



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.



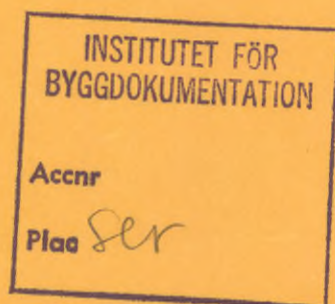
Rapport

R45:1986

**Kombinerade från-
och uteluftsvärmepumpar**

Mätning och utvärdering

Ulf Bergström



Bygghforskningsrådet

R45:1986

KOMBINERADE FRÅN- OCH UTELUFTSVÄRMEPUMPAR
Mätning och utvärdering

Ulf Bergström

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
840408-2 från Statens råd för byggnadsforskning
till Statens provningsanstalt, Borås.

REFERAT

Syftet med mätningarna har varit att särskilja värmeleveranserna vid frånluftsdrift respektive uteluftsdrift, samt att redovisa den totala besparingen.

Följande besparing har erhållits från luftvärmepumpinstallationen:

Frånluftsdrift	256 MWh/år	(77 000:-/år)
Uteluftsdrift	62 MWh/år	(17 000:-/år)
Totalt	318 MWh/år	(95 000:-/år)

Pay-offtiden för anläggningen uppgår till 5,4 år. Genom att installationen utformats så att uteluften kunnat utnyttjas har pay-offtiden kunnat avkortas med 20%. Besparingen vid uteluftsdrift skulle kunna ökas om ackumuleringskapaciteten för tappvarmvatten ökades.

Mätningarna vid Nohagahallen har visat att en kombinerad från- och uteluftsvärmepump är ett intressant alternativ för byggnader med tidsbegränsat ventilationsbehov. Extrakostnaderna för att möjliggöra uteluftsdrift har varit låga för Nohagahallen (ca 15 000:-). Mätningarna har också visat på vikten av en god systemkänedom. Ackumuleringsaspekterna måste övervägas noga för att ge en hög utnyttjandegrad av uteluftsdrift.

Om en genomtänkt projektering görs, kan kombinationsalternativet visa upp en god lönsamhet, där en renodlad frånluftsvärmepump skulle innebära en diskutabel investering.

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

R45:1986

ISBN 91-540-4555-X

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck AB Stockholm 1986

INNEHÅLL

	FÖRORD.....	4
1	SAMMANFATTNING.....	5
2	INLEDNING.....	7
2.1	Bakgrund.....	7
2.2	Målsättning för projektet.....	12
3	BESKRIVNING AV ANLÄGGNINGEN.....	13
3.1	Byggnader.....	13
3.2	Uppvärmningssystem.....	14
3.2.1	Tappvarmvattenberedning.....	18
3.2.2	Lokaluppvärmning.....	19
3.3	Avfuktningssagregat.....	20
3.4	Luftvärmepumpen.....	22
4	MÄTPROGRAM.....	25
4.1	Allmänt.....	25
4.2	Mätpunkter.....	25
4.3	Mätdatabehandling.....	26
4.4	Mätutrustning.....	26
5	MÄTRESULTAT.....	28
5.1	Nolhagahallens energiförbrukning.....	28
5.2	Luftvärmepumpens energibesparing.....	30
5.3	Intensivmätningar.....	35
5.4	Förslag till förbättringar i Nolhagahallen.....	41
6	EKONOMISK UTVÄRDERING.....	43
7	DIMENSIONERINGSASPEKTER.....	45

FÖRORD

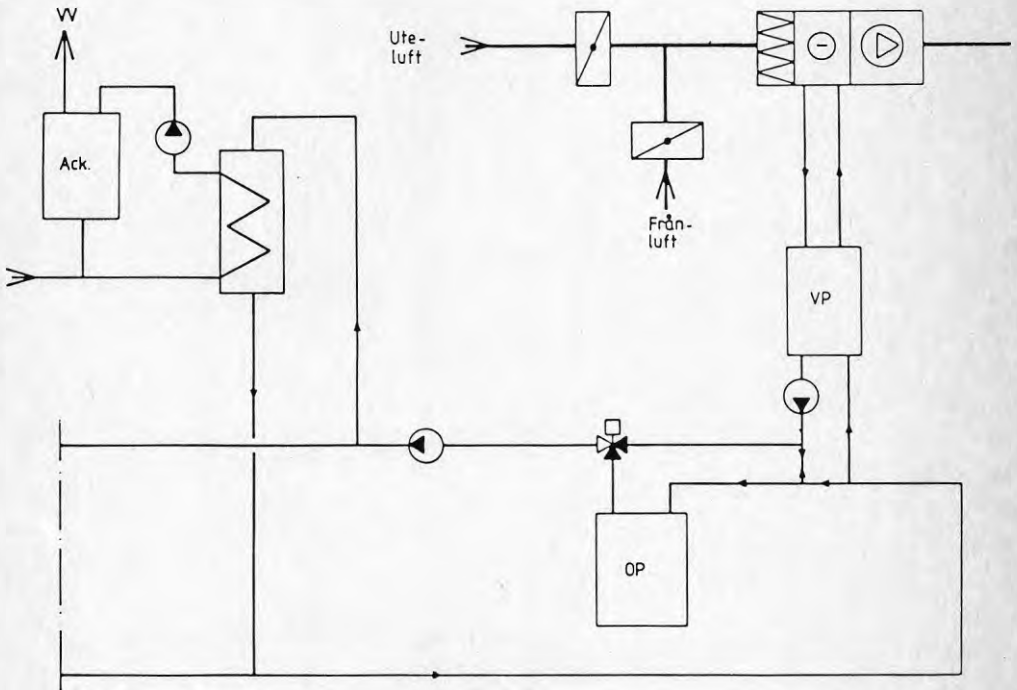
Jag vill här framföra ett stort tack till alla som har hjälpt mig att genomföra detta projekt. Framför allt vill jag tacka Assar Johansson vid Nolhagabadet för all den tid som han har lagt ner för insamlande av mätdata, samt för hans goda råd under arbetets gång.

Borås 1985

Ulf Bergström

1 SAMMANFATTNING

Denna rapport utgör resultatet från ett års mätningar på en kombinerad från- och uteluftsvärmepump (nov 84 - okt 85). Luftvärmepumpen är installerad i Nohagahallen i Alingsås. Byggnaden, med en totalt uppvärmd yta på ca 5 000 m², inrymmer en bowlinghall, en sporthall samt en simhall med tillhörande omklädningsrum. Luftvärmepumpen utnyttjar frånluften från simhallens omklädningsrum. Frånluftsflödet från dessa omklädningsrum uppgår till ca 12 000 m³/h. Ventilationsbehov föreligger 13 - 16 timmar per dygn och under övrig tid utnyttjas uteluft som värmekälla för luftvärmepumpen. Anläggningens funktion återges schematiskt i figur 1.1.



Figur 1.1. Principskiss över luftvärmepumpens inkoppling i Nohagahallen.

Värmepumpens nominella värmeeffekt vid ± 0 °C förångningstemperatur och +60 °C kondenseringstemperatur är 127 kW. Mätningarna har visat på en genomsnittligt avgiven värmeeffekt på 105 kW vid frånluftsdrift och 70 kW vid uteluftsdrift. Årsvärmefaktorn för de två driftsfallen uppmättes till 2,5 respektive 2,0.

Syftet med mätningarna har varit att särskilja värmeleveranserna vid frånluftsdrift respektive uteluftsdrift, samt att redovisa den totala besparingen.

Följande besparing har erhållits från luftvärmepumpinstallationen:

Frånluftsdrift	256 MWh/år	(77 000:-/år)
Uteluftsdrift	<u>62</u> MWh/år	(<u>17 000:-</u> /år)
Totalt	318 MWh/år	(95 000:-/år)

Pay-offtiden för anläggningen uppgår till 5,4 år. Genom att installationen utformats så att uteluften kunnat utnyttjas har pay-offtiden kunnat avkortas med 20 %. Besparingen vid uteluftsdrift skulle kunna ökas om ackumuleringskapaciteten för tappvarmvattnet ökades.

Mätningarna vid Nohlagahallen har visat att en kombinerad från- och uteluftsvärmepump är ett intressant alternativ för byggnader med tidsbegränsat ventilationsbehov. Extrakostnaderna för att möjliggöra uteluftsdrift har varit låga för Nohlagahallen (cirka 15 000:-). Mätningarna har också visat på vikten av en god systemkänedom. Ackumuleringsaspekterna måste övervägas noga för att ge en hög utnyttjandegrad av uteluftsdriften.

Om en genomtänkt projektering görs, kan kombinationsalternativet visa upp en god lönsamhet, där en renodlad frånluftsvärmepump skulle innebära en diskutabel investering.

2 INLEDNING

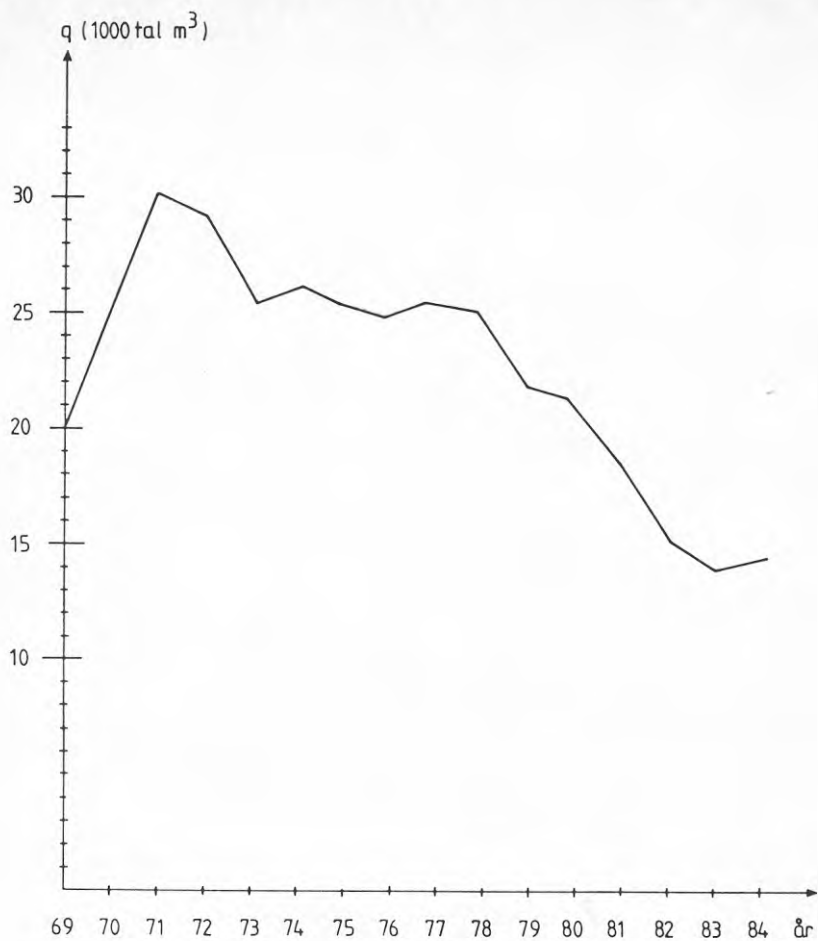
2.1 Bakgrund

Det svaga intresset för att i dag installera frånluftsvärmepumpar i skolor, sporthallar och badhus beror delvis på att det under dagtid stora ventilationsluftflödet inte finns att tillgå under natten och helgerna. Genom att, då ventilation av lokalerna inte är nödvändig, i stället låta frånluftsbatteriet arbeta med uteluft som värmekälla erhålls ett bättre utnyttjande av den befintliga värmepumpanläggningen.

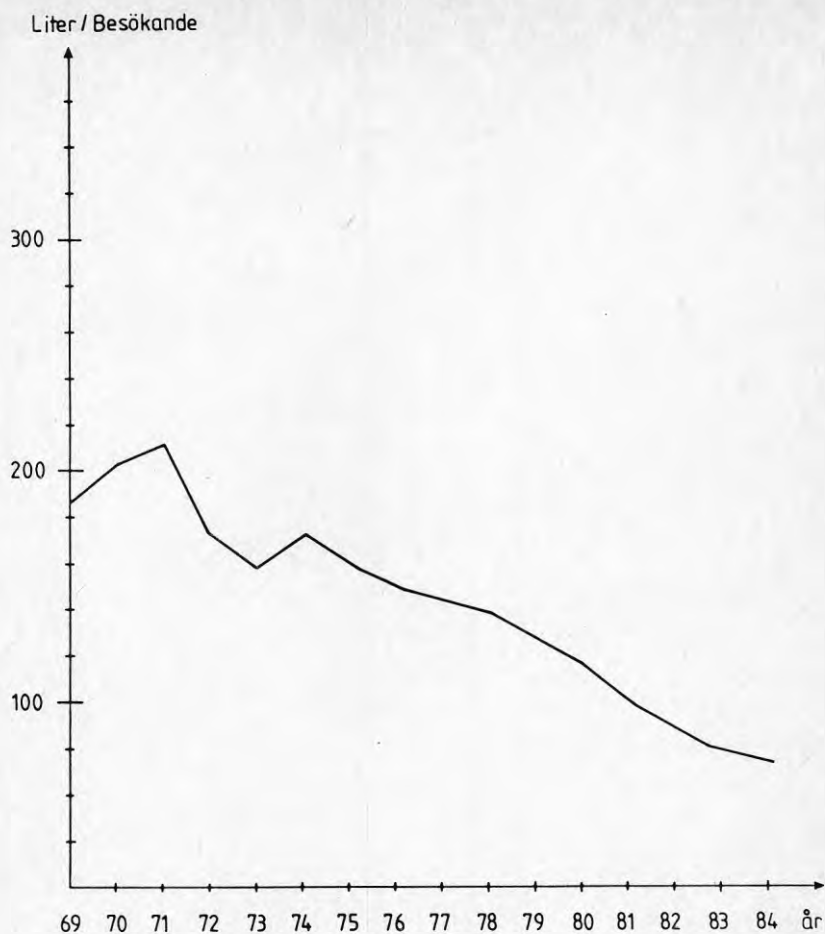
Denna kombination uteluft/frånluft kan därför leda till en kortare pay-off tid för anläggningen och därigenom en bättre ekonomi jämfört med en renodlad frånluftsvärmepump. Alternativt kan installation av en uteluftsvärmepump tänkas istället för en frånluftsvärmepumpinstallation. De fördelar en kombinerad ute-/frånluftsvärmepump ger jämfört med uteluftsalternativet är:

- Hög temperaturnivå på luften under de tider på dygnet som ventilationsbehov finns.
- Hög tillgänglighet av värmekällan eftersom åtminstone frånluften kan utnyttjas under de perioder då utelufttemperaturen är för låg för ekonomisk drift av en uteluftsvärmepump.
- Befintligt fläktaggregat kan utnyttjas.
- Om anläggningen byggs på samma vis som i Nolhagabadet kan avfrostningen lösas på ett enkelt sätt, vilket beskrivs senare.

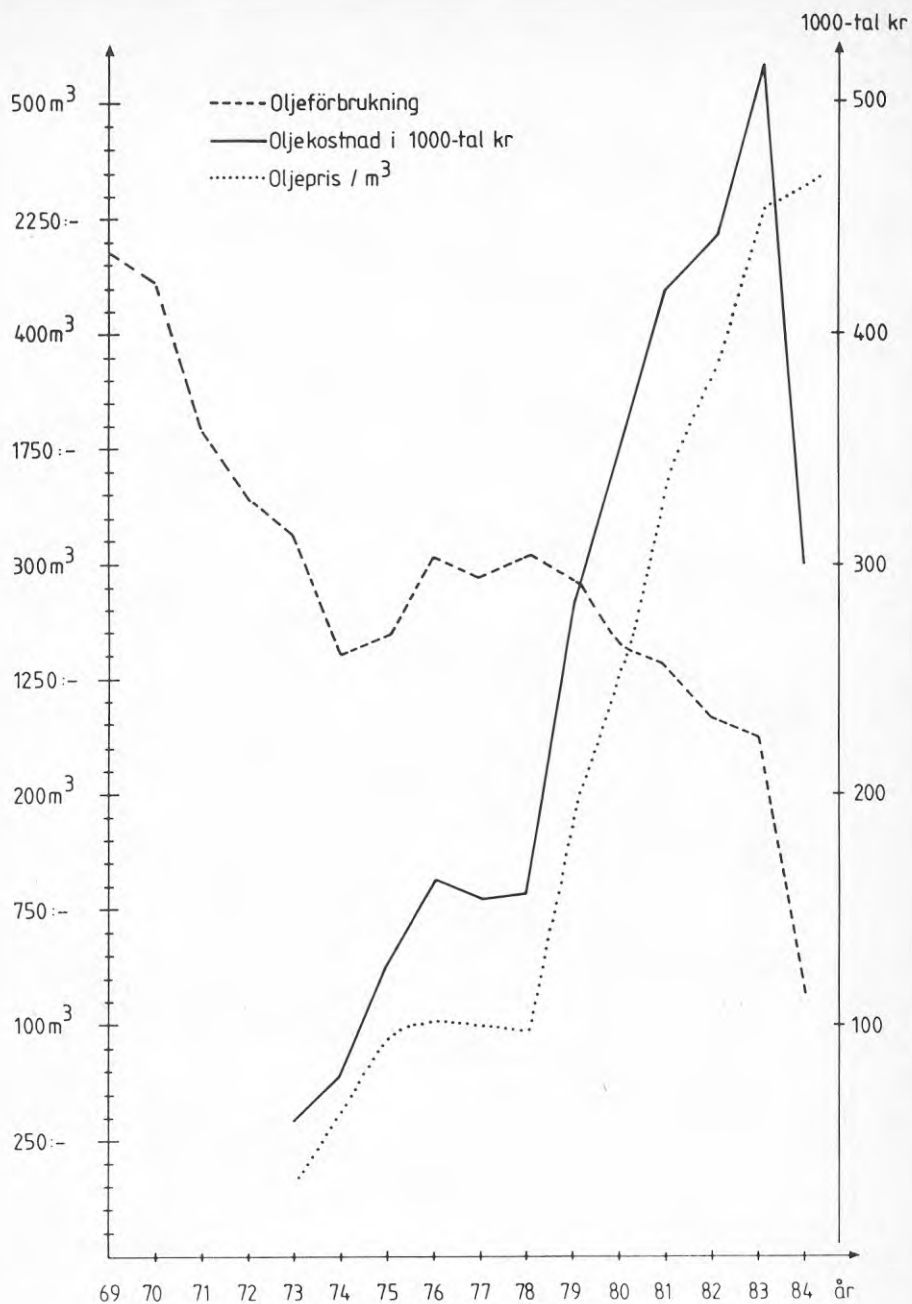
Trots ett intensivt arbete för att sänka oljeförbrukningen för Nolhagahallen, har uppvärmningskostnaderna stigit i takt med de kraftiga oljeprisökningarna. För att drastiskt sänka uppvärmningskostnaderna beslöts därför att installera ett avfuktningssaggregat i simhallen för att på så sätt minska ventilationsbehovet. Genom att även installera en kombinerad från- och uteluftsvärmepump kunde uppvärmningskostnaderna ytterligare sänkas genom återvinning av ventilationförlusterna. I figur 2.1-2.4 ges vatten-, olje- och elförbrukningen i Nolhagahallen under perioden 1969-1984.



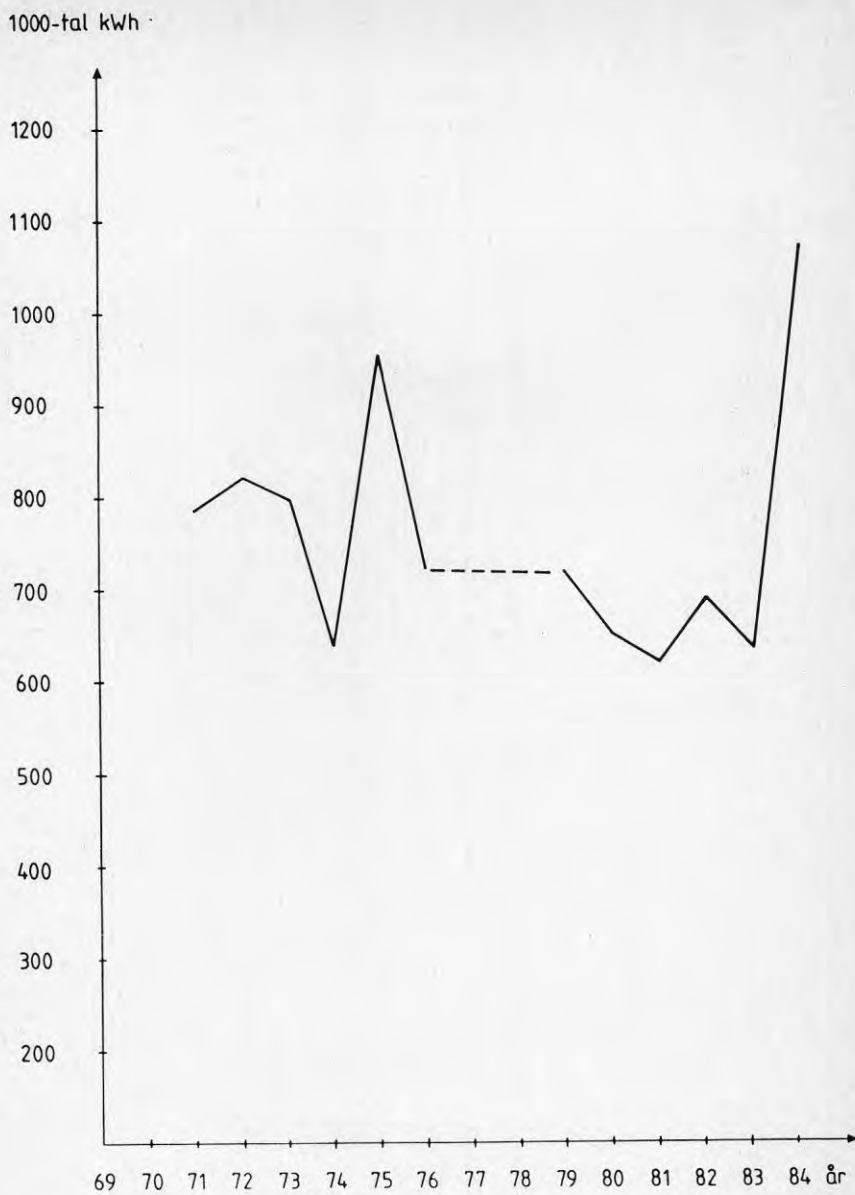
Figur 2.1. Total vattenförbrukning i Nolhagahallen (enligt Alingsås fritidsförvaltning).



Figur 2.2. Vattenförbrukning/bad i Nolhagabadet, förutsatt att badets vattenförbrukning utgör 65 % av Nolhagahallens totala vattenförbrukning (enligt Alingsås fritidsförvaltning).



Figur 2.3. Oljepris, oljeförbrukning samt oljekostnad för Nolhagahallen (enligt Alingsås fritidsförvaltning).



Figur 2.4. Elförbrukning för Nohagahallen (enligt Alingsås fritidsförvaltning)

Under eldningssäsongen 83-84 projekterade och installerade Elektrokyl AB, Borås en kombinerad utelufts/frånluftsvärmepump samt ett avfuktningssaggregat vid Nohagabadet i Alingsås. Eftersom anläggningen fungerade tillfredsställande, lämpade den sig väl som provobjekt.



Figur 2.5. Nohagahallen

2.2 Målsättning för projektet

Målsättningen för projektet har varit att genom mätningar klargöra hur stor del av energibesparingen som härrör från uteluftsdriften respektive från luftsdriften. I kapitel 6 ges en redogörelse för lönsamheten i anläggningen jämfört med lönsamheten i en anläggning utan möjlighet till uteluftsdrift. De speciella förutsättningar som råder för ett kombinationsaggregat förklaras i kapitel 7.

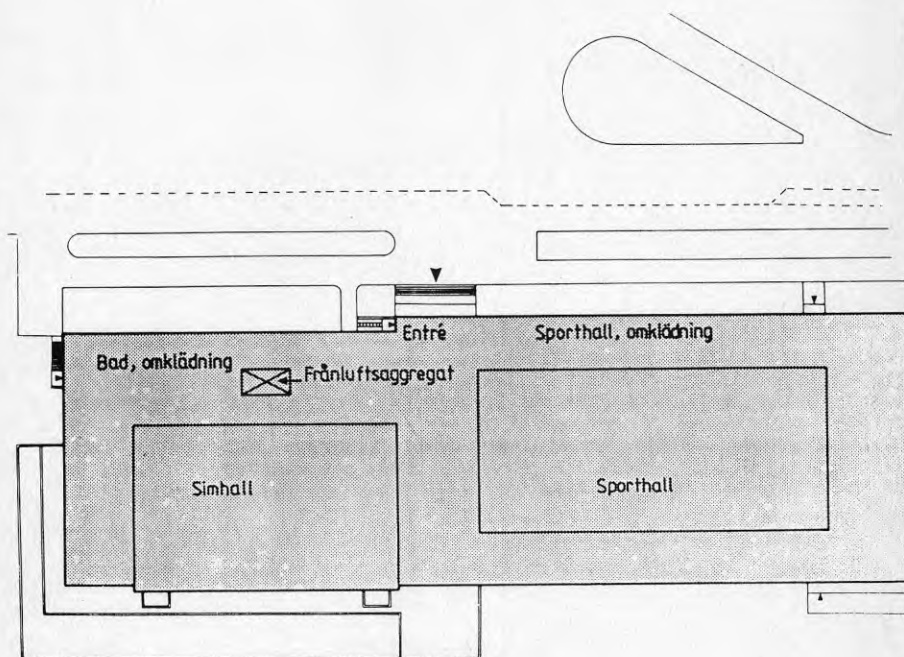
3 BESKRIVNING AV ANLÄGGNINGEN

3.1 Byggnader

Värmepumpen har installerats i en oljeeldad panncentral, som försörjer följande byggnader med värme och varmvatten.

- Simhall
- Omklädningsrum-simhall
- Sporthall
- Omklädning sporthall
- Bowlinghall

Total uppvärmd yta uppgår till 5 030 m² och årligen förbrukas ca 15 000 m³ vatten. Ingen separat mätning av varmvattenförbrukningen finns, men varmvattenförbrukningen utgör uppskattningsvis 70 % av den totala vattenförbrukningen.

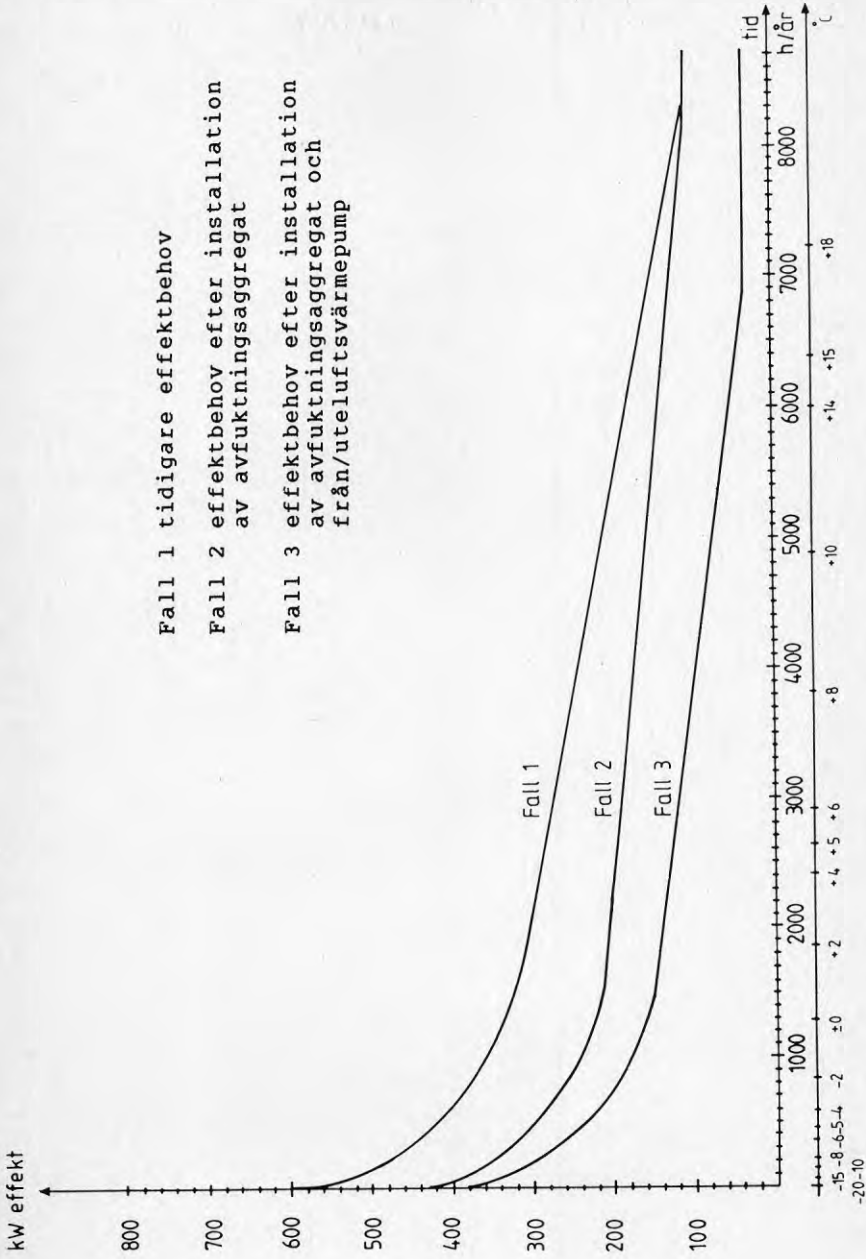


Figur 3.1. Planritning över Nolhagahallen.

Nolhagahallen byggdes 1968. Konstruktionen består av lättbetongelement, vilka ingår i både väggar och tak. Stommen är uppförd av betongpelare och balkar. Fasaden är av tegel. Taket är plant och har ytskikt av papp. Simhallens glasfasad består av 3-glas isolerglas. Tjockleken på lättbetongelementen varierar från 200 mm - 250 mm i olika delar av byggnaden. Isoleringen består av mineralull 50 mm - 100 mm. Simhallens glasfasad bestod ursprungligen av 2-glas isolerglas. Sommaren 1984 minskades glasfasadytan, samtidigt som utbyte mot 3-glas isolerglas gjordes. Fönster på byggnadens norrfasad byttes samtidigt mot 3-glas isolerglas. Sporthallen har 3-glas kopplade fönster genomgående.

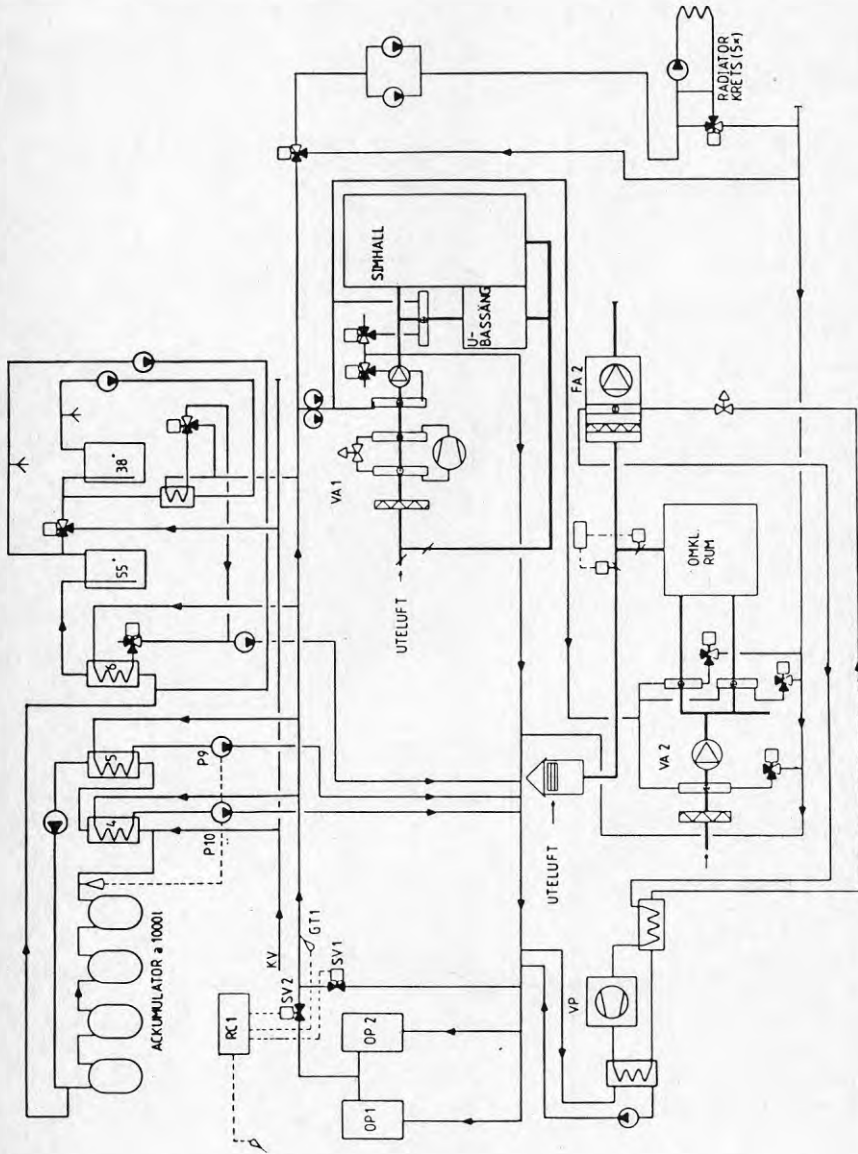
3.2 Uppvärmningssystem

Två toppmatade hetvattenoljepannor typ Sunrod, Svenska Maskinverken Kallhäll om vardera 1 740 kW finns i panncentralen. Dessa två pannor svarade ursprungligen för hela tappvatten- respektive värmebehovet. I samband med att den kombinerade från/ute-luftsvärmepumpen installerades sattes en avfuktare in i simhallen. Avfuktaren möjliggjorde en radikal sänkning av ventilationsbehovet i simhallen, vilket i sin tur gav en stor energibesparing. I figur 3.2 ges projektörens uppskattade energibesparingar för både avfuktningssystemet och värmepumpen.



Figur 3.2 Projektörens uppskattning av möjlig energibesparing med hjälp av avfuktningssaggregatet och värmepumpen.

Hetvattnet ut från panncentralen försörjer värmeväxlare för tappvarmvattenberedning, värmeväxlare för tilluftaggregaten samt shuntgrupperna för radiatorkretsen. Den principiella uppbyggnaden av uppvärmningssystemet framgår av figur 3.3.



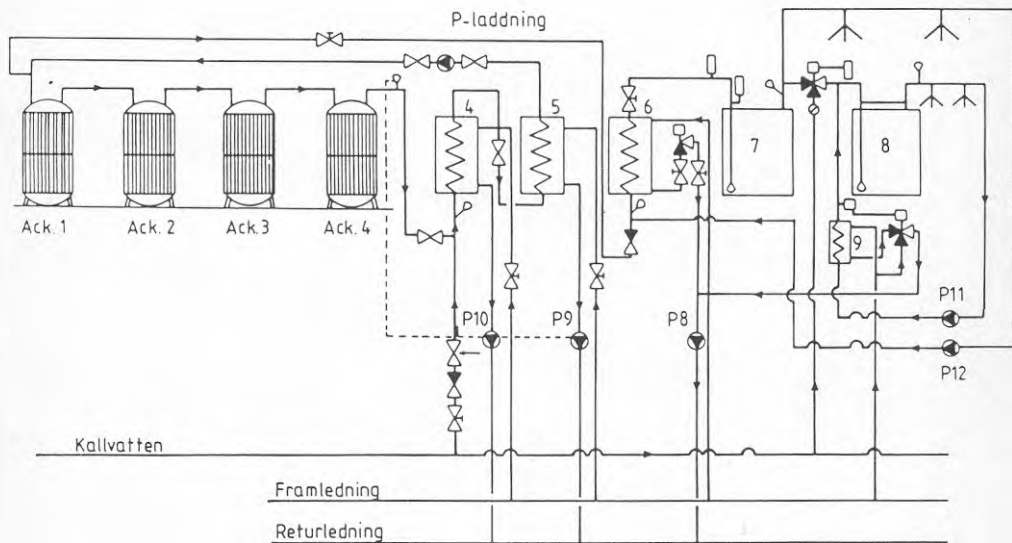
Figur 3.3. Principschema över värmesystemet, Nolhagahallen.

För att ge en tydligare beskrivning av värmesystemets uppbyggnad förklaras delar av det separat.

3.2.1 Tappvarmvattenberedning

Byggnaden försörjs med 55-gradigt varmvatten för duschar med blandare i duscharmaturen och med färdigblandat duschvatten (38°C). Varmvattencirkulation finns för bägge varmvattensystemen.

För att kunna utnyttja värmepumpen även nattetid under sommaren då inget värmebehov föreligger, har 4 x 1000 liter extra ackumulatorvolym installerats. Detta har även möjliggjort en sänkning av hetvattentemperaturen. En låg hetvattentemperatur är av stor betydelse för att erhålla en god ekonomi för värmepumpen. Principen för beredning och ackumulering av tappvarmvattnet framgår av figur 3.4.



Figur 3.4. Principschema för tappvarmvattensystemet i Nölhagahallen.

Funktionen för tappvarmvattenberedningen framgår av följande:

Inkommande kallvatten värms via VVX 4 och VVX 5 i serie. Ackumulator 1-4 laddas genom pumpcirkulation. Vid fulladdade ackumulatorer (vilket avkänns med temperaturgivare T4) stoppas hetvattencirkulationen via stopp P9 och P10. Tappvarmvatten uttas för 55-graderskretsen ur ackumulator 7. Ackumulator 7 försörjs med vatten från ackumulator 1 efter eftervärmning till 55 °C i värmeväxlare 6. Det 38-gradiga tappvarmvattnet lagras i ackumulator 8 och bereds genom blandning av kallvatten och 55-gradigt vatten från ackumulator 7.

3.2.2 Lokaluppvärmning

Erforderlig framledningstemperatur bestäms av reglercentral RC 1 beroende på utetemperatur via utegivare. Reglercentral RC1 styr via framledningsgivare GT1 ventilerna SV1 och SV2 så att önskad framledningstemperatur erhålls (beteckningar enligt fig 3.3).

Under icke badtid sänks framledningstemperaturen automatiskt. Reglercentralen har min- och maxbegränsning.

Om framledningstemperaturen understiger 50 °C under längre tid än en timme, startar pannorna och hjälper till att höja framledningstemperaturen till rätt värde.

För att undvika ett eventuellt omedelbart stopp av pannorna igen, tvingas de att gå under minst 15 min.

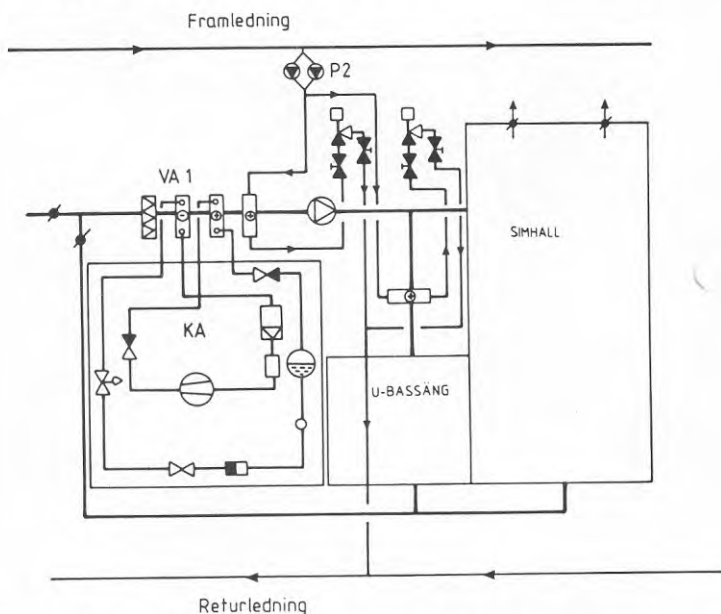
Simhallen värms med tilluft som blåses in vid golvet vid fasadfönstren och vid taket. Frånluften tas ut vid golvet i hallens ena kortsida. I VAL (fig 3.3) blandas returluft med ca 10 % uteluft. Luften avfuktas och återförs därefter till simhallen. Avfuktaren är kapacitetsreglerad i två steg, vilka styrs av en luftfuktighetsmätare placerad i sugkammaren. Om tilluftstemperaturen är för låg efter uppvärmningen i avfuktningssystemet, kan den eftervärmas med ett befintligt hetvattenbatteri. Hetvattenbatteriet styrs via en temperaturgivare i tilluftskanalen.

I händelse av för hög tilluftstemperatur efter avfuktningssystemet stoppas avfuktningssystemet och uteluftspjället öppnar då för ca 50 % uteluftinblandning. För att undvika övertryck i lokalen öppnas samtidigt ett frånluftsspjäll i simhallens tak. Simhallens tilluftsflöde uppgår till ca 30 000 m³/h.

Simhallens omklädningsrum förses med tilluft via VA2 (se fig 3.3). Tidigare tillfördes även tilluft till simhallen med VA2. Luftflödet till omklädningsrummen uppgår till ca 15 000 m³/h. Frånluften från omklädningsrummen återvinns i luftvärmepumpen, vilket beskrivs i 3.5. Även sporthallen med tillhörande omklädningsrum tillförs uppvärmd tilluft. Det har på grund av långa avstånd ej ansetts möjligt att återvinna ventilationsluften från denna del av Nohlagahallen. Förutom förvärmd tilluft tillförs byggnaden värme via ett radiatorsystem, vilket framgår av fig 3.3.

3.3 Avfuktningssystem

Samtidigt med från/ute-luftsvärmepumpen installerades ett avfuktningssystem i simhallen. Avfuktningssystemet har åstadkommit en energibesparing i samma storleksordning som luftvärmepumpen gett. Genom att avfukta luften i simhallen minskar ventilationsbehovet. Kravet på en tillräckligt låg luftfuktighet dimensionerar ventilationsbehovet. Avfuktningssystemet är inkopplat enligt figur 3.6.



Figur 3.5. Inkopplingsprincip för avfuktningssystemet i simhallen.

I ventilationskanalen före befintligt värmebatteri till VA 1 har kyl- och kondensorbatterierna monterats. I blandningskammaren för ute- och returluft har hygrostaten som styr kompressorns effekt i två steg placerats. Det vatten som kondenseras på kylbatteriet uppsamlas i en droppskål under batteriet och pumpas med hjälp av en kondensvattenpump tillbaka till bassängen. Kondensvattenpumpens till- och frånslag styrs av nivågivare i dropplådan. Vid fel på kondensvattenpumpen leds vattnet i stället ut i avloppet.

Prestanda på avfuktningssaggregatet ges nedan.

Fabrikat	Elektrokyl
Kyleffekt	78 kW
Kondensoreffekt	90 kW
Förångningstemp	+10°C
Kondenseringstemp	+40°C
Tillförd eleffekt	16 kW
Luftflöde	25 000 m ³ /h
Köldmedium	R 22
Effektreglering	0-55-100 %
Dimensioner	1000 x 700 x 15 mm
Vikt	250 kg

Tidigare betjänades simhallen även av ventilationsaggregat VA2 (se fig 3.3). För att kunna styra luften till undervisningsbassängen har spjäll inmonterats i kanalerna till simhallen.

Genom att byta ut fläktmotorn i VA2 mot en mindre har luftflödet sänkts. VA2 styrs av tidur och är avstängt under icke badtid. Genom dessa omändringar har den totalt intagna uteluftsmängden minskats med 15 000 m³/h. Den årliga energibesparingen på grund av det lägre ventilationsbehovet har uppskattats till 530 MWh.

3.4 Luftvärmepumpen

Värmepumpens kondensor har inkopplats i rörsystemets returledning. För att erhålla konstant vattenflöde genom kondensorn har pumpen P-VÄP monterats (se fig 3.6).

Värmepumpen är en kombinerad frånlufts- och utelufts- värmepump med direktexpansion. Under badtid, dvs när ventilationsaggregat VA2 är i gång, går värmepumpen som frånluftsvärmepump, annars som uteluftsvärmepump.

Värmepumpen består av 2 st kompressorer, vattenkyld kondensor, vätskeavskiljare, magnetventiler, backventiler, sugfilter, synglas, torkare, vibrationsdämpare, startavlastningsventiler, oljebehållare, oljeavskiljare, oljenivåregulator, hög- och lågtryckspressostater, oljetrycksvakter, värmeväxlare och säkerhetsventil. Kylbatteriet sitter i det takplacerade frånluftsaggregatet. Drifttermostaten T1 känner ingående temperatur till kondensorn och styr värmepumpen i två steg. Eftersom värmepumpen har två parallellkopplade kompressorer, är den försedd med ett särskilt oljeåterföringssystem.

Under badtid när frånluften passerar genom kylbatteriet erfordras ingen avfrostning. Under icke badtid när ventilationsaggregatet VA2 stoppar, passerar uteluften genom kylbatteriet om värmepumpen är i drift.

Kylbatteriets droppskål och avloppsrör är försedda med värmekabel.

För att kunna samla frånluften till ett gemensamt utsläpp, har de befintliga frånluftsfläktarna (4st) nedmonterats och i stället har ventilationskanaler dragits till ett gemensamt frånluftsaggregat placerat på tak.

Frånluftsaggregatet innehåller spjälldel (4 st innespjäll och 1 st utespjäll), filter, kylbatteri kopplat till värmepumpen samt fläkt.

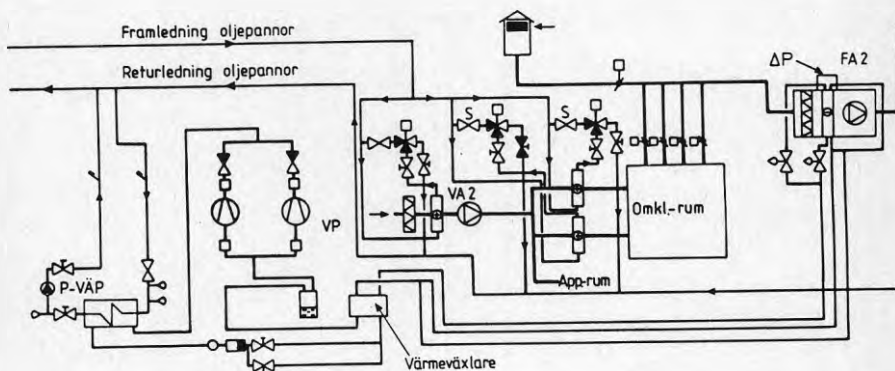
Frånluftsaggregatets luftflöde är anpassat efter ventilationsaggregatets (VA2) flöde. När VA2 stoppar, stänger innespjällen och utespjället öppnar.

För att ventilera klorrymmet har en specialfläkt av plast monterats med separat ventilationskanal. Klorrymsfläkten skall alltid vara i drift.

Tekniska dataFrånluftsvärmepump

Fabrikat	Elektrokyl
Kyleffekt	86 kW
Kondensoreffekt	127 kW
Förångningstemp	0°C
Kondenseringstemp	60°C
Tillförd eleffekt	43 kW
Frånluftsflöde	12 000 m ³ /h
Värmebärrarflöde	11 m ³ /h
Ing värmebärartemp	48°C
Utg värmebärartemp	58°C
Tryckfall	0,15 bar
Köldmedium	R 12
Effektreglering	0-50-100 %
Dimensioner	2 000 x 1250 x 1500 mm
Vikt	850 kg

Inkopplingen i systemet framgår av figur 3.6.



Figur 3.6. Principskiss av värmepumpsinkopplingen i Nohagabadet.

Vid uteluftdrift behöver aggregatet avfrostat. Avfrostningsbehovet avkänns genom differenstrycksmätning över kylbatteriet. Vid en tryckdifferens överstigande 25 mm vp, initieras en avfrostning. Vid temperaturer överstigande +5 °C sker avfrostningen med uteluft. Då utetemperaturen är lägre än +5 °C utnyttjas uppvärmd luft från simhallen för avfrostningen. Uteluftspjället stängs och frånluftspjället öppnas. Vid bägge avfrostningsmetoderna är frånluftsfläkten FA2 i drift, ventilationsaggregat VA1 ej i drift och värmepumpen ej i drift. Avfrostningstiden är ställbar och valdes ursprungligen till 25 minuter.

Inställningsvärden för värmepumpsaggregaten framgår nedan.

Högtryckspressostater, från	+80°C
Lågtryckspressostater, från	-15°C
Oljetrycksvakter, från	0,8 bar 120 sek
Tidrelä, återstart KK1	10 min
Tidrelä, återstart KK2	8 min
Drifttermostat	+70°C
Frånslagstemp värmepump	-7°C
Tillslagstemp värmepump	-3°C
Tillslagstemp för avfr med uteluft	+7°C
Tillslagstemp för avfr med inneluft	+3°C
Avfrostningspressostat	25 mmvp
Avfrostningstid	25 min
Frånslagstemp, oljepanna	+12°C
Tillslagstemp, oljepanna	+10°C
Tidsfördröjning av pannstart vid utetemp över +12°C	1 tim
Frånslagsfördröjning av pannor vid utetemp över +12°C	15 min
Mintemp framledning	+50°C
Maxtemp framledning	+80°C
Nattsänkning, framledning	+12°C

4 MÄTPROGRAM

4.1 Allmänt

Målsättningen med projektet har varit att fastställa hur stor del av värmeavgivningen från luftvärmepumpen som härrör från uteluftsdriften respektive frånluftsdriften. Värmefaktorn för de två driftsfallen har också fastställts. Genom att utnyttja två olika mätinsamlingssystem har de två driftsfallen kunnat separeras. Inkoppling av de olika integreringsenheterna har styrts med signal från uteluftspjället (se figur 3.6).

Mätningarna har pågått under totalt ett år. Under denna period har veckoavläsningar gjorts. Dessutom har vid fyra olika tillfällen intensivmätningar genomförts. Vid dessa tillfällen har temperaturer på en mängd olika ställen i värmesystemet registrerats. Avläsningen har då skett med 5-minuters intervall. Denna typ av mätning har haft för avsikt att ge en bild av reglersystemets funktion. Resultaten från dessa mätningar redovisas separat i 5.3.

4.2 Mätpunkter

Frånluftsdrift

Följande mätpunkter har registrerats under frånluftsdrift.

- avgiven värmemängd från värmepumpen
- upptagen drivenergi (kompressor+P-VÄP)
- returtemperatur till värmepump
- framledningstemperatur från värmepump
- lufttemperatur före kylbatteri
- drifttid frånluftsläge
- drifttid kompressor 100 % (2 kompressorer)
- drifttid kompressor 50 % (1 kompressor)

Uteluftsdrift

Följande mätpunkter har registrerats under uteluftsdrift.

- angiven värmemängd från värmepumpen
- upptagen drivenergi (kompressor+P-VÄP+FA2)
- returtemperatur till värmepump
- framledning från värmepump
- utelufttemperatur
- temperatur före kylbatteri
- drifttid uteluftsläge
- drifttid kompressor 100 % (2 kompressorer)
- drifttid kompressor 50 % (1 kompressor)

Förutom de ovan angivna mätpunkterna har avläsningar gjorts på följande mätpunkter.

- oljeförbrukning OP1
- oljeförbrukning OP2
- elförbrukning avfuktningsaggregatet
- drifttid avfuktningsaggregatet

4.3 Mätdatabehandling

Avläsning av de i 4.2 angivna mätpunkterna har därefter bearbetats och månadsmedelvärden framräknats. På grund av tekniska svagheter i mätutrustningen samt avbrott i mätvärdesinsamlingen under intensivmätning har mätvärdena under några korta perioder korrigerats för detta. Genom jämförelser med befintlig mätutrustning på anläggningen har dock en god överensstämmelse uppvisats.

Uppskattad onoggrannhet på de uppmätta värdena anges nedan.

- | | |
|---------------------------------------|----------|
| - Avgiven värmemängd från värmepumpen | ± 5 % |
| - Upptagen drivenergi | ± 2 % |
| - Drifttider | ± 2 % |
| - Temperaturer | ± 0,3 °C |

Under intensivmätningarna har temperaturer registrerats på ett 20-tal ställen i systemet. Intensivmätningarna har pågått under ett dygn och mätning har skett med 5 minuters intervall. Mätdata har lagrats på band för att sedan utvärderas med ett utvärderingsprogram i laboratoriets dator.

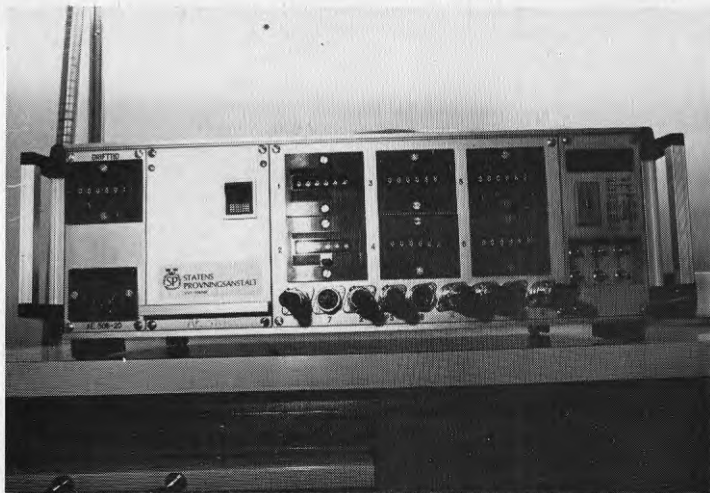
4.4 Mätutrustning

Temperaturgivare: För de kontinuerliga mätningarna har resistanstermometrar typ Pt-100 använts. Vid intensivmätningarna har, förutom resistanstermometrar, även termoelement typ Cu/Ko använts.

Flödesmätare: För mätning av värmebärande flödet har signal från anläggningens ordinarie flödesmätare utnyttjats, Pollux KW 3350, Qn 15 typ PCH.

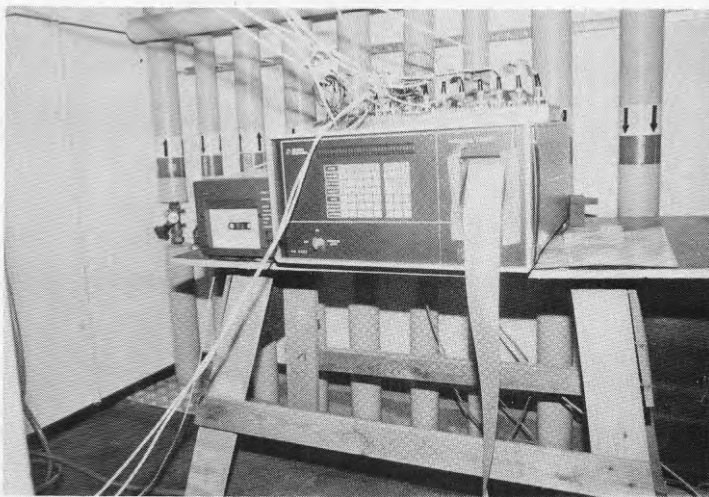
Elmätare: För mätning av drivenergin har signal från anläggningens ordinarie elmätare utnyttjats, Ermi typ VGN 22T, 3x380 V.

Integreringsenhet: För mätning och lagring av mätvärden under långtidsmätningen har ett integreringsverk framtaget vid Statens provningsanstalt utnyttjats.



Figur 4.1. SP-integrator med resistanstermometrar.

Datalogger: Vid intensivmätningarna har en datalogger, fabrikat Accurex A ten/5 utnyttjats. Mätvärden har lagrats med hjälp av en mätbandspelare, fabrikat Facit 4208. Denna utrustning möjliggör mätning och lagring av ca 15 000 mätvärden (med ett kassetband) i form av temperaturer, spänningar och pulser.

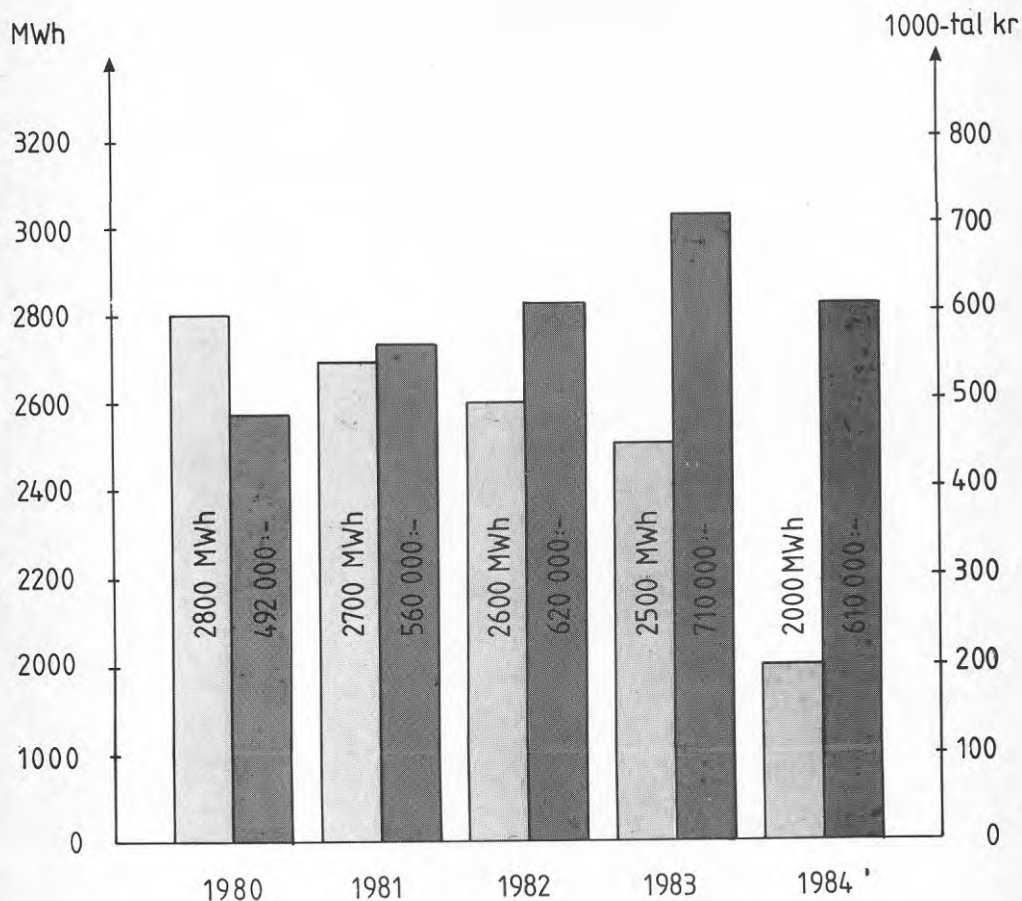


Figur 4.2. Datalogger och mätbandspelare.

5 MÄTRESULTAT

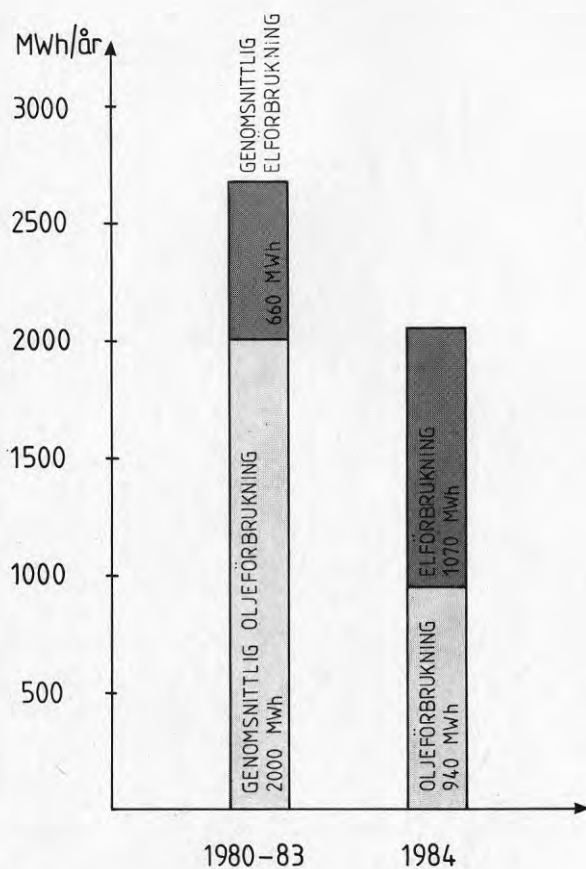
5.1 Nohagahallens energiförbrukning

Den energibesparing som uppnåtts under 1984 jämfört med tidigare år beror dels på inkopplingen av avfuktningssaggregatet, dels på inkopplingen av luftvärmepumpen. I figur 5.1 visas Nohagahallens totala energiförbrukning under perioden 1980 - 1984. Förbrukningen inkluderar total elförbrukning samt oljeförbrukning. Förbrukningssiffrorna är angivna dels i kWh, dels i kronor. Elpriset var 1984 0,20 kr/kWh (effektavgift inkluderad) och oljepriset 2 300 kr/m³ (eo l). Pannverkningsgraden uppskattas här till 80 %.



Figur 5.1. Energiförbrukning Nohagahallen (olja + el). Kostnaden har angetts i löpande priser.

Oljeförbrukningen var under perioden 1980 - 1983 genomsnittligen 250 m³/år. 1984 hade oljeförbrukningen reducerats till 118 m³. Med en uppskattad pannverkningsgrad på 80 % innebär denna sänkning en energibesparing på 1 050 MWh/år. Från denna besparing måste den ökade elförbrukningen dras. Totalt ökade elanvändningen med 410 MWh under 1984 jämfört med genomsnittsförbrukningen under perioden 1980 - 1983.



Figur 5.2. Energiförbrukning utan resp med värmepumpar.

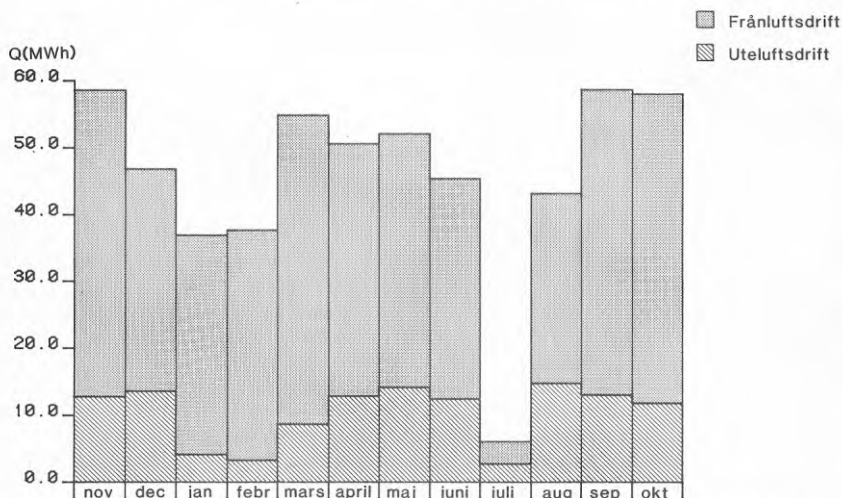
Genom separat mätning av elförbrukningen erhöles för avfuktningssagregatet en elförbrukning på ca 102 MWh/år och för luftvärmepumpen 231 MWh/år. Luftvärmepumpen har levererat ca 550 MWh/år, vilket uppmätts med en värmemängdsmätare installerad på luftvärmepumpens kondensorsida. Skillnaden mellan den uppskattade totala besparingen (exkl den ökade elförbrukningen) och besparingen från luftvärmepumpen uppgår till (1 050 MWh - 550 MWh) 500 MWh. Denna besparing måste tillgodoräknas avfuktningssagregatet.

Siffrorna som angivits ovan utgör endast uppskattade värden och anges här för att visa storleksordningen av den erhållna besparingen. De ger även en möjlighet att jämföra besparingens storlek för avfuktningssagregatet kontra luftvärmepumpen.

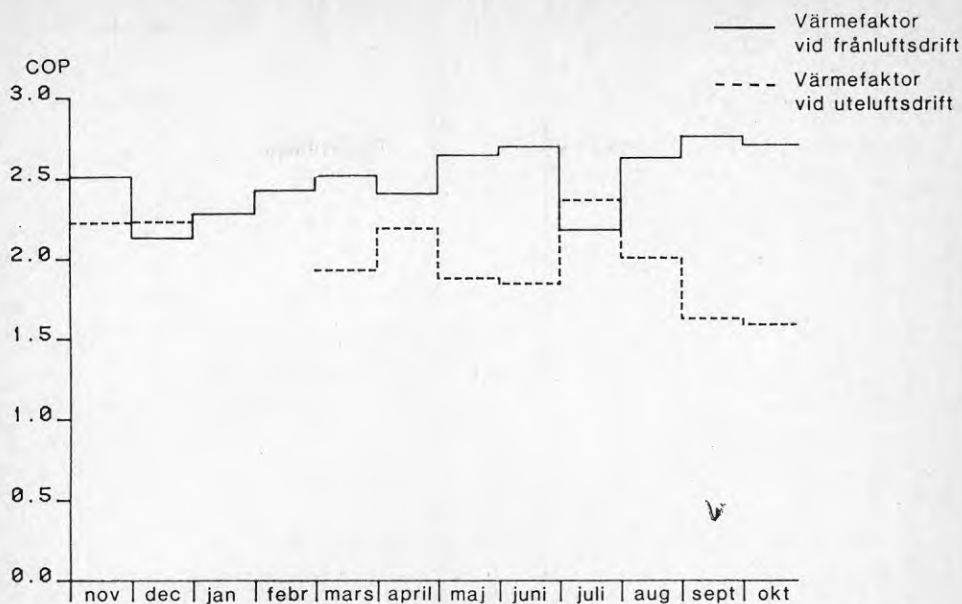
5.2 Luftvärmepumpens energibesparing

Som redan nämnts har syftet med detta arbete varit att undersöka hur mycket energibesparingen kan ökas om en "ordinär" frånluftsvärmepump tillåts arbeta med uteluft under de perioder då inget ventilationsbehov finns. Separat mätning har därför skett vid de två driftfallen uteluft/frånluft. Mätningar har pågått från och med november 1984 till och med oktober 1985.

Simhallen utnyttjas olika mycket under olika delar av året. Detta ger ett varierande ventilationsbehov. Under perioden maj - augusti ventileras simhallen ca 12 h/dygn. Övriga delar av året ventileras simhallen ca 16 h/dygn. Figur 5.3 visar hur mycket energi luftvärmepumpen avgivit månadsvis. En uppdelning har gjorts i energileverans dels i frånluftsdrift, dels i uteluftsdrift. På samma vis ges i figur 5.4 månadsvärdena för värmefaktorn för de två driftfallen.



Figur 5.3. Månadsmedelvärden för avgiven energi från luftvärmepumpen för ute- respektive frånluftsdrift.

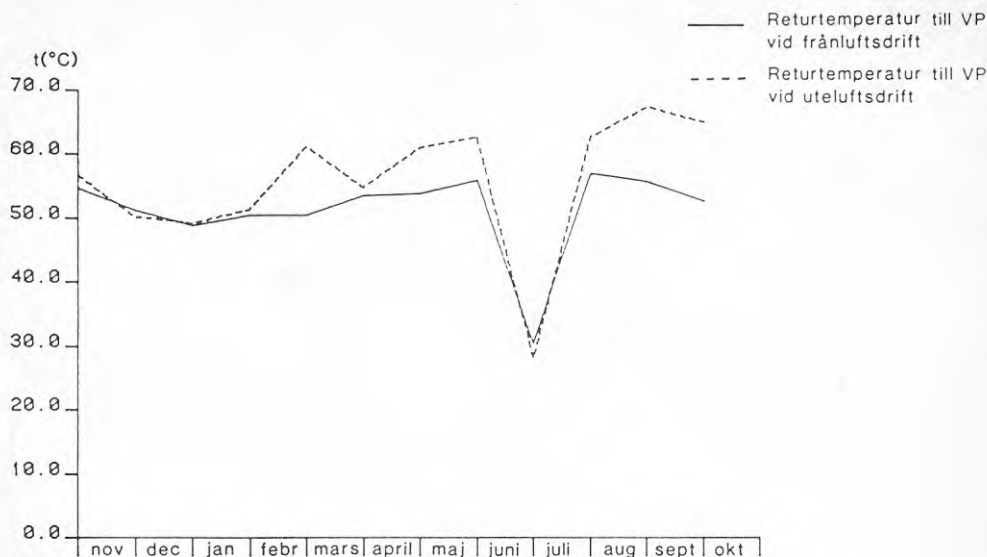


Figur 5.4. Månadsmedelvärden för luftvärmepumpens värmefaktor för de två driftsfallen.

Under mätperioden har värmepumpen totalt levererat 550 MWh, varav 425 MWh härrör från frånluftsdriften och 125 MWh från uteluftsdriften. Luftvärmepumpsystemets elförbrukning för de två driftsfallen har uppgått till 169 MWh respektive 62 MWh, vilket ger $COP_{\text{frånluft}} = 2,5$ och $COP_{\text{uteluft}} = 2,0$. Vid uteluftsdrift tas fläktmotorernas strömförbrukning med vid beräkningen av COP. Vid frånluftsdrift tas fläkten inte med vid beräkningen av COP.

Värmefaktorn är lägre vid uteluftsdrift jämfört med frånluftsdrift, vilket är naturligt med tanke på att uteluften är en sämre energikälla (lägre temperatur) jämfört med frånluften, samt att extra fläktenergi krävs. Förutom dessa två begränsningar har det funnits ytterligare en. Radiatorreturens temperaturnivå har stigit nattetid. Detta beror i sin tur på att värmebehovet minskar nattetid, men även på vissa ofullständigheter i värmesystemet. Dessa ofullständigheter, bland annat i form av trevägs ventiler som gett hetvatten direkt till returledningen, har åtgärdats där så varit möjligt.

Figur 5.5 visar värmebärartertemperaturen in till kondensorn under mätperioden för de två driftsfallen.

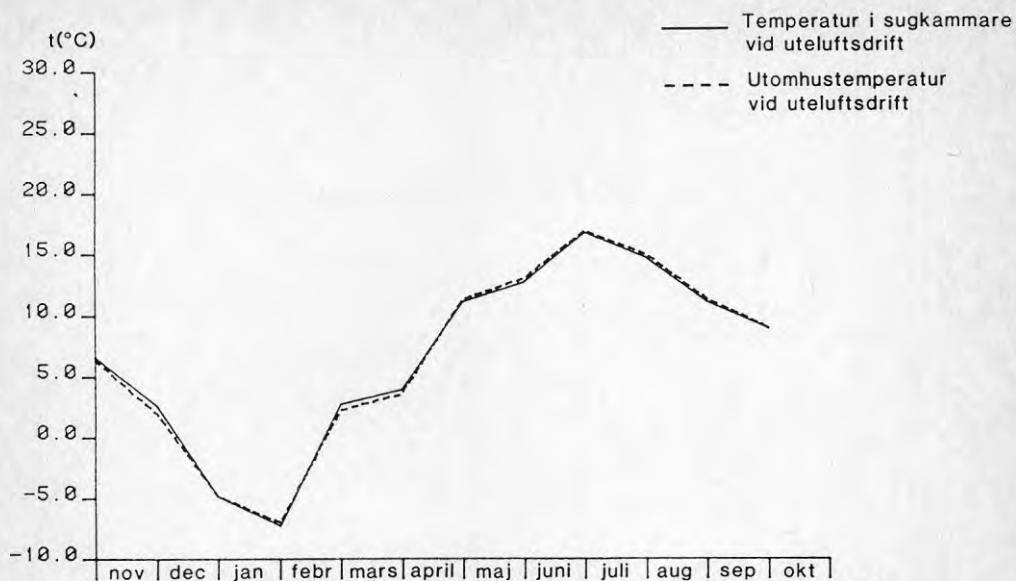


Figur 5.5. Temperatur på värmepumpretur för de två driftsfallen.

För att klargöra om spjällen som styr de två olika driftsfallen (ute- respektive frånluft) tätar tillräckligt, mättes dels temperaturen i sugkammaren omedelbart före filtret, dels utomhustemperaturen vid intagsgallret. Månadsmedelvärdet för dessa bägge temperaturer visas i figur 5.6. Figuren visar att frånluftsspjällen har tätat väl under nattens uteluftsdrift.

Vid installationen sammanfördes frånluften till ett gemensamt takplacerat fläktaggregat. De gamla fläktarna togs bort och nya utvändigt placerade kanaler drogs från de gamla utblåsningsställena till det nya gemensamma fläktaggregatet. Temperaturen i sugkammaren mättes under frånluftsdrift för att avgöra om ledningsförluster i samlingskanalerna samt läckage i uteluftspjället skulle påverka lufttemperaturen innan kylbatteriet.

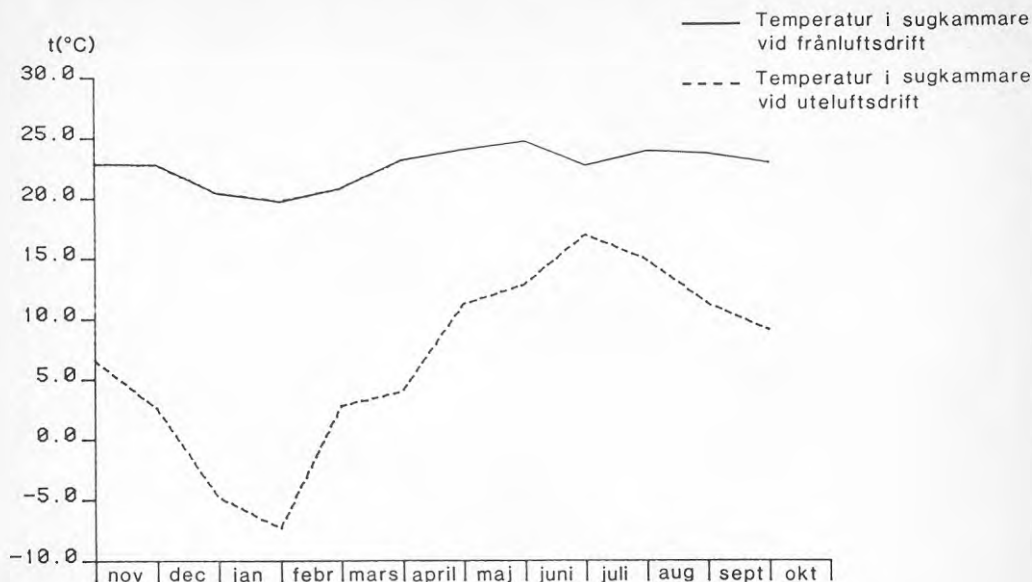
Som framgår av figur 5.8 har sugkammartemperaturen inte varierat i någon större omfattning över året. Även under de extremt kalla vintermånaderna 1985 erhöles en frånluftstemperatur på ca 20 °C. Normalt erhöles en frånluftstemperatur på ca 23 °C.



Figur 5.6. Utomhustemperatur samt temperatur i sugkammare vid uteluftsdrift.



Figur 5.7. Fotografi av frånluftsaggregatet med uteluftsspjället stängt.



Figur 5.8. Sugkammartemperatur vid frånluftsdrift.



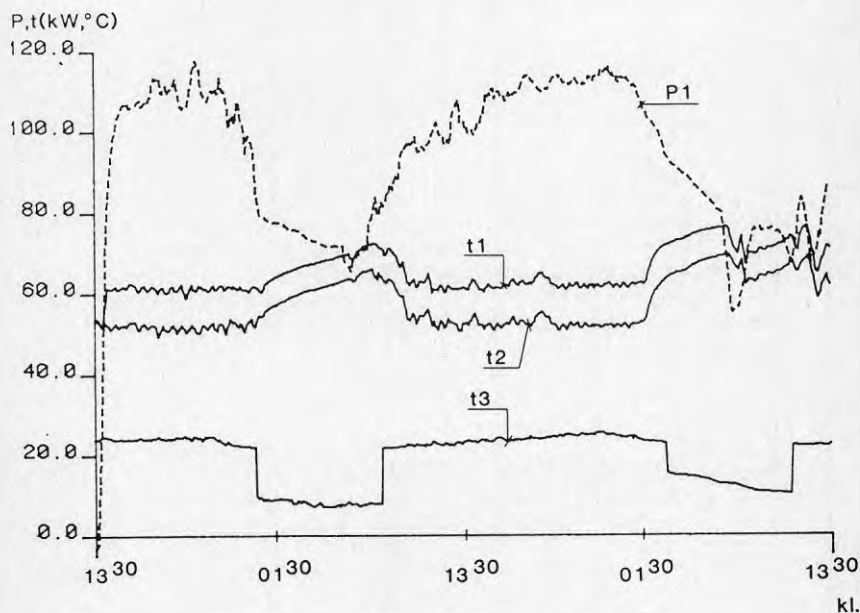
Figur 5.9. Foto av frånluftsaggregat med samlingskanaler.

Tättningsförmågan i spjällen samt isoleringsgraden i samlingskanalerna måste därför anses som tillräckliga. Figur 5.5 visar på stora skillnader i returtemperatur in till värmepumpen dagtid jämfört med nattetid. För att närmare studera funktionen i värmesystemet gjordes därför speciella intensivmätningar vid olika tillfällen. Resultatet från dessa mätningar redovisas separat i kapitel 5.3.

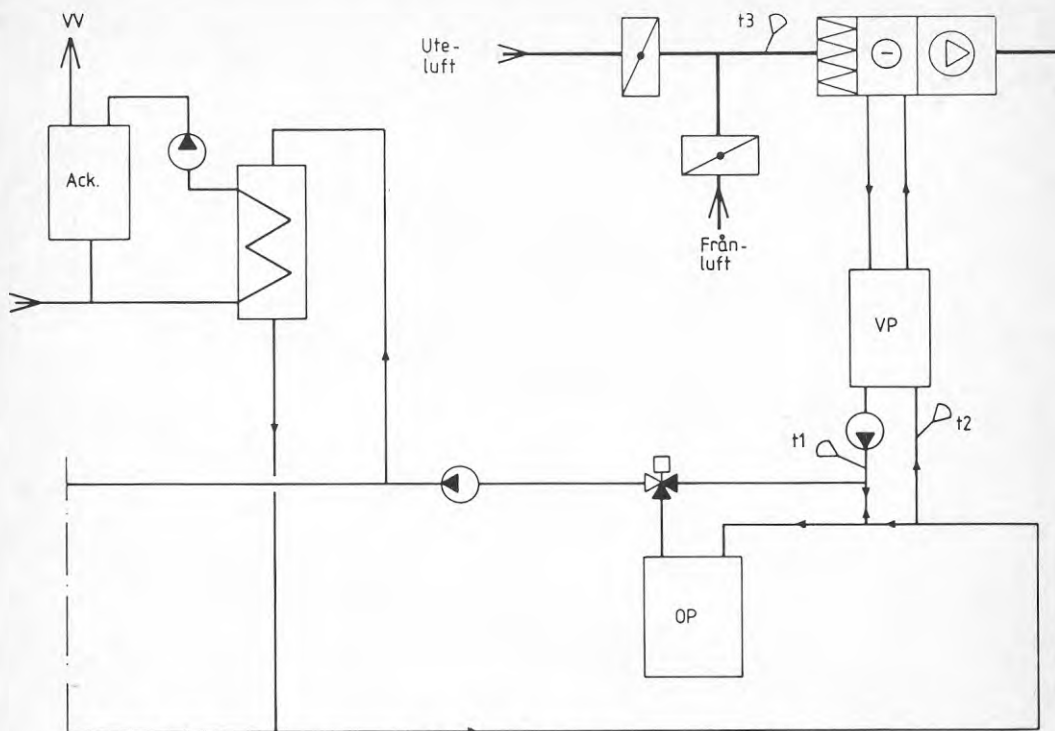
5.3 Intensivmätningar

Intensivmätningarna har utförts för att närmare kunna studera styr- och reglerfunktionen i värmesystemet. Detta har skett genom att temperaturnivåer på olika punkter i systemet har uppmätts. Mätning har skett med 5-minutersintervall och pågått under ca 1,5 dygn vid varje mättillfälle. Använd mätutrustning finns beskriven i kapitel 4.4.

Två intensivmätningar redovisas här. Den första mätningen gjordes den 18 september 1985 och den andra den 25 september 1985. I figur 5.10 visas arbetsförhållandena för luftvärmepumpen samt avgiven värmeeffekt. Det framgår ur figuren hur värmeeffekten beror dels på värmebärarens returtemperatur, dels på lufttemperaturen före förångaren. Under natten då ventilationsbehovet är litet, och därigenom även uppvärmningsbehovet är litet, stiger returtemperaturen i värmesystemet. Beroende på utomhustemperaturen samt urladdningsgraden i varmvattenackumulatörerna kommer returtemperaturen att stiga olika fort olika nätter.



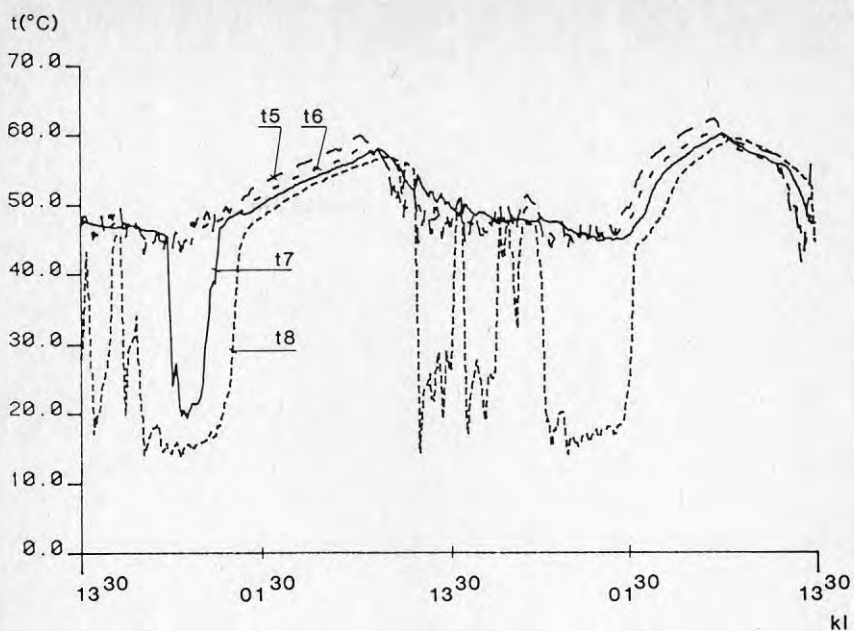
Figur 5.10. Avgiven värmeeffekt (p1), returtemperatur VP (t2), framledningstemperatur VP (t1) samt lufttemperatur före förångare (t3).



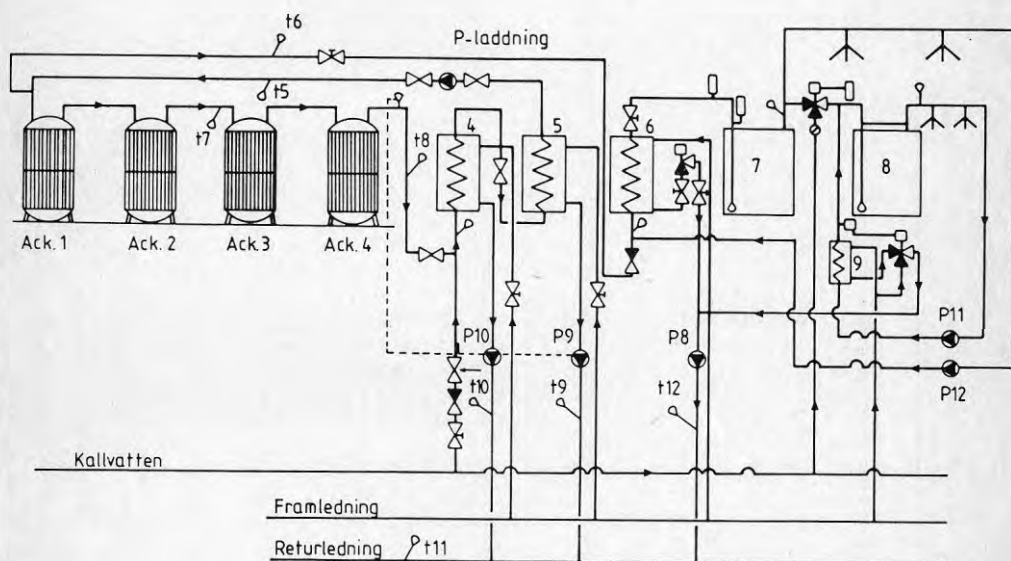
Figur 5.11. Givarplacering för temperaturer angivna i figur 5.10.

Under mätperiodens andra natt stiger returtemperaturen fortare än under första natten. Detta förklaras av dels en högre utomhustemperatur, men även av en högre uppladdningsgrad i varmvattenackumulatorerna vid nattens början. Att varmvattenackumulatorerna verkligen är mer uppladdade natt två, framgår av figur 5.12. Den heldragna temperaturlinjen visar temperaturen mellan ackumulator två och tre. Innan första natten har urladdningen tagit ackumulator tre i anspråk. Före natt två har detta ej skett.

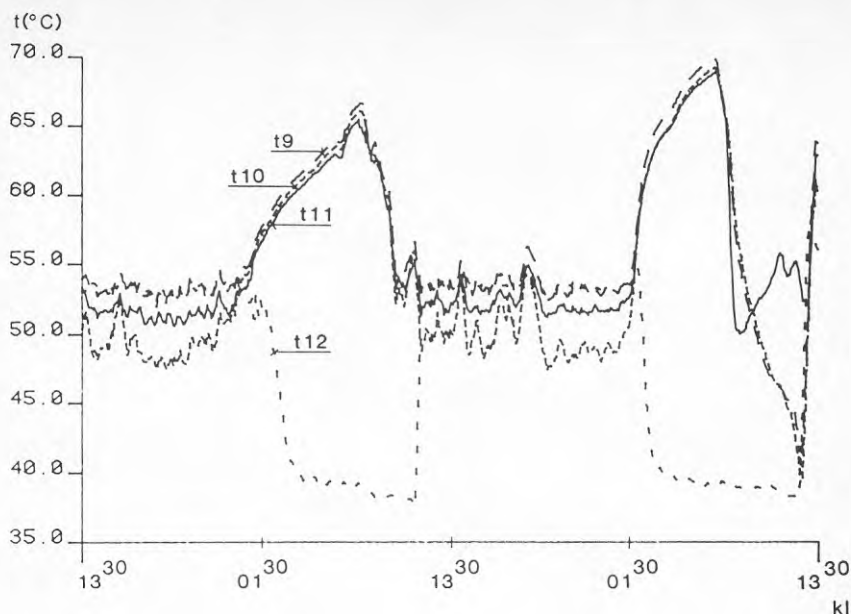
Uppladdningen av ackumulatorerna styrs av en termostat med givarplacering på laddningskretsens returledning. Natt ett har laddning av ackumulatorerna pågått hela natten. Natt två däremot är ackumulatorerna fullt uppladdade redan klockan 02.30. Vid fullt uppladdade ackumulatorer stoppas hetvattenpumparna P9 och P10 (se figur 5.13). Denna relativt enkla styrning av varmvattenberedningen ger upphov till onödigt höga returtemperaturer till värmepumpen nattetid, eftersom relativt varmt vatten tillförs returledningen via P9 och P10 ända tills ackumulatorerna är fulladdade.



Figur 5.12. Temperatur till beredare (t5), mellan beredare (t7), från beredare (t6) samt till VVX 6 (t8).



Figur 5.13. Givarplacering för temperaturmätning i figur 5.12.



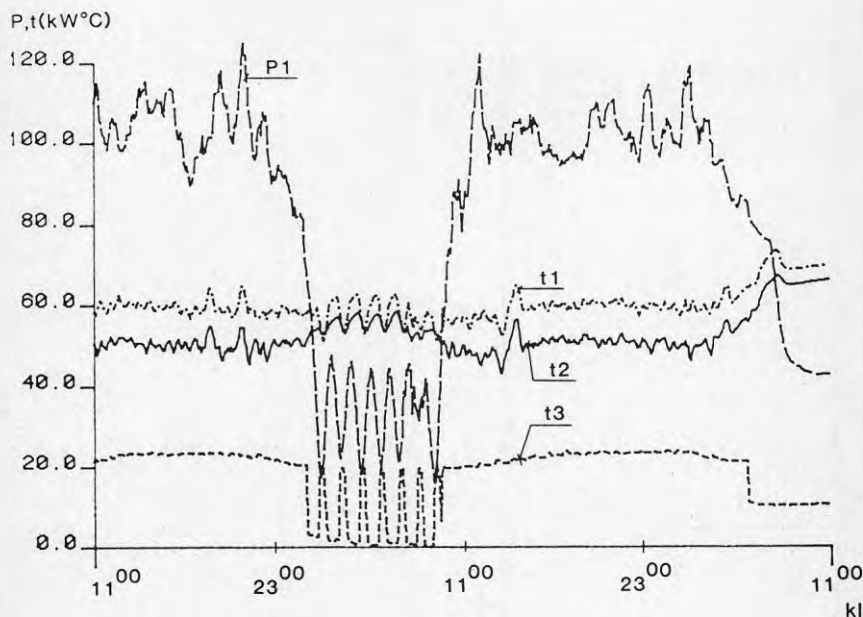
Figur 5.14. Returtemperatur efter P9 (t9), P10 (t10), retur före värmepumpsinkoppling (t11), samt returtemperatur efter P8 (t12).

Figur 5.14 visar returtemperaturen efter P8, P9 och P10 samt returtemperaturen på stammen innan värmepumpen. Under natten styrs returtemperaturen i stammen av temperaturen efter P9 och P10. Flödet genom P8 till skillnad från P9 och P10 är styrt. Därigenom kan returtemperaturen begränsas då inget behov finns. En liknande reglering av flödet genom P9 och P10 vore önskvärt för att kunna begränsa returtemperaturerna till värmepumpen.

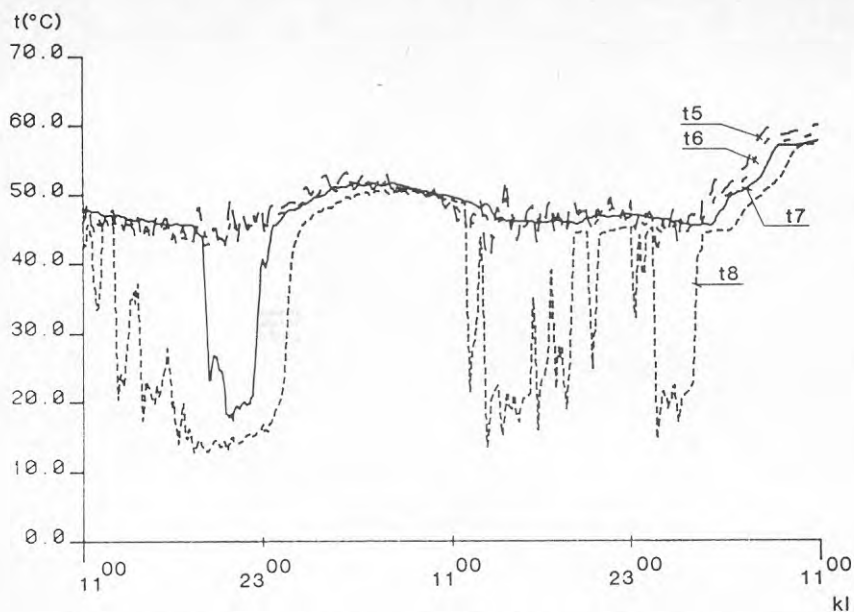
En viktig slutsats av dessa intensivmätningar är att ackumulatorerna utnyttjas på ett dåligt sätt. Eftersom temperaturgivaren, som startar laddningen av ackumulatorerna, är placerad på returen från den "kallaste" ackumulatören, kommer laddning att ske under hela dagen, under förutsättning att tappning pågår. Detta leder till mer eller mindre fulladdade ackumulatorer vid nattens början. Värmepumpen kan därigenom endast höja temperaturnivån från exempelvis 50 °C till 60 °C. I idealfallet skulle alla ackumulatorerna varit urladdade då värmepumpen går över till uteluftsdrift. Detta skulle möjliggöra längre gångtider under natten. Grundkravet är dock 100 % gångtid under dagen då värmepumpen kan arbeta med frånluft, som naturligtvis är en bättre värmekälla än uteluften.

Eftersom det ibland inträffar extrema störtlappningar och effektavgivningen till tappvattenkretsen är begränsad, måste det finnas en relativt stor varmvattenbuffert under dagen. Detta begränsar delvis möjligheten att fullt utnyttja ackumulatorerna för en utjämnning mellan dag och natt. Ett förslag till förändringar på anläggningen som skulle kunna leda till en högre energibesparing ges i kapitel 5.4.

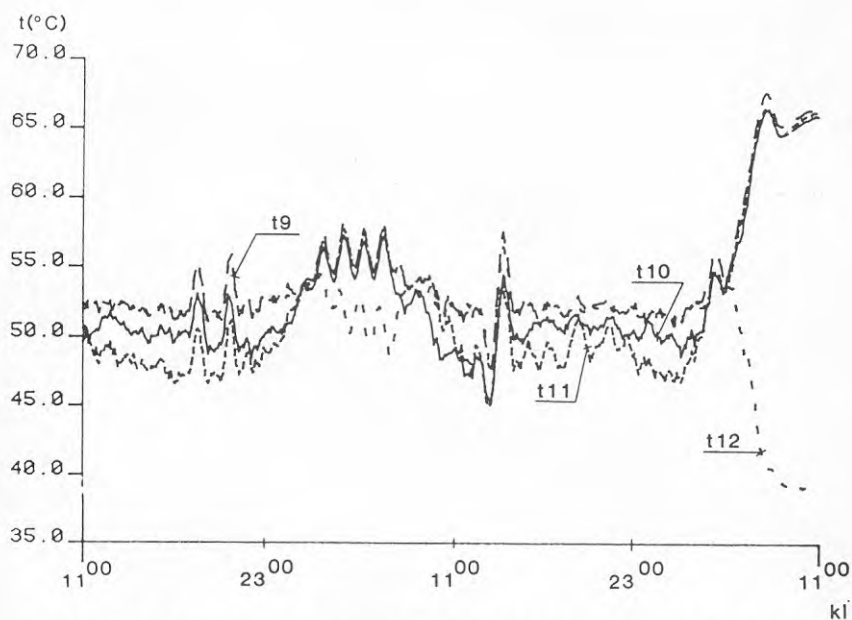
Figur 5.14 - 5.17 visar resultaten från mätningar gjorda den 25 september 1985, med samma mätpunkter som den tidigare redovisade intensivmätningen. Under denna mätperiod var utomhustemperaturen så låg att förångaren tvingades avfrosta under första nattens drift. Eftersom uppvärmd luft från omklädningsrummen utnyttjas för avfrostning, stiger temperaturen före förångaren under avfrostningen. Avfrostningsförloppet framgår av figur 5.15. I övrigt råder liknande förhållanden vid denna intensivmätning som i den tidigare redovisade.



Figur 5.15. Avgiven värmeeffekt (P1), returtemperatur till VP (t2), framledningstemperatur från VP (t1) och lufttemperatur för förångare (t3). Givarplacering framgår av figur 5.11.



Figur 5.16. Temperaturer till (t5), från (t6) och mellan (t7) beredare samt temperatur till VVX 6. Givarplacering enligt 5.13.



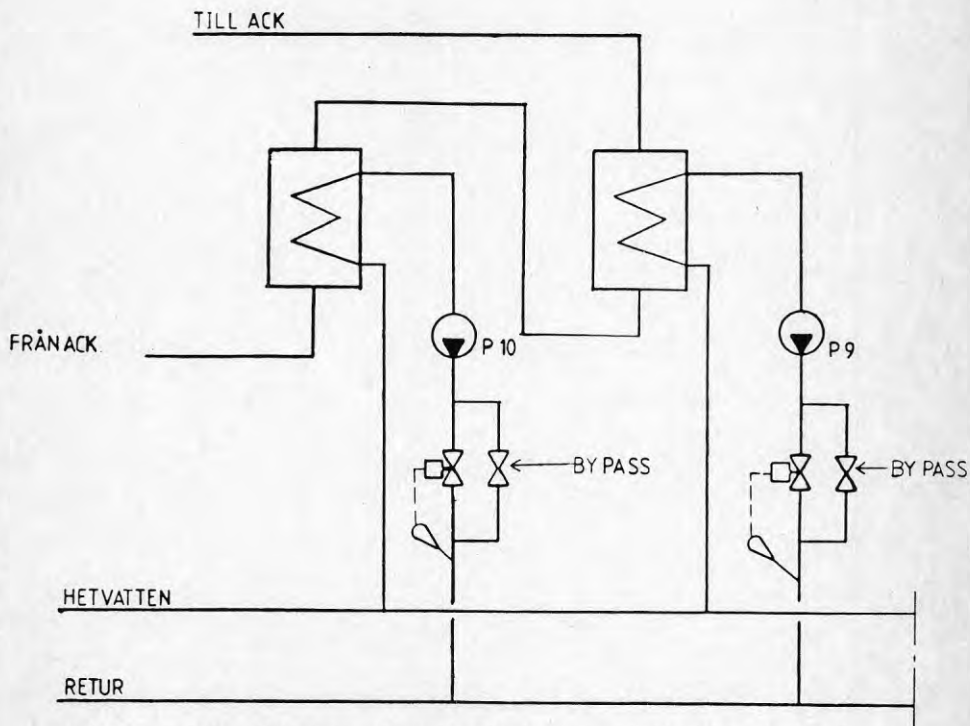
Figur 5.17. Returtemperaturen efter P8 (t12), P9 (t9), P10 (t10) och stammen innan värmepumpen (t11). Givarplacering enligt 5.13.

5.4 Förslag till förbättringar i Nolhagahallen

Utgående från både långtidsmätningen och intensivmätningen kan vissa brister i anläggningen fastställas. Dessa brister är huvudsakligen

- onödigt höga returtemperaturer
- dåligt utnyttjande av ackumulatorerna

Problemet med höga returtemperaturer skulle kunna lösas med motorventiler efter P9 och P10 enligt figur 5.18. By-passen skall tillse att ett visst flöde erhålls över temperaturgivaren. Börvärdet för när motorventilerna skall stänga kan exempelvis sättas till 60 °C. Eventuellt något högre efter P9.



Figur 5.18. Förslag till åtgärd för sänkning av returtemperaturen i Nolhagahallen.

Problemet med det dåliga utnyttjandet av ackumulatorerna kan eventuellt lösas i två steg. Dels bör man försöka öka laddningsflödet till ackumulatorerna för att minska risken för att helt tömma dem under extrema störttappningar. Dels bör startvillkoret för laddning styras av en givare placerad någonstans mellan ackumulatorerna. Stoppvillkoret för laddningen bör placeras på returledningen från ackumulatorerna. I dag styrs laddningen av ackumulatorerna genom start och stopp av P9 och P10. Laddningspumpen går kontinuerligt. Med den nya strategien skall P9 och P10 vara i kontinuerlig drift medan laddningspumpen startar och stoppar vid laddningsbehov.

Genom att ge anläggningen denna utformning kan man åtminstone förhindra att värmepumpen bereder varmvatten under förmiddagen. När laddningspumpen sedan startar, kommer förmodligen tappvarmvattenberedning att ske under större delen av dagen. För att ytterligare öka utjämningen mellan dag och natt skulle eventuellt ett kopplingsur installeras för att förhindra laddning av ackumulatorerna under den sista delen av dagen. Ytterligare en åtgärd kan vara att utöka ackumuleringsvolymen.

Återigen bör dock påpekas att laddningsgraden av ackumulatorerna under nattperioden aldrig får vara så hög att värmepumpen ej arbetar 100 % under dagtid. Detta skulle i så fall leda till en sämre värmefaktor, vilket i praktiken innebär att man sommartid bör värma ackumulatorerna till ca 45 °C, men vintertid kanske ända upp till 60 °C.

6 EKONOMISK UTVÄRDERING

Syftet med denna studie var primärt att klarlägga om man genom att nattetid utnyttja uteluft som värmekälla kan motivera en luftvärmepumpinstallation i byggnader som bara ventileras dagtid. Genom mätningar redovisade i kapitel 5 visas hur stor extra besparing som erhålls genom uteluftsdriften i Nohagahallen. Här kommer endast förändringen av pay-offtiden att visas på grund av den extrabesparing som erhålls. Grundförutsättningarna ges dock, vilket ger möjlighet att själv utföra den lönsamhetskalkyl som anses bäst. Resultatet varierar naturligtvis beroende på lånevillkor och förräntningskrav på investerat kapital.

I kapitel 7 ges även ett försök till att generalisera erfarenheterna från Nohagahallen, vilket skulle kunna ligga till grund för lönsamhetsbedömningar i andra byggnader.

Oljepris	2 350:-/m ³ (eo 3, 1984)
Pannverkningsgrad	80 % (uppskattad)
Energipris, olja	300:-/MWh
Elpris	300:-/MWh
	(inklusive fasta kostnader)

Totalkostnader för material och installation inklusive moms, 1984 års priser:

Avfuktningssaggregat	157 000:-
Luftvärmepump	473 000:-

Priserna inkluderar 2 års maskingaranti.

Följande energibesparingar (avgiven värme - erforderlig drivenergi) har gjorts under mätperioden.

Avfuktningssaggregat 392 MWh (uppskattat värde)

Luftvärmepump exkl
uteluftsdrift 256 MWh

Luftvärmepump inkl
uteluftsdrift 318 MWh

Ingen extra personalkostnad har uppkommit på grund av installationen av avfuktningssaggregatet och luftvärmepumpen. Servicekostnaden för anläggningen bedöms årligen till 1 % av den totala installationskostnaden. Extrakostnaden för att möjliggöra uteluftsdrift bedöms i detta fall till 15 000 kronor. (Spjällkostnader + styr och regler).

Pay-offtid avfuktningssaggregat	1,4 år
Pay-offtid luftvärmepump exkl uteluftsdrift	6,6 år
Pay-offtid luftvärmepump inkl uteluftsdrift	5,4 år

Genom att utföra luftvärmepumpen så att uteluft kunnat utnyttjas nattetid har pay-offtiden förkortats med 20 %. Extrainvesteringen på uppskattningsvis 15 000:- har resulterat i en årlig extrabesparing på 18 000:-. Detta ger en pay-offtid på mindre än ett år för merinvesteringen.

7 DIMENSIONERINGSASPEKTER

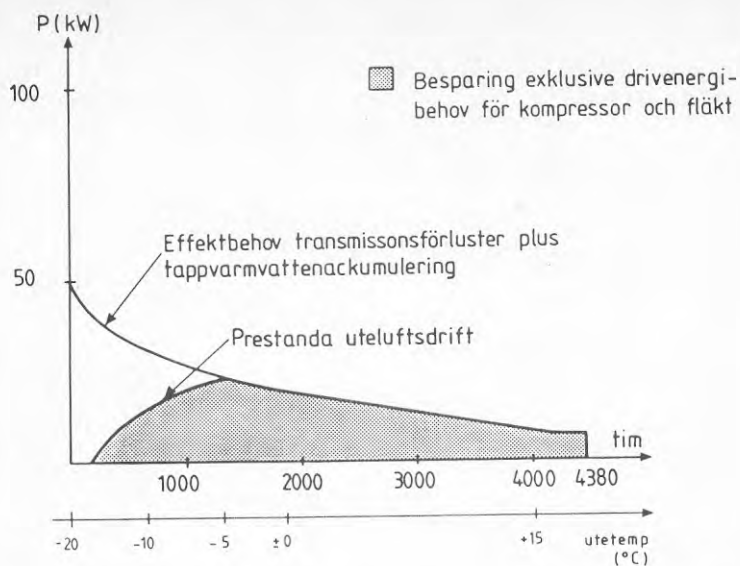
En konkurrent till en kombinerad ute/-frånluftsvärmepump är naturligtvis den ordinära uteluftsvärmepumpen. Uteluftsvärmepumpen (UVP) har på senare år tagit marknadsandelar från frånluftsvärmepumpen (FVP) inom flerbostadsområdet. Detta beror till stor del på att uteluftsvärmepumpen möjliggör en större energitäckningsgrad och därigenom en större besparing trots den lägre värmefaktorn jämfört med frånluftsvärmepumpen. Detta kompenseras dock i dag genom att frånluftsvärmepumparna görs större, vilket höjer deras energitäckningsgrad.

En analys av förhållandet mellan dessa två olika värmepumpsystem ges i Henrik Enströms (Scandinavisk Termoekonomi AB) "Frånluft-Uteluft, en jämförelse". Allmänt kan sägas att dagens byggnadsteknik favoriserar frånluftsvärmepumparna, eftersom husens ventilationsförluster ökar i förhållande till transmissionsförlusterna. Dagens byggkonstruktioner har ett avsevärt lägre k-värde än gårdagens, medan ventilationsbehovet fortfarande kvarstår. Som riktvärde är förhållandet mellan transmissions- och ventilationsförlusterna i dag 65/35 % mot 75/25 % i äldre hus.

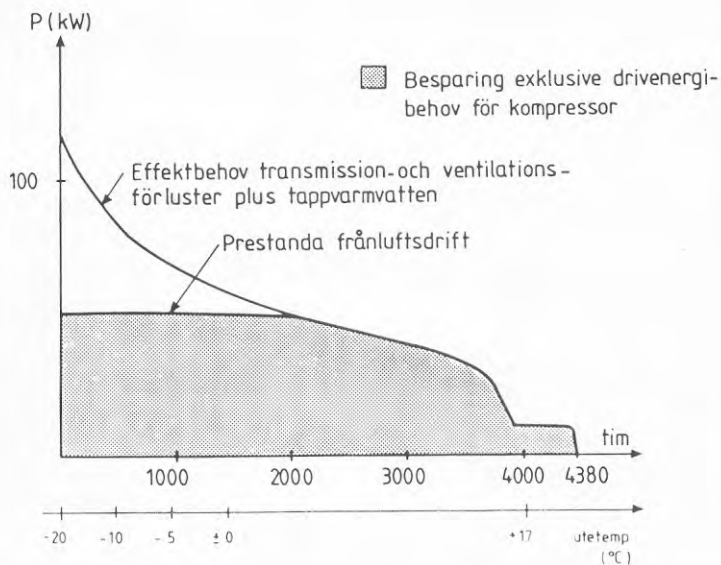
Denna rapport behandlar de typer av lokaler som bara ventileras under delar av dygnet. Dessa byggnader har inte ansetts som intressanta för en frånluftsvärmepumpinstallation på grund av det varierande ventilationsbehovet. Dessa lokaler är annars dagtid synnerligen intressanta ur frånluftsvärmepumpsynpunkt, eftersom de då ofta har ett högt ventilationsbehov. Exempel på sådana lokaler kan vara kontor, skolor, omklädningsrum m m. Ventilationsbehovet varierar beroende på bland annat hur många som vistas i lokalen samt verksamhetstyp. I skolkök t ex kan ventilationsbehovet uppgå till 1,5 oms/h.

Det är viktigt att från början klargöra om det finns underlag för ett kombinationsaggregat. De delar av dygnet som ventilationen stängs av har uteluftsdriften endast transmissionsförlusterna att täcka plus eventuellt uppladdning av varmvattenackumulatorer. Ett sätt att beräkna besparingspotentialen för värmepumpens uteluftsdrift kan vara att lägga in uteluftsdriftens prestanda i ett varaktighetsdiagram för natten, som enbart redovisar transmissionsförlusternas effektbehov plus eventuellt behov för uppladdning av varmvattenackumulatorer. På samma vis kan frånluftsdriftens prestanda läggas in i ett varaktighetsdiagram som gäller för dagdrift med ventilationsförluster, transmissionsförluster plus tappvarmvattenberedning.

Exempel på hur sådana diagram kan se ut ges i figur 7.1 och 7.2. Diagrammen bygger på att ventilation körs 12 h/dygn.



Figur 7.1. Besparingspotential för luftvärmepumpens uteluftsdrift.



Figur 7.2. Besparingspotential för luftvärmepumpens frånluftsdrift.

Utgående från den besparing som erhålls ur varaktighetsdiagrammen är det möjligt att bedöma huruvida det är värt att satsa på en konstruktion som även möjliggör uteluftsdrift. I fallet Nohlagahallen var den uppskattade extrainvesteringen för uteluftsdrift (se kapitel 6) så låg att endast en liten extrabesparing behövdes för att ekonomiskt motivera uteluftsdriften. Det bör sägas att det är svårt att konstruera varaktighetsdiagram av den typ som återfinns i figur 7.1 och 7.2. Åtskillig kännedom om byggnadskonstruktionen, ventilationsbehovet, ventilationsstyrningen samt energibehovet krävs för att nå ett bra resultat. En uppskattning baserad på så mycket mätningar som möjligt är naturligtvis bättre än en ren gissning.

Om beräkningarna eller verkligheten visar att det finns små avsättningsmöjligheter för värmen som värmepumpen producerar nattetid, men tillsatsvärme ändå måste utnyttjas dagtid, kan lösningen vara någon form av ackumulering. Om värmebehovet till stor del utgörs av tappvarmvattenberedning, är det naturligt att varmvattenackumulatorer installeras. Om varmvattenbehovet däremot är litet, bör ackumuleringen ske på värmesidan. Ackumulering kan utföras med traditionella ackumulatortankar. Eventuellt kan man tänka sig att utnyttja byggnadsstommen och värmesystemet som ackumulator. Om tillsatsvärmen blockeras under de sista timmarna av ventilationsperioden, kommer värmesystemet att arbeta ner sig i temperaturnivå. Om tillsatsvärmen sedan blockeras under första halvan av uteluftsdriften (förutsatt att en viss lägsta temperatur ej uppnås) ges värmepumpen möjlighet att arbeta under en större del av dygnet.

Det som sagts ovan måste ses som ett förslag till ackumuleringsmetod. Värmesystemets ackumulerande förmåga har dock utnyttjats i värmepumpsammanhang, med gott resultat som följd.

Som en vägledning till hur värmepumpsystemet kommer att uppföra sig vid de två olika driftsfallen ges här de uppmätta värdena för Nohlagahallen.

	Frånlufts- drift	Utelufts- drift
Avgiven effekt vid drift, årsmedelvärden	105 kW	70 kW
Värmefaktor, årsmedelvärden	2,5	2,0
Relativ gångtid av tillgänglig tid	83 %	56 %

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 840408-2
från Statens råd för byggnadsforskning till Statens
provningsanstalt, Borås.**

R45: 1986

ISBN 91-540-4555-X

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

**Art.nr: 6706045
Ingår ej i abonnemang**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm**

Cirka pris: 30 kr exkl moms