna landskap med enstaka byggnader.	0,15	300	10
B	Terräng med talrika, tätt placerade hinder. Typen inkluderar små skogsbestånd, förorter till stora städer.	0,22	350	15
C	Terräng med stora byggnader. Typen inkluderar storstadscentra.	0,3	400	20

Tabell 3.2 Definition av olika terrängtyper (ref [9])

I tabell 3.2 anges en gränshöjd  $z_s$ , under vilken medelvindhastigheten i den aktuella terrängtypen antas vara konstant. Detta betingas av att vinden uppför sig så oberäkneligt närmast marken att det inte är möjligt att ange någon mera detaljerad vindprofil för detta område. För vidare information, se ref [9].

Om medelvindhastigheten betraktas vid en höjd större än gränshöjden  $z_s$ , kan (3.3) skrivas även på följande sätt.

$$u_m(z) = u_m(z_s) \cdot \left(\frac{z}{z_s}\right)^\gamma \quad (3.4)$$

Med (3.3) och (3.4) samt tabell 3.2 kan medelvindhastigheten för en viss terrängtyp bestämmas ur kända medelvindhastigheter i en annan terrängtyp.

Meteorologiska stationer som tillhandahåller sådana nödvändiga uppgifter är ofta förlagda till en terrängtyp enligt R i tabell 3.2 och därför uttrycks här profilerna för medelvindhastigheten med terrängtyp R som referens.

#### Terrängtyp A

$$u_{Am} = u_{Rm} (10) \cdot 30^{0,15} \cdot \left(\frac{z}{250}\right)^{0,1} \quad (3.5)$$

För denna terrängtyp är gränshöjden  $z_s = 5$  m.

#### Terrängtyp B

$$u_{Bm} = u_{Rm} (10) \cdot 30^{0,15} \cdot \left(\frac{z}{350}\right)^{0,22} \quad (3.6)$$

För denna terrängtyp är gränshöjden  $z_s = 15$  m.

#### Terrängtyp C

$$u_{Cm} = u_{Rm} (10) \cdot 30^{0,15} \cdot \left(\frac{z}{400}\right)^{0,3} \quad (3.7)$$

För denna terrängtyp är gränshöjden  $z_s = 20$  m.

Här kan det vara på sin plats att än en gång påpeka att om medelvindhastigheten vid en höjd mindre än gränshöjden  $z_s$  studeras, sätts denna lika med den hastighet som råder vid gränshöjden  $z_s$  oavsett vilken terrängtyp som studeras.

För (3.5), (3.6) och (3.7) kan detta på en komprimerad form uttryckas som

$$u_m = u_{Rm} (10) \cdot 30^{0,15} \cdot \left(\frac{z}{z_g}\right)^\gamma \quad \text{då } z \geq z_s \quad (3.8)$$

och

$$u_m = u_{Rm} (10) \cdot 30^{0,15} \cdot \left(\frac{z_s}{z_g}\right)^\gamma \quad \text{då } z < z_s \quad (3.9)$$

### 3.2.2 Vindhastigheten i byggnadens omedelbara närhet

Det är nödvändigt att känna till med vilken vindhastighet en vindkonvektor anströmmas, för att kunna beräkna värmegenomgångskoefficienten. I kap 3.2.1 har angivits en metod för att beräkna medelvindhastighetsprofilen för olika terrängtyper i närheten av en klimatstation. Därför är utgångspunkten för följande resonemang att den medelvindhastighet varmed den betraktade byggnaden anströmmas kan antas vara känd.

Utgå från Bernoullis ekvation, vilken kan tecknas

$$p + \rho \frac{u^2}{2} + \rho gh = \text{konstant} \quad (3.10)$$

Om detta förhållande utnyttjas kan så kallade formfaktorer  $C_p$  användas för att få en relation mellan den medelvindhastighet varmed byggnaden anströmmas och den medelvindhastighet som vindkonvektorn direkt påverkas av. (Det finns mängder av mätningar att tillgå där formfaktorn dokumenterats för olika förhållanden.)

Formfaktorn  $C_p$  definieras enligt

$$C_p = \frac{P - P_{\text{ref}}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_{\text{ref}}^2} \quad (3.11)$$

Den referenspunkt som används vid vindtrycksmätningar ska ange förhållandena i den "ostörda" luftströmmen i husets omgivning.

Om den medelvindhastighet med vilken byggnaden anblåses är likformig kan med hjälp av (3.10) och (3.11) följande ekvation tecknas.

$$u = u_{\text{ref}} \cdot |C_p - 1|^{0,5} \quad (3.12)$$

Ovanstående ekvation används i datorprogrammet för att med hjälp av den medelvindhastighet som anblåser byggnaden beräkna den medelvindhastighet som direkt påverkar vindkonvektorn.

### 3.2.3 Värmeomgångskoefficientens variation

Värmeomgångskoefficienten,  $k$ , varierar främst med vindhastighet och påfrysning. Därför är det av stor betydelse att kunna uttrycka  $k$ -värdets beroende av dessa två parametrar.

Omfattande mätningar har utförts (ref [1]) där  $k$ -värdets beroende av just vindhastighet och påfrysning studeras för ett flertal vindkonvektormodeller. Tyvärr visar dessa värden inte hur  $k$ -värdet varierar vid höga vindhastigheter ( $> 3$  m/s), varför en matematisk modell måste tas fram för att godtyckligt kunna beskriva vindberoendet.

Beroende på rörkonfiguration kan värmeövergångskoefficienten på rörens utsida (enligt ref [5]) uttryckas enligt följande.

I. Ett ensamt, vinkelrätt anströmt rör

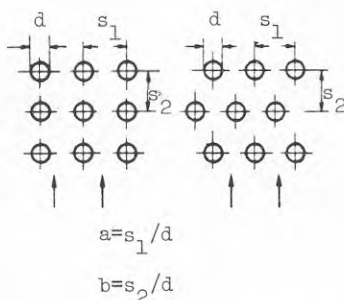
$$Nu = 0,25 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,38} \cdot \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (3.13)$$

där kvoten  $Pr_f/Pr_w$  tar hänsyn till skillnaden hos  $Pr$  mellan fluiden i strömningsfältet och fluiden i omedelbar närhet av väggen (får normalt betydelse först vid stora temperaturskillnader mellan rör och fluid).

Begränsningen för (3.13) är att

$$1 \cdot 10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$$

Om ett helt tubpaket betraktas, gäller



Figur 3.4 Tubpaket med parallella och förskjutna rörrader.

II. Tubpaket med parallella rörrader, vinkelrätt anströmmat.

$$\text{Nu} = 0,27 \cdot \text{Re}^{0,63} \cdot \text{Pr}^{0,36} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w}\right)^{0,25} \quad (3.14)$$

för

$$1 \cdot 10^3 < \text{Re} < 2 \cdot 10^5$$

III. Tubpaket med förskjutna rörrader, vinkelrätt anströmmat.

$a/b < 2$ :

$$\text{Nu} = 0,35 \cdot \left(\frac{a}{b}\right)^{0,2} \cdot \text{Re}^{0,60} \cdot \text{Pr}^{0,36} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w}\right)^{0,25} \quad (3.15)$$

$a/b > 2$ :

$$\text{Nu} = 0,40 \cdot \text{Re}^{0,60} \cdot \text{Pr}^{0,36} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w}\right)^{0,25} \quad (3.16)$$

för

$$1 \cdot 10^3 < \text{Re} < 2 \cdot 10^5$$

Totala värmeövergångskoefficienten är till stor del bestämd av värmeövergångskoefficienten på rørets utsida, varför följande förenkling görs i denna betraktelse.

$$k = \alpha_u \quad (3.17)$$

Ekvationerna (3.13) - (3.17) ger att k-värdets vindberoende hos rörkonvektorer skrivs som

$$k = C_1 + C_2 \cdot u^{0,6} \quad (3.18)$$

där  $C_1$  och  $C_2$  är konstanter som anpassas till lämpliga mätvärden (ref [1]) vid olika påfrysningstillstånd.

Konstanten  $C_1$  beskriver k-värdet då vindhastigheten  $u \rightarrow 0$ .

Om istället flänskonvektorer används bör en anpassning till ekvationer gällande för strömningen utefter en plan platta tillfredsställande kunna beskriva värmeöverföringsförloppet.

För laminär strömning gäller

$$k \sim u^{0,5} \quad (3.19)^*$$

För turbulent strömning gäller

$$k \sim u^{0,8} \quad (3.20)$$

När strömningen sker utefter flänsar blir det laminära inslaget markant.

Om turbulensfri luft parallellt anströmmar en plan platta kommer omslagspunkten från laminärt till turbulent att ligga bortom 0,5 m från spetsen på plattan, vilket skulle innebära att t ex flänsbatterier helt är påverkade av laminär strömning och därmed sammanhängande värmeövergångskoefficient.

Nu är det emellertid ett flertal störningar som påverkar strömningen i turbulent riktning, t ex rörraderna som förbinder flänsarna. Detta innebär att någon slags invägning av både laminär och turbulent strömning bör göras.

I denna studie används därför (jämför med rörkonvektorer)

$$k = D_1 + D_2 \cdot u^{0,6} \quad (3.21)$$

$D_1$  och  $D_2$  är konstanter på samma sätt som  $C_1$  och  $C_2$  i (3.18), varför likartade ekvationer kan användas för att beskriva  $k$ -värdets variation både för rörkonvektorer och för flänskonvektorer.

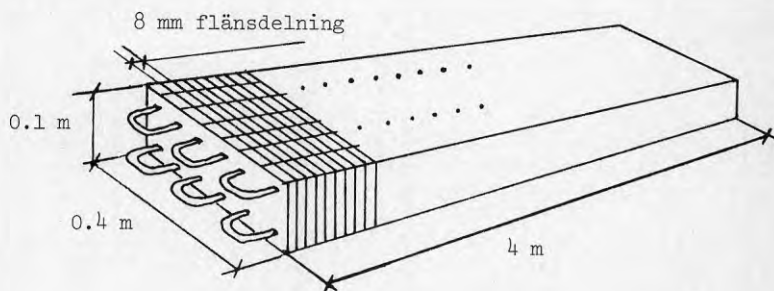
Tillstånden ej påfrusen konvektor och lätt påfrusen konvektor betraktas, då dessa två tillstånd är de i praktiken förekommande under förutsättning att avfrostning sker vid behov.

Det är nu möjligt att teckna ekvationer för olika konvektormodeller.

\* Tecknet  $\sim$  betecknar här "proportionellt mot".



## 1. Flänsbatteri



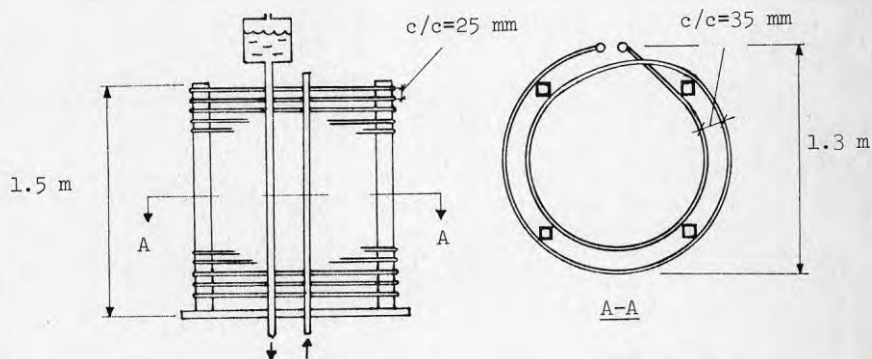
$$A=40 \text{ m}^2$$

Figur 3.5 Schematisk bild av uppbyggnaden hos det flänsbatteri som betraktas i denna studie.

Ej påfruset:  $k = 6,5 + 1,96 \cdot u^{0,6} \quad [\text{W/m}^2, \text{K}] \quad (3.22)$

Lätt påfruset:  $k = 3,5 + 1,57 \cdot u^{0,6} \quad [\text{W/m}^2, \text{K}] \quad (3.23)$

## 2. Cylinderkonvektor



$$A=7.54 \text{ m}^2$$

Figur 3.6 Schematisk bild av uppbyggnaden hos den cylinderkonvektor som betraktas i denna studie.

Ej påfrusen:  $k = 55 + 7,84 \cdot u^{0,6} \quad [\text{W/m}^2, \text{K}] \quad (3.24)$

Lätt påfrusen:  $k = 42,5 + 10,1 \cdot u^{0,6} \quad [\text{W/m}^2, \text{K}] \quad (3.25)$

Även andra vindkonvektormodeller finns undersökta men mätvärdenas fördelning hos dessa tillåter inte den relativt enkla framställning av värmeomgångskoefficienten som kan göras för flänsbatteri och vindkonvektor.

### 3.2.4 Värmeövergångskoefficienten på köldbärarsidan

Mätvärden som ligger till grund för upprättandet av de matematiska uttrycken för värmeomgångskoefficienterna i kap 3.2.3, är samtliga uppmätta med ett konstant flöde på köldbärarsidan. Om köldbärarflödet varierar kan detta innebära att värmeomgångskoefficienten ändras. Det är dessa eventuella förändringar som studeras nedan.

För laminär strömning på köldbärarsidan gäller att Nusselts tal ( $Nu$ ), vilket beskriver värmeövergången, är konstant. Detta medför att värmeövergångskoefficienten på köldbärarsidan är oberoende av strömningshastighet och endast beror av vilken temperatur köldbäraren har.

De värmeomgångskoefficienter som finns tillgängliga är samtliga framtagna vid laminär strömning på köldbärarsidan och därför är det endast för fall med turbulent köldbärarströmning som kompensering av tillgängliga värmeomgångskoefficienter behöver göras.

Betrakta värmeomgångskoefficienten framställd enligt

$$\frac{1}{k \cdot A} = \underbrace{\frac{1}{\alpha_1 \cdot A_1}}_I + \underbrace{\frac{1}{A_m} \cdot \frac{\delta}{\lambda}}_{II} + \underbrace{\frac{1}{\alpha_u \cdot A_u}}_{III} \quad (3.26)$$

För att ta hänsyn till värmeomgångskoefficientens beroende av strömningstyp på köldbärarsidan betraktas (3.26) såsom bestående av två delar.

Ena delen består av termen I och den andra delen består av termen II + III. Termen II + III sätts konstant vid varje specifikt klimattillstånd, varvid (3.26) kan skrivas

$$\frac{1}{k \cdot A} = \frac{1}{\alpha_1 \cdot A_1} + C \quad (3.27)$$

Eftersom  $k$ -värdet med avseende på yttre area är känt för betraktade tillstånd vid ett givet köldbärarflöde kan detta tas som utgångspunkt för att beräkna  $k$ -värdet vid andra strömningssfall genom att bestämma konstanten  $C$ .

För turbulent rörströmning kan Nu bestämmas med hjälp av följande ekvation.

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (3.28)$$

För det laminära strömningsfallet gäller

$$\text{Nu} = 3,65 \quad (3.29)$$

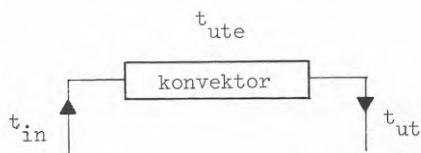
Allmänt gäller även att

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad (3.30)$$

Med hjälp av värmeövergångskoefficienten  $\alpha$  samt "konstanten" C kan värdet på totala värmegenomgångskoefficienten k tas fram för godtyckliga strömningsfall. Här måste dock hållas i åtanke att värdet för C varierar för olika yttre förhållanden.

## 3.2.5 Temperaturhöjningen genom vindkonvektorn

Köldbärarens temperatur efter vindkonvektorn kan beräknas på följande sätt.



Figur 3.7 Temperaturbild runt vindkonvektorn.

Om köldbärarens volymflöde  $\dot{V}$  genom vindkonvektorn, köldbärarens inloppstemperatur  $t_{in}$  till konvektorn, aktuella mediedata för köldbäraren  $\rho \cdot c$  och konvektorns luftberörda area  $A$  är kända, gäller att upptagen effekt av köldbäraren kan tecknas som

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{ut} - t_{in}) \quad (3.31)$$

Den överförda effekten från omgivningen till vindkonvektorn är

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta t_{\ln} \quad (3.32)$$

där

$$\Delta t_{\ln} = \frac{(t_{ute} - t_{in}) - (t_{ute} - t_{ut})}{\ln\left(\frac{t_{ute} - t_{in}}{t_{ute} - t_{ut}}\right)} = \frac{t_{ut} - t_{in}}{\ln\left(\frac{t_{ute} - t_{in}}{t_{ute} - t_{ut}}\right)} \quad (3.33)$$

När det betraktade tillståndet är stationärt måste den av köldbäraren upptagna effekten vara lika med den av omgivningen till vindkonvektorn tillförda effekten, dvs

$$\dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{ut} - t_{in}) = k \cdot A \cdot \frac{t_{ut} - t_{in}}{\ln\left(\frac{t_{ute} - t_{in}}{t_{ute} - t_{ut}}\right)} \quad (3.34)$$

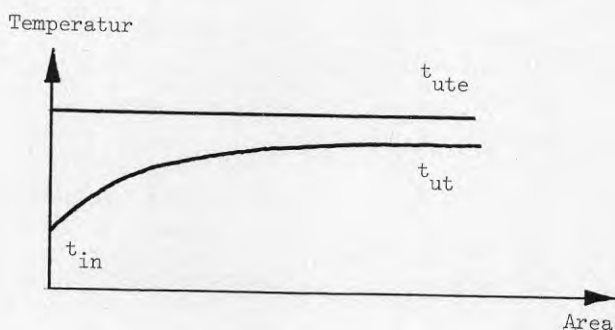
En förenkling av (3.34) ger

$$\ln\left(\frac{t_{ute}-t_{in}}{t_{ute}-t_{ut}}\right) = \dot{V} \cdot \rho \cdot c$$

som slutligen kan skrivas som

$$t_{ut} = t_{ute} - (t_{ute}-t_{in}) \cdot e^{-\frac{kA}{\dot{V}\rho c_p}} \quad (3.35)$$

Nu kan t ex  $t_{ut}$  ritas mot vindkonvektorns luftberörda area A, på följande sätt.



Figur 3.8 Schematisk bild visande utloppstemperaturens beroende av vindkonvektorns luftberörda area, vid ett visst köldbärarflöde.

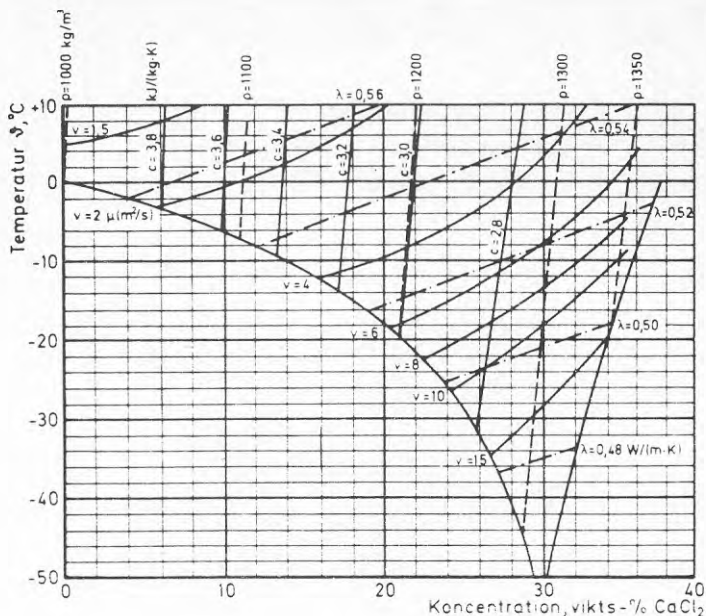
Ekvation (3.35) används i datorprogrammet för att räkna fram temperaturhöjningen över vindkonvektorn.

### 3.2.6 Mediaegenskaper hos köldbäraren

De mediaegenskaper som kommer till användning i denna studie är värmekapacitivitet  $c$ , kinematisk viskositet  $\nu$ , Prandtl's tal  $Pr$  och densitet  $\rho$ .

Dessa egenskaper finns för olika köldbärare presenterade i diagramform (t ex ref [19]).

I det aktuella datorprogrammet används en  $\text{CaCl}_2$ -blandning (saltlösning). För denna blandning kan erforderliga data hämtas ur nedanstående figur.



Figur 3.9 Mediaegenskaper för en  $\text{CaCl}_2$ -blandning vid olika temperaturer och koncentrationer (ref [19] )

Vid en bestämd koncentration  $\text{CaCl}_2$  kommer densiteten  $\rho$  och värmekapacitivet  $c$  att förändras mycket lite ( $< 1\%$  för en temperaturändring från  $+10^\circ\text{C}$  till  $-20^\circ\text{C}$ ). Därför antas dessa två parametrar vara konstanta hos den  $\text{CaCl}_2$ -blandning som används i denna studie.

Värdena för densitet och värmekapacitet (vid 25 vikt-%) är

$$\begin{aligned}\rho &= 1240 \text{ kg/m}^3 \\ c &= 2,9 \text{ kJ/kg, K}\end{aligned}$$

Däremot kan inte förändringen av kinematiska viskositeten och  $Pr$  försummas. För att i datorprogrammet kunna ta hänsyn till dessa temperaturberoende förändringar upprättas uttryck i form av tredjegradspolynom.

$$\nu = A_1 + A_2 \cdot t + A_3 \cdot t^2 + A_4 \cdot t^3 \quad [\mu\text{m}^2/\text{s}] \quad (3.36)$$

$$Pr = B_1 + B_2 \cdot t + B_3 \cdot t^2 + B_4 \cdot t^3 \quad - \quad (3.37)$$

Bestämning av konstanterna  $A_1, A_2, A_3$  och  $A_4$  samt  $B_1, B_2, B_3$  och  $B_4$  görs genom att ur Figur 3.9 välja ett antal lämpliga värden för den koncentration som ska studeras.

Om 25 vikts-%  $\text{CaCl}_2$  väljs även här, får (3.36) och (3.37) följande utseende.

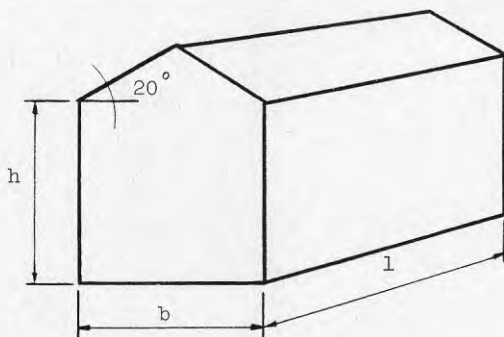
$$v = 3,65 - 0,10167 \cdot t + 2,75 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 1,583 \cdot 10^{-4} \cdot t^3 \quad (3.38)$$

$$Pr = 23,5 - 0,7583 \cdot t + 0,035 \cdot t^2 - 4,167 \cdot 10^{-4} \cdot t^3 \quad (3.39)$$

### 3.2.7 Den betraktade byggnaden

Formfaktorn  $C_p$ , som ligger till grund för beräkningen av den medelvindhastighet med vilken vindkonvektorn anströmmas, är beroende av hur den betraktade byggnaden är placerad i förhållande till den vindriktning som råder i byggnadens omgivning.

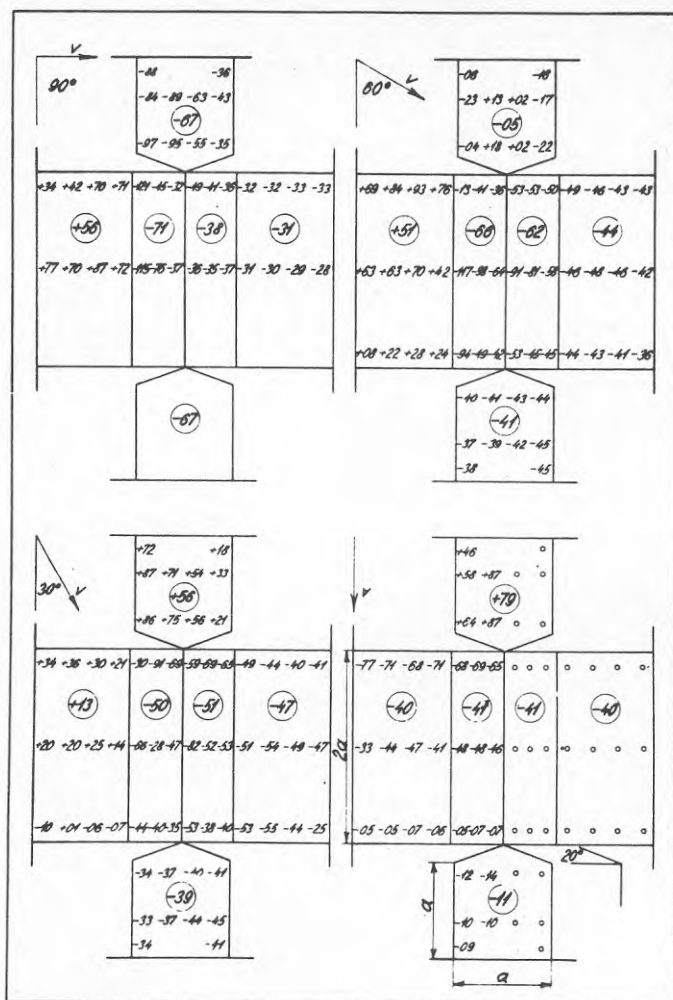
I denna studie betraktas en byggand med följande utseende.



Figur 3.10 Byggnadens utseende.

Formfaktorns beroende av anblåsriktningen mot den betraktade byggnaden visas i Figur 3.11.

I datorprogrammet antas byggnaden anblåsas från en och samma riktning hela året, vilket gör att vindkonvektorns placering på byggnaden ger en formfaktor som är oförändrad över året.



Figur 3.11 Formfaktorns variation på ett hus med 20° taklutning (ref [11]).



### Byggnadens värmeeffektbehov

Värmeeffektbehovet hos byggnaden karakteriseras här av att det endast är beroende av utetemperaturen eller egentligen skillnaden mellan temperaturerna inne och ute.

En ekvation som uttrycker effektbehovet kan skrivas på följande vis.

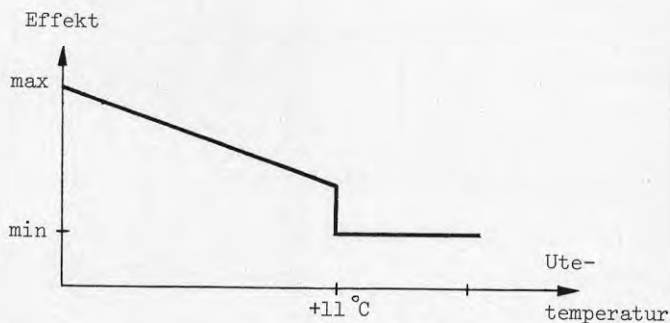
$$\dot{Q} = C_1 + C_2 \cdot (t_i - t_{ute}) \quad \text{för } t_{ute} < t_i \quad (3.40)$$

och

$$\dot{Q} = C_1 \quad \text{för } t_{ute} \geq t_i \quad (3.41)$$

Här representerar konstanten  $C_1$  tappvarmvattenförbrukningen. I denna tillämpning antas effektbehovet för tappvarmvattenuppvärmning vara lika stor hela året.

Under givna förutsättningar får byggnaden ett effektbehov enligt nedanstående figur.



Figur 3.12 Schematisk bild av effektbehovets variation med utetemperaturen hos den byggnad som studeras.

Här är valet fritt att välja parametrarna  $C_1$ ,  $C_2$  och  $t_i$  för att karakterisera byggnaden.

I datorprogrammet utnyttjas samma underlag som gäller för graddagsbegreppet, nämligen att effektbehovet svarar mot innetemperaturen  $t_i$ , men att uppvärmningen upphör då utetemperaturen  $t_{ute}$  uppgår till  $+11\text{ }^\circ\text{C}$ . Därmed tas hänsyn till extra värmetillskott från t ex solinstrålning och hushållsmaskiner.

### 3.2.8 Värmepumpens drift

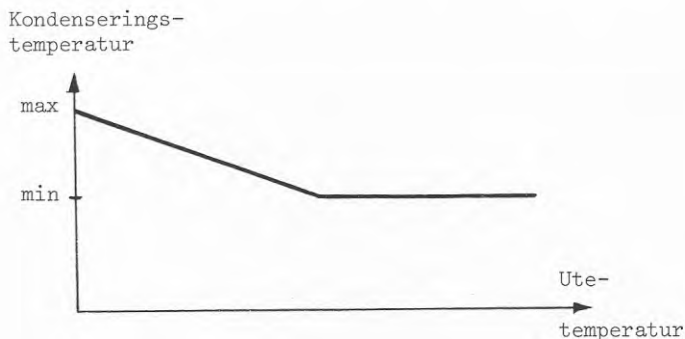
Ett grundläggande antagande är att värmepumpdriften regleras endast med hjälp av on/off, samtidigt som värmepumpens värmefaktor alltid är den som anges i maskindata för aktuella drifttemperaturer.

Det innebär att ingen hänsyn tas till eventuella startförluster. Detta är inget grovt antagande om det förutsätts att det finns en ackumulatorvolym som "buffert" mellan värmepump och konsument. När så är fallet kommer värmepumpens drifttider att få en utsträckning som gör att startförluster relativt blir en försumbar del. Det finns ytterligare en aspekt som talar för en ordentligt tilltagen ackumulatorvolym mellan värmepump och konsument, nämligen att maskinförlitningen minskar med minskat antal starter.

I denna studie förutsätts att värmepumpens kondenserings temperatur följer framledningsskurvan till en viss temperatur vilken aldrig underskrids för att kunna tillgodose tappvarmvattenbehovet.

Även andra driftstrategier är tänkbara, t ex

- konstant kondenserings temperatur
- prioriterad drift (ifall tappvarmvattnet prioriteras innebär det att om både tappvarmvatten- och värmebehov samtidigt föreligger, tillgodoses först tappvarmvattenbehovet och sedan värmebehovet där kondenserings temperaturen följer framledningss temperaturens beroende av utetemperatur).



Figur 3.13 Kondenserings temperaturens beroende av utetemperatur.

Datorprogrammet utnyttjar begreppet graddagar. Detta innebär att endast varmvatten antas produceras vid utetemperaturer högre än  $+11\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Värmepumpens prestanda under olika driftbetingelser framställs genom att välja en värmepump. Detta görs lämpligen med hjälp av på marknaden befintliga värmepumpar, där en värmepump väljs ut och värmepumpfabrikantens prestandaangivelser tas som grund för att upprätta matematiska uttryck som beskriver värmepumpens prestanda.

De matematiska uttrycken upprättas i form av fjärdegrads-polynom, där avgiven kondensoreffekt  $\dot{Q}_1$  och kompressoreffekt  $\dot{E}$  uttrycks som funktioner av förångningstemperaturen  $T_2$ .

#### Kondensoreffekt

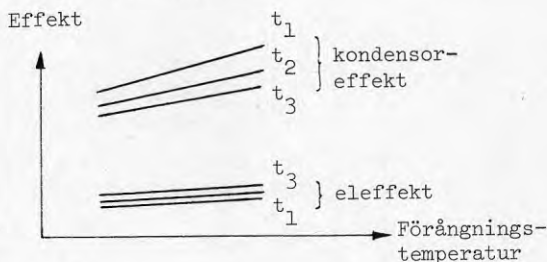
$$\dot{Q}_1 = A_1 + A_2 \cdot T_2 + A_3 \cdot T_2^2 + A_4 \cdot T_2^3 + A_5 \cdot T_2^4 \quad (3.42)$$

#### Kompressoreffekt

$$\dot{E} = B_1 + B_2 \cdot T_2 + B_3 \cdot T_2^2 + B_4 \cdot T_2^3 + B_5 \cdot T_2^4 \quad (3.43)$$

Här är  $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5$  och  $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5$  konstanter som karakteriserar den aktuella värmepumpens prestanda (observera att konstanterna ändras om en ny kondenserings- och förångningstemperatur betraktas).

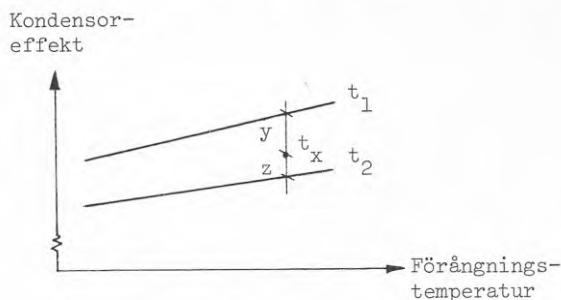
När dessa konstanter framtagits kan värmepumpens prestanda framställas i diagramform.



Figur 3.14 Schematisk bild av en värmepumps kapacitet vid olika kondenserings- och förångningstemperaturer.

Den modell som används för att beräkna kondenserings- och kompressoreffekt vid kondenserings- och förångningstemperaturer  $t_x$  skilda från  $t_1, t_2$  och  $t_3$ , där  $t_1 < t_x < t_3$ , beskrivs med följande exempel.

Ex. Om kondenseringstemperaturen är  $t_x$  där  $t_1 < t_x < t_2$ , med vilken värmeeffekt  $\dot{Q}_1(t_x)$  arbetar värmepumpen?



Ovanstående figur tjänar som illustration till exemplet. Om (3.42) används för att beräkna värmeeffekten  $\dot{Q}_1$  vid kondenseringstemperaturerna  $t_1$  och  $t_2$  kan värmeeffekten  $\dot{Q}_1(t_x)$  beräknas enligt

$$\dot{Q}_1(t_x) = \frac{1}{y+z} \cdot [y \cdot \dot{Q}_1(t_2) + z \cdot \dot{Q}_1(t_1)] \quad (3.44)$$

eller med temperaturer i stället för sträckor

$$\dot{Q}_1(t_x) = \frac{1}{t_1 - t_2} \cdot [(t_1 - t_x) \cdot \dot{Q}_1(t_2) + (t_x - t_2) \cdot \dot{Q}_1(t_1)] \quad (3.45)$$

På samma sätt kan kompressorns effektbehov  $\dot{E}(t_x)$  beräknas mellan kondenseringstemperaturerna  $t_1$  och  $t_2$  som

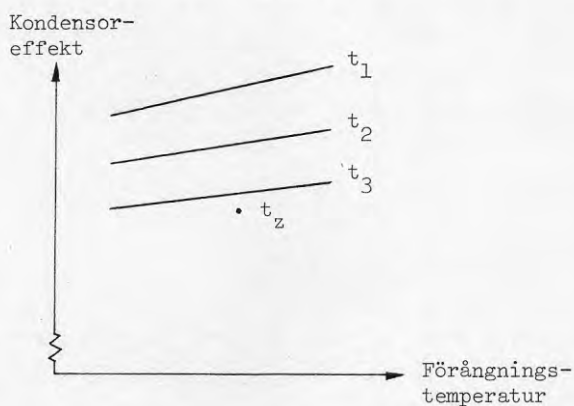
$$\dot{E}(t_x) = \frac{1}{t_2 - t_1} \cdot [(t_x - t_1) \cdot \dot{E}(t_2) + (t_2 - t_x) \cdot \dot{E}(t_1)] \quad (3.46)$$

Om effekter söks vid kondenseringstemperatur mellan  $t_2$  och  $t_3$  behöver endast  $t_1$  bytas mot  $t_2$  och  $t_2$  bytas mot  $t_3$  i (3.45) och (3.46).

I datorprogrammet används (3.45) och (3.46) för att beräkna effekter mellan de kondenseringstemperaturer som är givna ingångsdata till programmet.

Om effekter söks vid kondenserings-temperaturer större än  $t_3$  eller mindre än  $t_1$  används en metod som illustreras med följande exempel.

Ex. Hur stor blir värmeeffekten  $\dot{Q}_1$  vid kondenserings-temperaturen  $t_z$  om  $t_z > t_3$ ?



Här gäller att differensen

$$\dot{Q}_1(t_3) - \dot{Q}_1(t_2) = \dot{Q}_1(t_2) - \dot{Q}_1(t_1)$$

En faktor  $F_q$  som tar hänsyn till detta används vid beräkningen av  $\dot{Q}_1(t_z)$ .

$$F_q = \frac{\dot{Q}_1(t_3) - \dot{Q}_1(t_2)}{\dot{Q}_1(t_2) - \dot{Q}_1(t_1)}$$

Nu kan värmeeffekten  $\dot{Q}_1(t_z)$  skrivas

$$\dot{Q}_1(t_z) = \dot{Q}_1(t_3) - F_q \cdot [\dot{Q}_1(t_z - t_y) - \dot{Q}_1(t_2)] \quad (3.47)$$

där  $t_y = t_3 - t_2$ .

På samma sätt uttrycks kompressorns effektbehov  $\dot{E}(t_z)$  som

$$\dot{E}(t_z) = \dot{E}(t_3) + F_e \cdot [\dot{E}(t_2) + \dot{E}(t_z - t_y)] \quad (3.48)$$

där  $F_e = \frac{\dot{E}(t_3) - \dot{E}(t_2)}{\dot{E}(t_2) - \dot{E}(t_1)}$

För kondenseringstemperaturer större än  $t_3$  används i programmet (3.47) och (3.48) vid beräkning av aktuella kondenserings- och kompressoreffekter.

### 3.2.9 Avfrostningsbehov hos aktuell konvektor

Avfrostning antas äga rum under tidsperioder då de yttre betingelserna är sådana att påfrysning av vindkonvektorerna riskeras.

I datorprogrammet används följande kriterium för att fastställa om konvektorerna är påfrusna eller ej:

- Vindkonvektorerna är påfrusna under tidsperioder då köldbärartemperaturen ut ur konvektorn är lägre än  $0^{\circ}\text{C}$ .

Mängden frost som hunnit avsättas på vindkonvektorerna under den aktuella tidsperioden, beräknas med utgångspunkt i att påfrysningstjockleken efter ett dygn anses vara känd. Då frostens påfrysningshastighet är bestämd kan det värme vattenångan avgivit under frysförloppet beräknas enligt

$$Q = \rho_F \cdot V \cdot (q_{\text{kond}} + q_{\text{smält}}) \quad (3.49)$$

$$q_{\text{kond}} = 2501 \text{ kJ/kg,}$$

$$q_{\text{smält}} = 334 \text{ kJ/kg,}$$

Den påfrusna volymen bestäms på följande sätt:

- I. För en rörkonvektor (värmeupptagande arean består av  $n$  st rör,  $t$  ex cylinderkonvektor)

$$V = n \cdot L \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [(d_y + 2 \cdot \delta_F)^2 - d_y^2] \quad (3.50)$$

- II. För en flänskonvektor (värmeupptagande arean består huvudsakligen av flänsar,  $t$  ex flänsbatteri)

$$V = A \cdot \delta_F \quad (3.51)$$

I ekvationerna (3.50) och (3.51) används påfrysningstjockleken  $\delta_F$ , vilket är den medeltjocklek som fås om "toppar" läggs ner i "dalar" enligt figur (3.15).



Figur 3.15 Påfrysningstjocklekens framtagande.

Under avfrostningsfasen behöver frosten inte tillföras allt värme den avgett under frysförloppet, dels på grund av att all frost inte omvandlas till vätska (frosten lossar "sjokvis" från konvektorn), dels på grund av att förångningen blir ringa (den del av frosten som inte lämnar konvektorn "sjokvis" lämnar den i form av vattendroppar). Allt värme som förs ut till vindkonvektorn under avfrostningsfasen upptas dock inte av frosten, utan vissa förluster uppstår från den uppvärmda konvektorn mot omgivningen i form av strålnings- och konvektiva värmeförluster. En rimlig anpassning till ovanstående torde vara en förenkling, där energiåtgången vid avfrostning antas vara lika med det totala smältvärmets för hela frostmängden på konvektorn.

Den energimängd som krävs för avfrostning av konvektorerna, om frostens tjocklek är  $\delta_F$ , kan nu skrivas

Rörkonvektorer:

$$Q_{av} = \rho_F \cdot n \cdot L \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [(D_y + 2\delta_F)^2 - D_y^2] \cdot q_{smält} \quad (3.52)$$

Flänskonvektorer:

$$Q_{av} = \rho_F \cdot A \cdot \delta_F \cdot q_{smält} \quad (3.53)$$

### 3.2.10 Klimatdata

De klimatdata som används är utformade så att för den aktuella orten används antalet avläsningar gjorda under en längre tidsperiod, med samhörande utetemperaturer och vindhastigheter.

Samtliga data sammanställs månadsvis som frekvenser (10 000-delar), visande medelvindhastigheten vid olika utetemperaturer.

Dessa sammanställningar används sedan för att karakterisera ett normalår för den studerade orten. Här kommer även extremvärden med men frekvenserna "styr" klimatet så att dessa extremvärden får en underordnad betydelse.

### 3.3 Körning av datorprogrammet

För att exemplifiera hur datorprogrammet fungerar görs ett par körningar. Givetvis kan andra indata ges för att t ex simulera en annan ort eller en uteluftvärmepump försedd med fläktkonvektor.

Eftersom programmet är utformat så att det gör energisammanställningar både för enskilda månader och för hela året lämpar det sig väl för ekonomiska betraktelser av olika systemlösningar.

Inverkan av värmepumpbyte, ändring av vindkonvektorarea, byte av vindkonvektorns uppställningsplats m m kan snabbt utvärderas både tekniskt och ekonomiskt. Den tekniska delen (energisammanställningarna) utförs direkt i programmet medan ekonomiska beräkningar inte ingår utan måste göras i efterhand.

#### 3.3.1 Förutsättningar

Nedan beskrivs de förutsättningar som gäller under datorkörningarna. Först anges de data som sammanfaller för båda körningarna och därefter anges data som är specifika för de olika körningarna.

Samhörande data för de olika körningarna:

- Klimatdata för Göteborg (Torslanda)
- Den studerade byggnadens värmeeffektbehov i ekvationsform:

$$\dot{Q}_{\text{behov}} = 0,6 + 0,27 \cdot (17 - t_{\text{ute}}) \quad [\text{kW}]$$

Vid utetemperaturer större än + 11 °C antas enbart effektbehov för tappvarmvattenuppvärmning föreligga.



- Byggnadens utseende enligt figur 3.10.  
Byggnaden är placerad i terrängtyp B, enligt tabell 3.2.

- Värmepumpens prestanda i ekvationsform:

$$\dot{Q}_1(55^{\circ}\text{C}) = 9,3 + 0,6937T_2 + 5,44072 \cdot 10^{-2} \cdot T_2^2 + 2,573 \cdot 10^{-3} \cdot T_2^3 + 4,4032 \cdot 10^{-5} \cdot T_2^4 \quad (\text{kW})$$

$$\dot{Q}_1(45^{\circ}\text{C}) = 9,95 + 0,7307T_2 + 5,63518 \cdot 10^{-2} \cdot T_2^2 + 2,6631 \cdot 10^{-3} \cdot T_2^3 + 4,5884 \cdot 10^{-5} \cdot T_2^4 \quad "$$

$$\dot{Q}_1(35^{\circ}\text{C}) = 10,68 + 0,8234T_2 + 6,95385 \cdot 10^{-2} \cdot T_2^2 + 3,5033 \cdot 10^{-3} \cdot T_2^3 + 6,3239 \cdot 10^{-5} \cdot T_2^4 \quad "$$

$$\dot{E}(55^{\circ}\text{C}) = 3,49 + 0,1391T_2 + 1,44158 \cdot 10^{-2} \cdot T_2^2 + 8,6412 \cdot 10^{-4} \cdot T_2^3 + 1,7115 \cdot 10^{-5} \cdot T_2^4 \quad "$$

$$\dot{E}(45^{\circ}\text{C}) = 3,2 + 0,1183T_2 + 1,04092 \cdot 10^{-2} \cdot T_2^2 + 5,3506 \cdot 10^{-4} \cdot T_2^3 + 9,136 \cdot 10^{-6} \cdot T_2^4 \quad "$$

$$\dot{E}(35^{\circ}\text{C}) = 2,95 + 0,0996T_2 + 8,1265 \cdot 10^{-3} \cdot T_2^2 + 4,2195 \cdot 10^{-4} \cdot T_2^3 + 7,169 \cdot 10^{-6} \cdot T_2^4 \quad "$$

I ovanstående värmepumpmodell finns två cirkulationspumpar medräknade (205 W) i värmepumpens elbehov.

- Framledningstemperatur i ekvationsform:

$$t_{\text{fram}} = 20 + 1,35 \cdot (17 - t_{\text{ute}})$$

$t_{\text{fram}}$  tillåts gå ned till  $45^{\circ}\text{C}$ , vilket inte underskrids vid ytterligare ökning av utetemperaturer med tanke på tappvarmvattenbehovet.

- Köldbärarens densitet =  $1240 \text{ kg/m}^3$
- Köldbärarens värmekapacitivet =  $2900 \text{ J/kg, K}$
- Köldbärarens värmeledningstal =  $0,53 \text{ W/m, K}$
- Frostens densitet =  $190 \text{ kg/m}^3$
- Frostens påfrysningshastighet =  $4 \text{ mm/dygn}$
- Smältvärmes för vatten =  $334 \text{ kJ/kg, K}$
- Lägsta tillåtna förångningstemperatur =  $-20^{\circ}\text{C}$
- Flödet genom konvektorerna är  $0,27 \text{ l/s}$

### I. Första körningens förutsättningar

- Vindkonvektortyp: Cylinderkonvektor
- Konvektorns uppbyggnad enligt figur 3.6
- Cylinderkonvektorns värmegenomgångskoefficienter:

$$\begin{aligned} \text{Ej påfrusen: } k &= 55 + 7,84 \cdot u^{0,6} & [\text{W/m}^2, \text{K}] \\ \text{Lätt påfrusen: } k &= 42,5 + 10,1 \cdot u^{0,6} & " \end{aligned}$$

Under körningen studeras olika konvektorareor samt olika konvektorplaceringar.

### II. Andra körningens förutsättningar

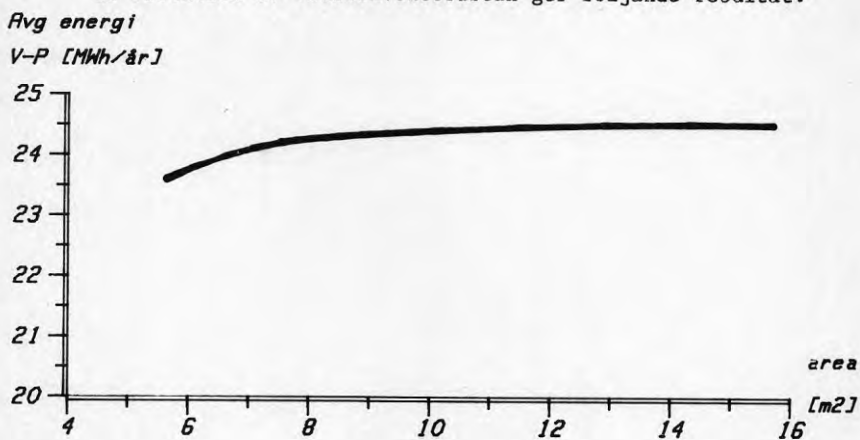
- Vindkonvektortyp: Flänsbatteri
- Konvektorns uppbyggnad enligt figur 3.5
- Flänsbatteriets värmegenomgångskoefficienter

$$\begin{aligned} \text{Ej påfrusen: } k &= 6,5 + 1,96 \cdot u^{0,6} & (\text{W/m}^2, \text{K}) \\ \text{Lätt påfrusen: } k &= 3,5 + 1,57 \cdot u^{0,6} & " \end{aligned}$$

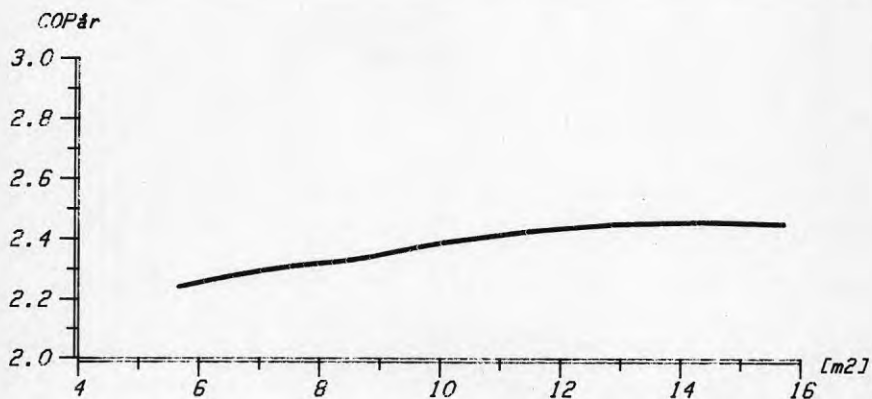
## 3.3.2 Resultat

## I. Första körningen - cylinderkonvektor

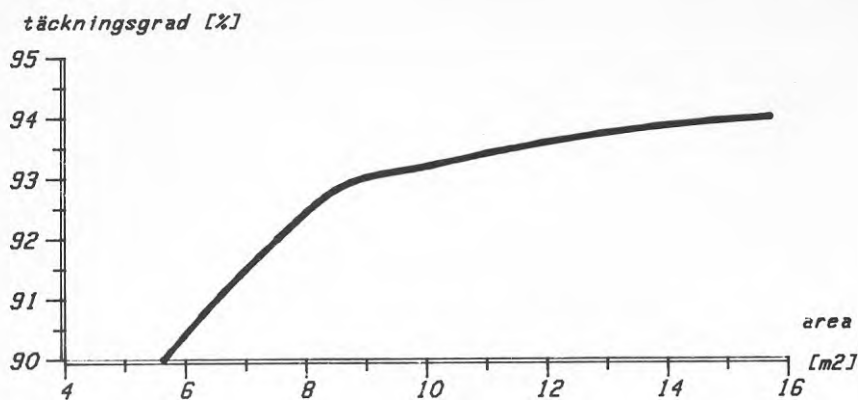
En variation av vindkonvektorarean ger följande resultat.



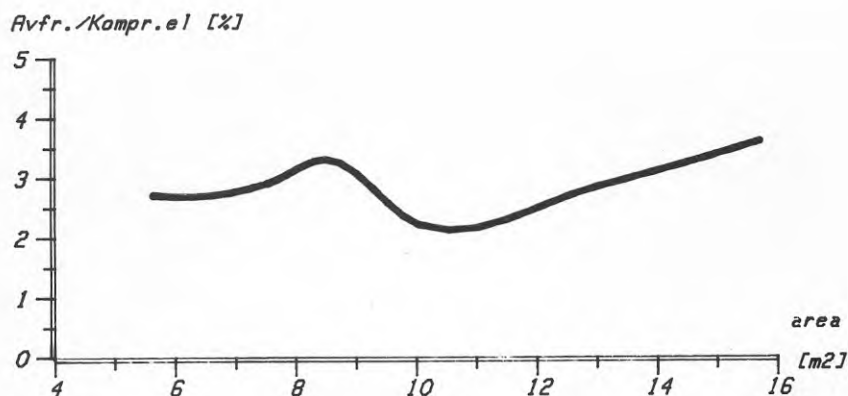
Figur 3.16 Årsvärmefaktorns variation som funktion av vindkonvektorarean.



Figur 3.17 Levererad energi från värmepumpen som funktion av vindkonvektorarean.



Figur 3.18 Energitäckningsgrad som funktion av vindkonvektorarean.



Figur 3.19 Avfrostningsenergens andel av värmepumpens totala elförbrukning som funktion av vindkonvektorarean.

Försök gjordes även med alternativa konvektorplaceringar (ändring av  $C_p$ ).

Tre olika takplaceringar studerades.

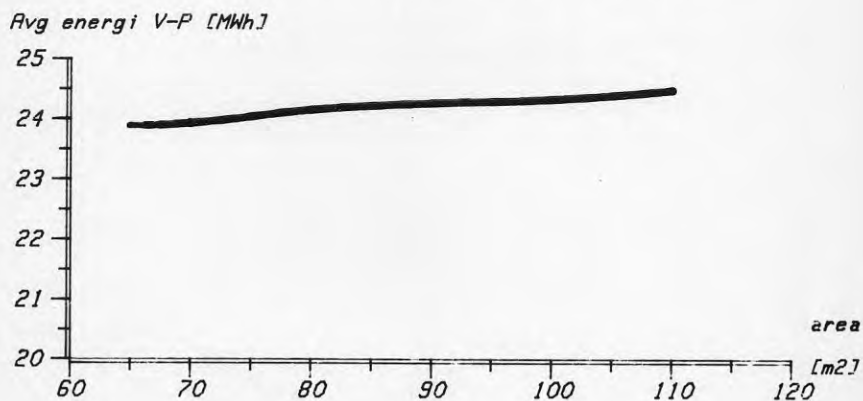
$C_p$	COP år	Täckningsgrad (%)
- 0,37	2,31	92
- 0,76	2,31	92
- 1,15	2,32	92

För de tre olika placeringarna gäller att vindkonvektorerarean var  $7,54 \text{ m}^2$ . Att enbart takplaceringar studeras beror på att cylinderkonvektorns form är sådan att den bäst lämpar sig för placeringar på horisontella eller nästan horisontella ytor.

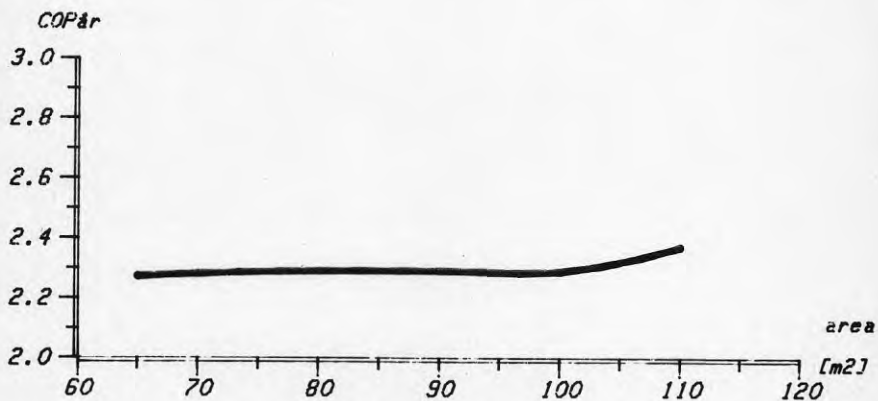
Ingen märkbar skillnad i vare sig täckningsgrad eller årsvärmefaktor noterades, vilket innebär att en ändring av vindkonvektorns area har vida större betydelse för värmepumpens prestanda än placeringen av vindkonvektorn.

### III. Andra körningen - Flänsbatterier

En variation av vindkonvektorarean ger i detta fall

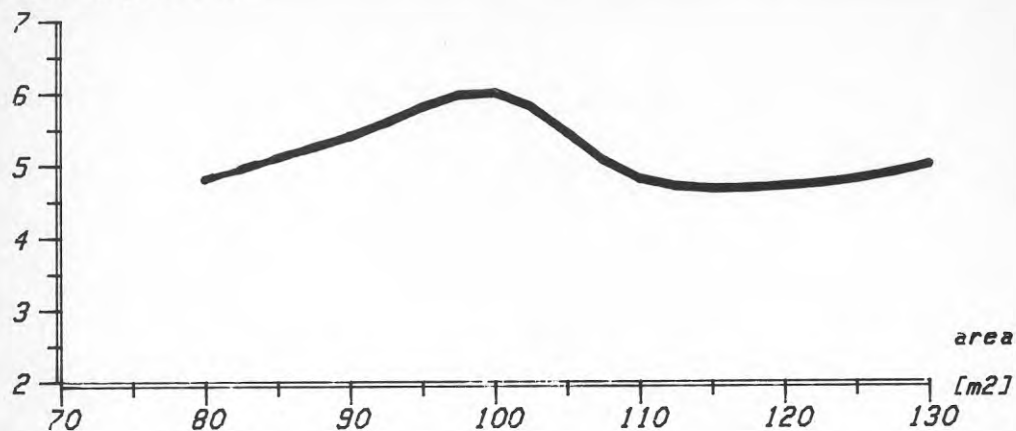


Figur 3.20 Årsvärmefaktorns variation som funktion av vindkonvektorarean.



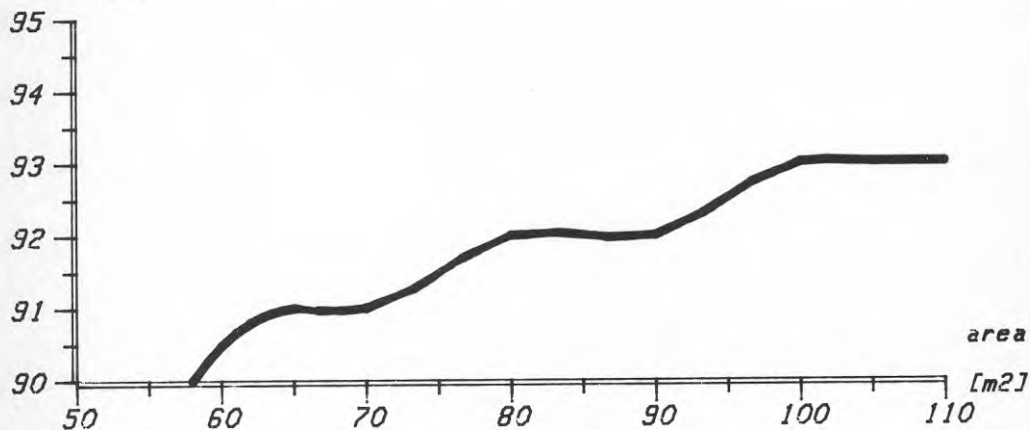
Figur 3.21 Levererad energi från värmepumpen som funktion av vindkonvektorarean

Avfr./Kompr.e1 [%]



Figur 3.22 Energitäckningsgrad som funktion av vindkonvektorarean.

täckningsgrad [%]



Figur 3.23 Avfrostningsenergins andel av värmepumpens totala energiförbrukning som funktion av vindkonvektorarean.

Också i denna körning studeras inverkan av alternativa vindkonvektorplaceringar.

Tre olika placeringar studerades.

$C_p$	COP år	Täckningsgrad (%)
+ 0,72	2,29	92
- 0,37	2,32	93
- 1,15	2,32	93

För alla tre placeringarna gällde att vindkonvektorarean var  $80 \text{ m}^2$ .

Värdet  $C_p = + 0,72$  motsvarar en placering på vägg. De två andra värdena på  $C_p$  motsvarar takplaceringar.

En liten skillnad i årsvärmefaktor mellan tak- och väggplacering kan noteras, medan täckningsgraden förändras marginellt. Dessa små ändringar innebär dock, om värmepumpens producerade värme betraktas, att placeringen inverkar så att ett väggplacerat flänsbatteri kräver ca 25 % större area än motsvarande takplacerade.

Behovet av avfrostningsenergi ökar snabbt med ökande area (relativt cylinderkonvektorn), varför maximal teoretisk årsvärmefaktor är högre för värmepump försedd med cylinderkonvektor än för värmepump med flänsbatteri.

Figur 3.19 och 3.23, vilka visar avfrostningsenergens andel av värmepumpens totala energiförbrukning, har ett utseende som inte helt stämmer överens med verkligheten. Detta beror på den programmeringstekniska delen som säger att avfrostning äger rum under tidsperioder då köldbäraren efter konvektorn är kallare än  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Tendensen, som visar att behovet av avfrostningsenergi ökar med ökande konvektorarea, och storleksordningen av den avfrostningsenergi som krävs är dock riktiga.

De båda datorkörningarna ligger till grund för det ekonomiska resonemanget i Kap 4.

### 3.4 Diskussion om datorprogrammet

Under denna rubrik tas upp delar i datorprogrammet som kan vara beräkningsmässigt osäkra eller på annat sätt inte är fullständigt verifierade.

- I Omräkningen från den vindhastighet varmed byggnaden anblåses till den vindhastighet som direkt påverkar vindkonvektorn

Denna omräkning sker med hjälp av Bernoullis ekvation samt s k formfaktorer. Omräkningen är inte bekräftad med experimentella data, vilket vore önskvärt.

- II Konstant temperaturdifferens mellan förångningstemperatur och ködbärarens medeltemperatur har antagits

Vid låga temperaturer är denna differens i verkligheten något mindre än vid höga temperaturer.

Under de mätningar som gjorts har dock skillnaden i denna temperaturdifferens varit liten och pendlat mindre än  $2^{\circ}\text{C}$  vid ändring av förångningstemperaturen från  $-25^{\circ}\text{C}$  till  $-5^{\circ}\text{C}$ .

- III Den betraktade byggnaden antas alltid vara anblåst från samma håll

Beroende på vilken ort som betraktas och var vindkonvektorn är placerad, kan det vara nödvändigt att överväga modifikationer av detta antagande, t ex genom att ange medelvindriktning månad för månad, vilket enklast görs genom att ange formfaktorns variation med anblåsriktning).



#### IV Värmepumpsystemet antas vara fritt från förluster

Inga värmeförluster och inga start/stopp-förluster beaktas. I det verkliga fallet förekommer förluster även om deras inverkan är liten vid en korrekt dimensionerad anläggning.

Värmeförluster kan dock anses komma byggnaden tillgodo om värmepumpens varma delar står i en uppvärmd del av byggnaden genom att den "förlust" som tillförs byggnaden inte senare behöver produceras av värmepumpen.

Start/stopp-förluster däremot, vilka innebär en försämring av värmefaktorn, kan något förenklat sägas vara ett mått på hur väl dimensionerad anläggningen är.

#### V Köldbärarflödet antas vara oberoende av köldbärartemperaturen

Köldbärarflödet beror av temperaturen (främst beroende på att kinematiska viskositeten ändras med temperaturen) men flödesändringarna är små. Skillnaden i energiinsamling blir procentuellt mindre än skillnaden i flöde, då en flödesändring innebär en ändring av köldbärarens temperaturdifferens över vindkonvektorn i motsatt riktning.

#### VI Omräkningen av vindhastighet från en terrängtyp till en annan

Denna omräkning bygger på relativt enkla modeller. Bäst är om vindförhållandena i den betraktade byggnadens omedelbara närhet finns dokumenterade.

## 4 EKONOMI

Med hjälp av datorprogrammet kan ekonomiska studier utföras för hela värmepumpinstalleringen som helhet. Man kan emellertid även studera t ex enskilda komponenters eller olika konvektorplaceringars betydelse.

Det är därmed möjligt att göra en mängd ekonomiska studier av olika slag. Här begränsas dock den ekonomiska studien till en undersökning av olika vindkonvektorareors betydelse.

Denna undersökning tjänar som exempel på hur datorprogrammet kan utnyttjas för ekonomisk analys.

## 4.1 Vindkonvektorareans ekonomiska betydelse

Två olika modeller av vindkonvektorer, dels flänsbatteri av äldre modell (se fig 3.5), dels cylinderkonvektor (se fig 3.6) betraktas.

I de följande beräkningarna används följande begrepp.

- Konvektorpris = det pris som konsumenten får betala för konvektorn [kr]
- Specifikt konvektorpris = konsumentpris per areaenhet [kr/kWh]
- Konvektorkostnad = 
$$\frac{\text{konvektorpris}}{\text{prod värme av v-p under ett normalår}}$$
 [kr/kWh]

Vid en ändring av konvektorarean inträffar följande.

- Konvektorpriset är proportionellt mot arean, dvs en ökning av arean medför en ökning av konvektorpriset.
- Värmepumpens värmeproduktion ökar med ökande konvektorarea, genom att förångningstemperaturen kan höjas.

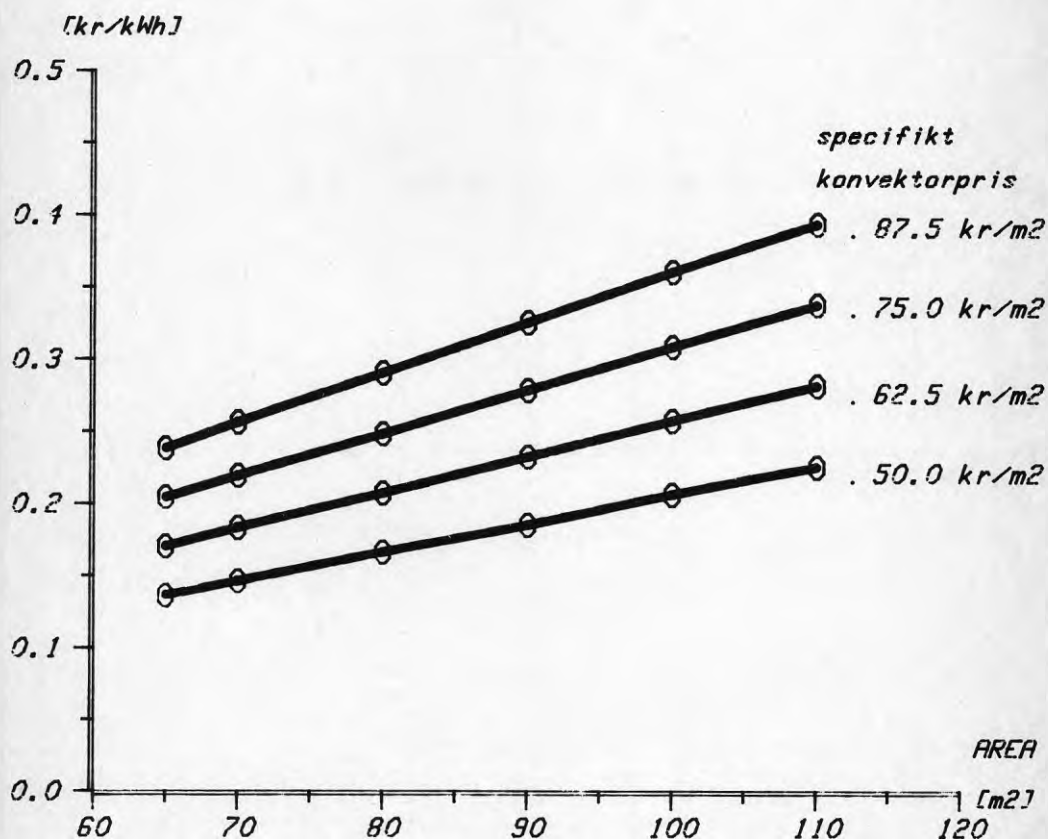
Frågeställningen blir om det extra producerade värmets värde kan kompensera det ökade konvektorpriset vid en ökning av konvektorarean.

En enkel metod att besvara frågeställningen är att betrakta konvektorkostnadens variation med areaändringen.

Fig 4.1 och Fig 4.2 ovan visar båda tydligt att i de area-intervall som betraktas är det inte ekonomiskt försvarbart att öka konvektorarean. Kostnaden ökar för varje ytterligare producerad värmemängd, oavsett vilket specifikt konvektorpris som gäller. Detta beror på att det ytterligare producerade värmet blir litet i förhållande till ökningen av konvektorarean.

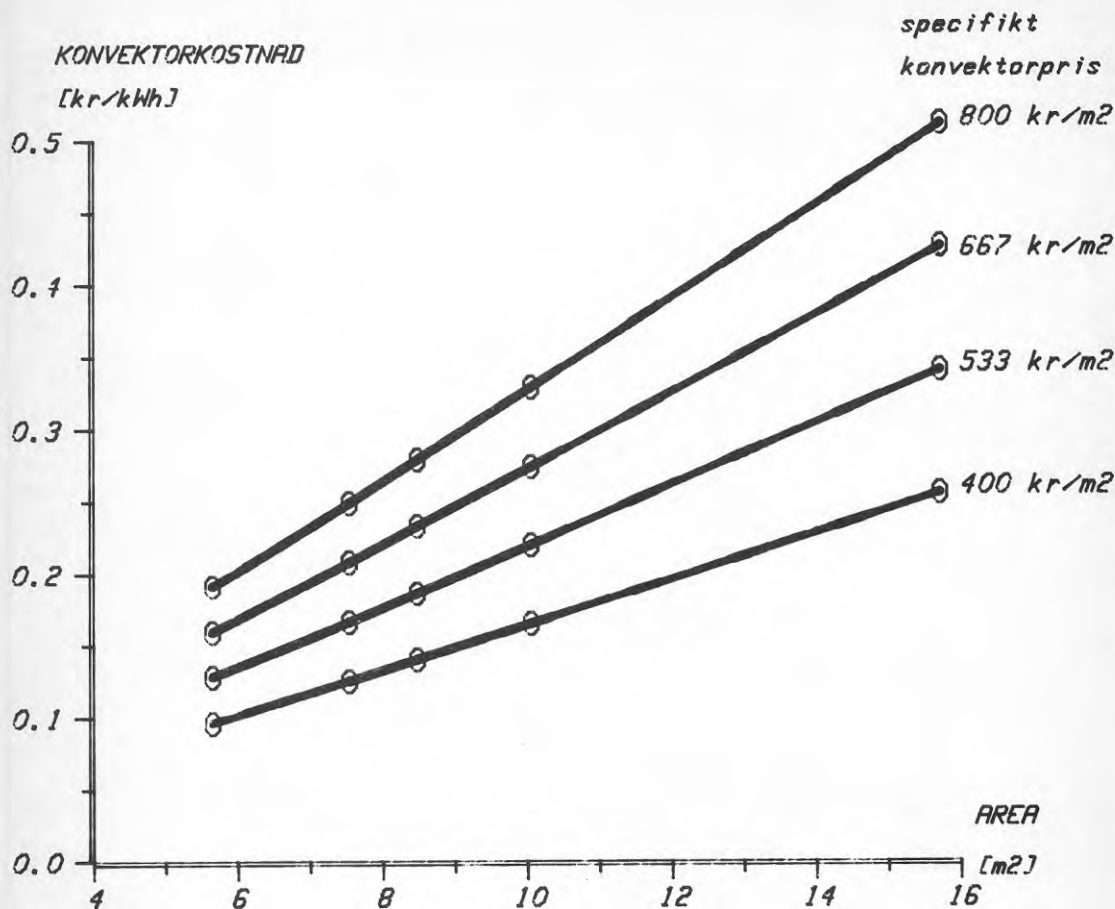
Vid en verklig dimensionering måste hänsyn tas även till andra faktorer, t ex vilken täckningsgrad som ska uppnås, varför dimensioneringen kan ha vissa "ramar" att röra sig inom och inte enbart styrs rent ekonomiskt.

### KONVEKTORKOSTNAD



Figur 4.1 Flänsbatteri.

Konvektorkostnaden för olika konvektorareor, relaterat till av värmepumpen producerat värme under ett normalår.



Figur 4.2 Cylinderkonvektor.  
Konvektorkostnaden för olika konvektorareor,  
relaterat till av värmepumpen producerat värme  
under ett normalår.

Här bör även nämnas att konvektorkostnaden ligger i storleksordningen 10 % av totala anläggningskostnaden för en normalstor villavärmepump, vilket innebär att ändringar av konvektorkostnaden med 10 % får en inverkan av 1 % på totala anläggningskostnaden.

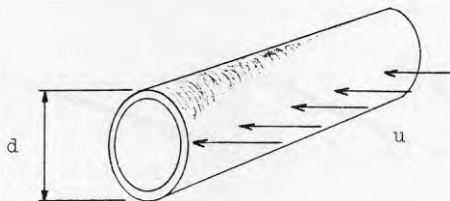
Resultaten i detta kapitel får inte ses som generella. De gäller endast för den anläggning som studerats.

## 5 YTTRELLIGARE ASPEKTER PÅ VINDKONVEKTORER

## 5.1 Värmeövergångskoefficientens diameterberoende hos en rörkonvektor

Det är av intresse att känna till om värmeövergångskoefficienten  $\alpha_u$  på rörets utsida och därigenom även totala värmeövergångskoefficienten  $k$  är beroende av rörets diameter och i så fall, på vilket sätt.

Därför görs följande betraktelse för att utröna värmeövergångskoefficientens diameterberoende.



Figur 5.1 Ett vinkelrätt anströmmat rör.

Värmeövergångskoefficienten  $\alpha_u$  på rörets utsida beror av ett flertal parametrar och kan uttryckas med hjälp av Nusselts tal  $Nu$  enligt

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad (5.1)$$

där, för ett vinkelrätt luftanströmmat rör, följande uttryck för  $Nu$  har visat sig stämma väl med experimentella data (ref [3]).

$$Nu_1 = 0,282 \cdot Re^{0,585} \quad (5.2)$$

Ekvation (5.2) gäller för

$$300 < Re < 40\,000$$

där

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} \quad (5.3)$$

Om  $Re < 300$  gäller

$$Nu_2 = 0,764 \cdot Re^{0,41} \quad (5.4)$$

Om (5.1), (5.2), (5.3) och (5.4) kombineras på lämpligt sätt fås:

$$\alpha_1 = \frac{\lambda}{d} \cdot \left[ 0,282 \cdot \left( \frac{u \cdot d}{v} \right)^{0,585} \right] \quad (5.5)$$

och

$$\alpha_2 = \frac{\lambda}{d} \cdot \left[ 0,764 \cdot \left( \frac{u \cdot d}{v} \right)^{0,41} \right] \quad (5.6)$$

Hålls luftens tillstånd (tryck och temperatur) och även dess anblåsningshastighet konstant, kan den nya värmeövergångskoefficienten vid en diameterförändring uttryckas i förhållande till den gamla såsom

$$\frac{\alpha_{ny1}}{\alpha_1} = \frac{\frac{\lambda}{d_{ny}} \cdot \left[ 0,282 \cdot \left( \frac{u \cdot d_{ny}}{v} \right)^{0,585} \right]}{\frac{\lambda}{d} \cdot \left[ 0,282 \cdot \left( \frac{u \cdot d}{v} \right)^{0,585} \right]} \quad (5.7)$$

och

$$\frac{\alpha_{ny2}}{\alpha_2} = \frac{\frac{\lambda}{d_{ny}} \cdot \left[ 0,764 \cdot \left( \frac{u \cdot d_{ny}}{v} \right)^{0,41} \right]}{\frac{\lambda}{d} \cdot \left[ 0,764 \cdot \left( \frac{u \cdot d}{v} \right)^{0,41} \right]} \quad (5.8)$$

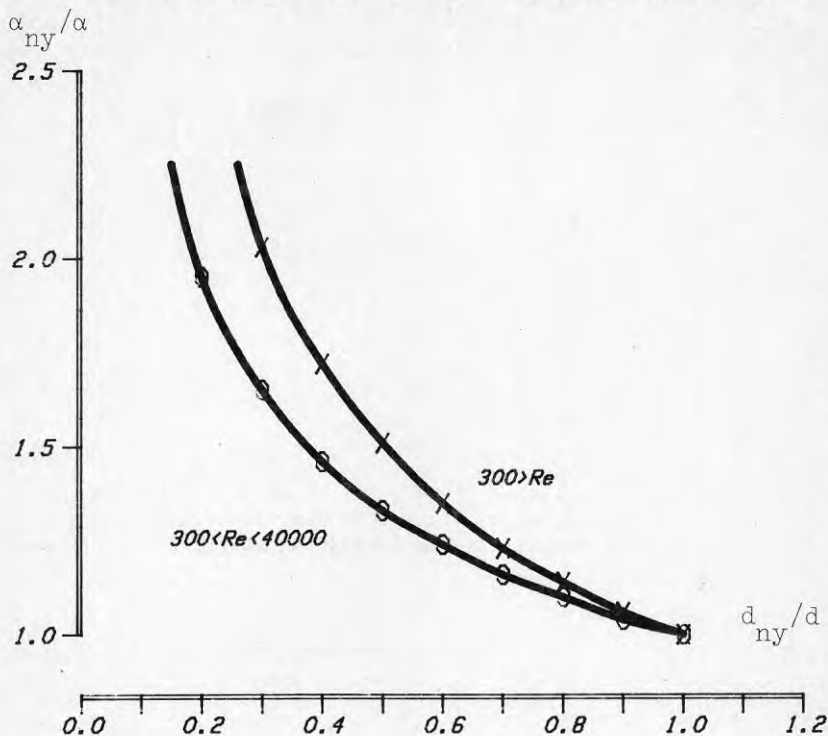
Med möjliga förkortningar i (5.7) och (5.8) utförda, erhålls till sist följande enkla förhållande mellan värmeövergångskoefficienterna.

$$\frac{\alpha_{ny1}}{\alpha_1} = \left( \frac{d_{ny}}{d} \right)^{-0,415} \quad (5.9)$$

och

$$\frac{\alpha_{ny2}}{\alpha_2} = \left( \frac{d_{ny}}{d} \right)^{-0,59} \quad (5.10)$$

Med hjälp av (5.9) och (5.10) kan förhållandet mellan värmeövergångskoefficienterna visas i diagramform enligt



Figur 5.2 Värmeegenomgångskoefficientens diameterberoende för utsidan av ett vinkelrätt anströmnat rör.

Det visar sig att en diameternedgång förbättrar värmeövergångskoefficienten  $\alpha$  på rørets utsida. T ex medför en diameternedgång från  $d$  till  $d_{ny}$  sådan att  $d_{ny}/d = 0,5$ , att värmeövergångskoefficienten ökar med ca 35 % (vid mycket låga vindhastigheter,  $Re < 300$ , blir förbättringen ännu större).

Ovanstående resonemang ger som resultat att små rørdiametrar är fördelaktiga ur värmeöverföringssynpunkt. Dock bör man hålla i minnet att om samtliga rørdiametrar minskas, säg till hälften (dvs  $d_{ny}/d = 0,5$ ), så halveras även rørets omkrets.

Med hänsyn tagen till ökningen av värmeövergångskoefficienten måste rørlängden ökas med motsvarande ca 48 % för ett bibehållet  $k \cdot A$  (detta gäller om  $\alpha \approx k$ , i annat fall måste längden ökas ytterligare). Vilka rørdiametrar som bör väljas styrs av prisförhållandet mellan olika rørdiametrar men även av vindkonvektorns geometri där tryckfallet över konvektorn på köldbärarsidan och även konvektorns yttre dimensioner kan bli begränsande faktorer.

## 5.2 Vindkonvektorytans effektivitet

Olika konvektorytors inbördes effektivitet inom en och samma konvektor kan enkelt avgöras visuellt på följande sätt.

När konvektorytans temperatur är tillräckligt låg för att frysa vatten kommer luftens vattenånga att bilda frost på konvektorytan.

Ifall vindkonvektorerna hela yta exponeras mot luften på ett likartat sätt så kommer påfrysningstjockleken att bli densamma över hela ytan. Om det lokalt uppstår platser med stillastående luft eller där utbytet av luft är begränsat så innebär detta att påfrysningen i dessa områden kommer att vara mindre än i bättre exponerade områden.

Ytor som kontinuerligt förbiströmmas av luft blir naturligt nog effektivare än ytor som omges av stillastående luft..

Det är alltså möjligt att kontrollera olika konvektorytors inbördes effektivitet genom att vid yttre förhållanden jämföra påfrysningen på de olika ytorna.

Ett exempel på ovanstående resonemang är den äldre modellen av flänsbatterier (se fig 3.5) där flänsdelningen är relativt tät.

Frosten växer på dessa äldre flänsbatterier enbart i ytterkant på flänsarna medan flänsytan "inne" i konvektorn förblir i det närmaste helt opåfrusen.

Detta tyder på ett dåligt utnyttjande av konvektorarean, vilket också visar sig vara fallet vid en jämförelse med den vidareutvecklade generationen flänsbatterier. De nya batterierna har större flänsdelning och får på detta vis en jämn påfrysning över hela den värmeupptagande ytan. Ökningen i effektivitet märks också på uppmätta  $k$ -värden, vilka ligger betydligt högre för den senare generationen flänsbatterier.



Som inledningsvis nämnts ugör den föreliggande rapporten den avslutande delen av ett större arbete, vars första del redovisats i (ref [1]). De två rapporterna bör därför ses i ett sammanhang. För att öka överskådligheten och underlätta för läsaren, sammanfattas här mycket kortfattat en del väsentligare slutsatser som kan dras ur hela arbetet.

Två konvektorer och flänsbatteri med olika flänsdelningar, 8 mm respektive 30 mm har undersökts. Såväl vid vindstill och måttlig vind som vid rent och något påfruset batteri fås vid 30 mm flänsdelning betydligt bättre värmeövergång mellan luft och batteri. Den totala värmeupptagningen per längdenhet konvektor minskar med ökande lamelldelning men konvektormaterialet utnyttjas betydligt effektivare. Genom att lamelldelningar mellan 8 och 30 mm inte undersökts är det vanskligt att yttra sig om vilken lamelldelning som är den ekonomiskt optimala. Det syns dock klart att delningen 8 mm, som tidigare varit den normalt använda, är för liten (kap 2.1).

För att få en uppfattning om vindens inverkan på konvektorernas värmeupptagning, studerades två identiskt lika konvektorer, placerade så att den ena var mer utsatt för vind än den andra. En klart ökad värmeupptagning kunde påvisas vid den mer vindutsatta placeringen (kap 2.2).

Värmeövergångstalet mellan luft och röryta, och därmed själva rörets värmeegenomgångstal ökar med minskande rördiameter. En halvering av rördiametern medför att rörets värmeegenomgångstal ökar med drygt 30 %. Man kan således diskutera lösningar med flera rör av mindre diameter (kap 5.1).

I anläggningar i praktisk drift kan man få en uppfattning om vindkonvektorns effektivitet genom att studera hur den beter sig då lufttillståndet är sådant att påfrostning sker (kap 5.2).

Resultaten från de olika konvektorundersökningarna på fältet eller i laboratorier sammanfattas egentligen i det datorprogram som utarbetats. Programmets uppbyggnad beskrivs i kapitel 3 och programmet i detalj redovisas i bilaga 1. I det här programmet är inbakat mycket av de resultat och erfarenheter som vunnits under arbetets gång. Det har därmed en förhållandevis god förankring i verkligheten och bör kunna nyttjas med ganska god säkerhet för studier av värmepumpsystem med vindkonvektorer för värmeupptagning ur uteluften.

---

Önskas komplett information om:

Listning av datorprogrammet

Kompletta resultat av de båda programkörningarna

var god kontakta:

Chalmers tekniska högskola/Avd för installationsteknik

Per-Erik Nilsson

412 96 Göteborg

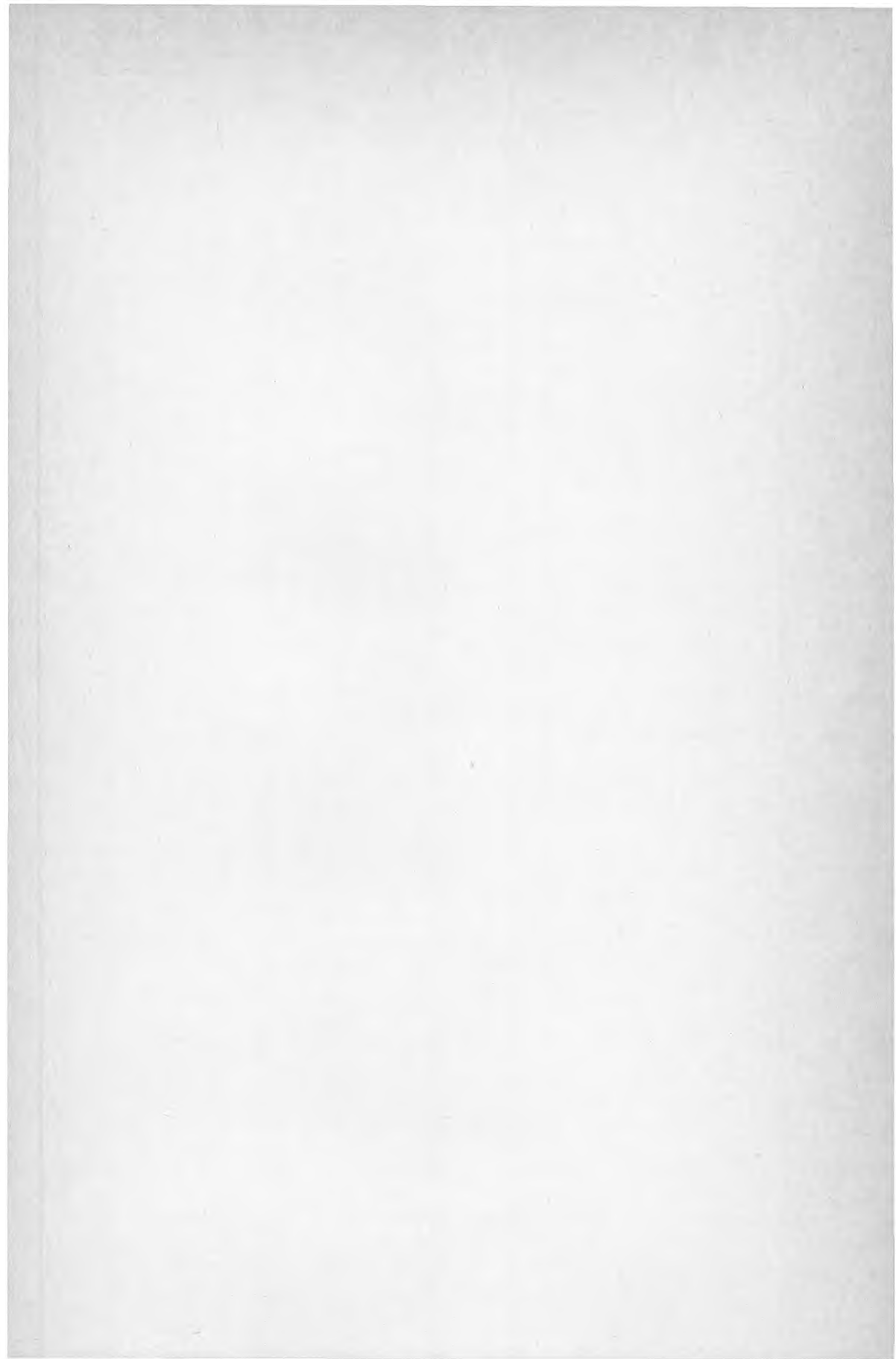
Telefon:031-81 01 00

## REFERENSER

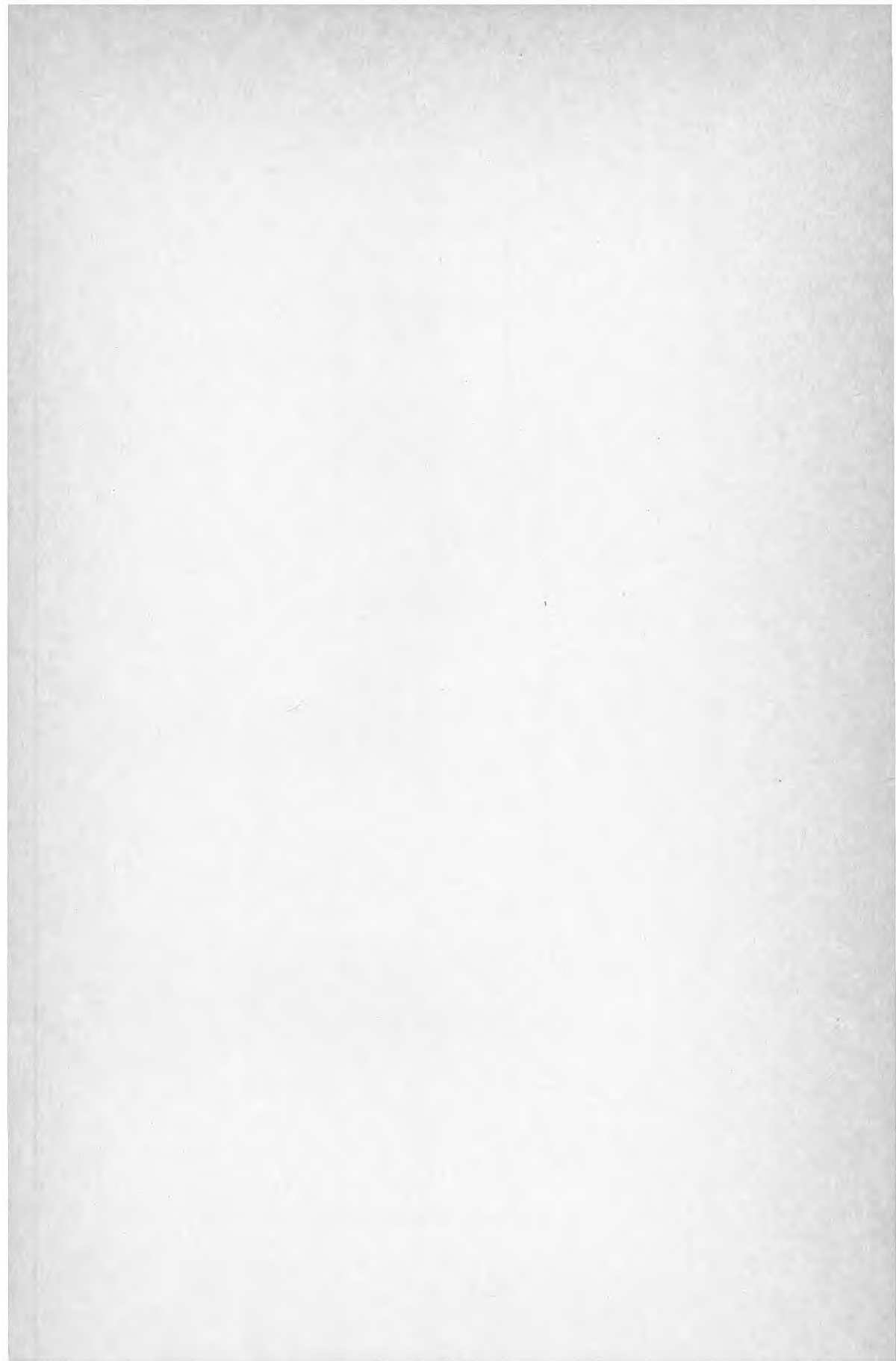
- [1] Nilsson, P-E, 1985, Vindkonvektorer. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport R35:1985. Stockholm.
- [2] Mörtstedt, S-E, Hellsten, G, 1978, Data och diagram. (Norstedts tryckeri.)
- [3] WDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, 1977. (Hrsg. vom Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, GVC, 3. Aufl, Düsseldorf VDI-Verl.) Düsseldorf.
- [4] Energi 85 - Energianvändning i bebyggelse, 1984. (Statens råd för byggnadsforskning.) G26:1984. Stockholm.
- [5] Eckert, E R G, Drake, Robert, M Jr, 1972, Analysis of Heat and Mass Transfer. (McGraw-Hill book company.)
- [6] Energiordlista, 1984. (Tekniska nomenklaturcentralens publikationer.) Nr 81. Stockholm.
- [7] Boelter, L M K, Cherry, V H, Johnson, H A and Martinelli, R C, 1965, Heat Transfer Notes. (McGraw-Hill book company.)
- [8] Taesler, R, 1972, Klimatdata för Sverige. (SMHI). Stockholm.
- [9] Handa, K, Kärrholm, G, Lindquist, T, 1979, Mikroklimat & Luftväxling. (Statens råd för byggnadsforskning.) T3:1979. Stockholm.
- [10] Lindeberg, P, 1984, Forskning kring värmepumpar. (Statens råd för byggnadsforskning.) T16:1984. Stockholm.
- [11] Jensen, M, 1959, Aerodynamik i den naturlige vind. (Teknisk förlag.) Köpenhamn.
- [12] Jacobsson, L, 1982, Vindberoende konvektorer för värmepumpsystem i befintliga hus. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport R58:1974. Stockholm.
- [13] Munther, K E, 1974, Energiförbrukning i småhus. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport R58:1974. Stockholm.
- [14] Poppius, H, 1984, Villavärmepumpar - nordisk översikt. (Statens råd för byggnadsforskning.) T5:1984. Stockholm.
- [15] Värmeinfångning med vindkonvektorer för jordvärmeanläggningar, 1985. (Jordvärmegruppen.) Rapport nr 16. Göteborg.

- [16] Marknadens värmepumpar, 1983. (Sveriges Lantbruksuniversitet.) Uppsala.
- [17] Bäckström, M, 1970, Kylteknikern. (Almqvist & Wiksell.) Uppsala.
- [18] Sundell, J, 1980, Simulation Model of Heat Pump System for Single Family Dwellings. (Dep. of Electric Power Systems Engineering, The Royal Institute of Technology.) Stockholm.
- [19] VVS-handboken, 1974. (Förlags AB VVS.) Stockholm

















Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 810671-8  
från Statens råd för byggnadsforskning till Geologiska  
institutionen, Chalmers tekniska högskola, Göteborg.

R7: 1986

ISBN 91-540-4512-6

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6706007  
Ingår ej i abonnemang

Distribution:  
Svensk Byggtjänst, Box 7853  
103 99 Stockholm

Cirkapris: 35 kr exkl moms