

**Rapport**

**R85:1982**

**Ombyggnad av befintliga  
klimatanläggningar till  
värmeåtervinningssystem**

**Förstudie**

**Arne Jönsson  
Rune Lissel  
Lennart Sandin**

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	
Plac	<i>See</i>

*K  
A/W*

**Byggeforskningsrådet**

R85:1982

OMBYGGNAD AV BEFINTLIGA KLIMATKYLANLÄGGNINGAR  
TILL VÄRMEÅTERVINNINGSSYSTEM

Förstudie

Arne Jönsson  
Rune Lissel  
Lennart Sandin

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 791085-2  
från Statens råd för byggnadsforskning till Wahlings  
Installationsutveckling, Danderyd.

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

R85:1982

ISBN 91-540-3749-2

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1982

## INNEHÅLL

1.	INLEDNING .....	7
1.1	Bakgrund .....	7
1.2	Problemet .....	7
1.3	Projektet och dess syfte .....	8
1.4	Sammanfattning .....	9
2.	VÄRMEKÄLLOR OCH VÄRMEBEHOV .....	11
2.1	Inledning .....	11
2.2	Värmekällor .....	11
2.2.1	Klimatkylbehov .....	11
2.2.2	Frånluft .....	11
2.2.3	Spillvatten .....	12
2.2.4	Uteluft .....	12
2.2.5	Mark .....	12
2.2.6	Sjövatten .....	12
2.2.7	Grundvatten .....	12
2.3	Värmebehov .....	13
2.3.1	Tappvarmvatten .....	13
2.3.2	Tilluft .....	13
2.3.3	Transmissionsvärmebehov .....	13
3.	OMBYGGNAD AV KLIMATKYLAGGREGAT .....	15
3.1	Inledning .....	15
3.2	Tryckproblem vid kondensering .....	15
3.3	Kondensoreffektreglering .....	16
3.4	Lågt förångningstryck .....	16
3.5	Tillgänglig eleffekt .....	17
3.6	Kompressortypens lämplighet .....	17
4.	LÖNSAMHETSBEDÖMNING .....	19
4.1	Allmänt .....	19
4.2	Kalkylmetoder .....	19

4.3	Lönsamhetsberäkning för värmeåtervinning motsvarande klimatkyllbehovet .....	21
4.3.1	Värmeåtervinning av enbart en del av den värme som motsvarar klimatkyllbehovet utan höjning av kondenseringstemperaturen ...	21
4.3.2	Återvinning av enbart en del av den värme som motsvarar klimatkyllbehovet med höjning av kondenseringstemperaturen .....	22
4.3.3	Återvinning av enbart en del av den värme som motsvarar klimatkyllbehovet med hjälp av en extra värmepump som använder kylmediet som värmekälla .....	24
4.3.4	Återvinning av enbart en del av den värme som motsvarar klimatkyllbehovet med hjälp av en extra värmepump som installerats parallellt med det befintliga klimatkyllaggregatet .....	25
4.4	Lönsamhetsberäkning för återvinning från andra värmekällor .....	26
4.4.1	Återvinning av värme från andra värmekällor än klimatkyllbehovet med enbart klimataggregatet utan höjning av kondenseringstemperaturen .....	27
4.4.2	Återvinning av värme med klimatkyllaggregat från andra värmekällor än klimatkyllbehovet efter höjning av kondenseringstemperaturen .....	27
4.4.3	Återvinning av värme med klimatkyllaggregat från andra värmekällor än klimatkyllbehovet med hjälp av en extra värmepump som använder kylaggregatets kylmedel som värmekälla .....	28
4.4.4	Återvinning av värme från andra värmekällor än klimatkyllbehovet med hjälp av en extra värmepump som installerats parallellt med det befintliga klimatkyllaggregatet .....	28
5.	VÄRDERING AV PRAKTISKA FALL .....	31
5.1	Klimatkyllanläggning i sjukhus .....	31
5.1.1	Beskrivning av befintliga installationer ...	31
5.1.2	Gripbart värmeöverskott .....	32
5.1.3	Förslag till system för värmeåtervinning ...	33
5.1.4	Analys av förslagen .....	34
5.1.5	Lönsamhetsberäkning av förslagen .....	34
5.1.6	Val av förslag .....	36
5.2	Klimatkyllanläggning i hotell .....	36

5.2.1	Beskrivning av befintliga installationer ...	36
5.2.2	Gripbart värmeöverskott .....	37
5.2.3	Förslag till system för värmeåtervinning ...	37
5.2.4	Analys av förslagen .....	38
5.2.5	Lönsamhetsberäkning av förslaget .....	39
5.2.6	Val av förslag .....	40
5.3	Klimatkylanläggning i butikscentrum .....	40
5.3.1	Beskrivning av befintliga installationer ...	40
5.3.2	Gripbart värmeöverskott .....	42
5.3.3	Förslag till system för värmeåtervinning ...	42
5.3.4	Analys av förslagen .....	44
5.3.5	Lönsamhetsberäkning av förslagen .....	45
5.3.6	Val av förslag .....	46
5.4	Klimatkylanläggning i kontors- och industri lokal .....	46
5.4.1	Beskrivning av befintliga installationer ...	46
5.4.2	Gripbart värmeöverskott .....	47
5.4.3	Systemförslag .....	48
5.4.4	Analys av förslagen .....	48
5.4.5	Lönsamhetsberäkning av förslagen .....	49
5.4.6	Val av förslag .....	54
5.5	Kontorshus med datahall I .....	54
5.5.1	Beskrivning av befintliga installationer ...	54
5.5.2	Gripbart värmeöverskott .....	55
5.5.3	Förslag till system för värmeåtervinning ...	56
5.5.4	Analys av förslagen .....	59
5.5.5	Lönsamhetsberäkning av förslagen .....	62
5.5.5.1	Förslag 1 .....	62
5.5.5.2	Förslag 2 .....	63
5.5.5.3	Förslag 3 .....	64
5.5.6	Val av förslag .....	65
5.6	Kontorshus med datahall II .....	66
5.6.1	Beskrivning av befintliga installationer ...	66
5.6.2	Gripbart värmeöverskott .....	67
5.6.3	Förslag till system för värmeåtervinning ...	67
5.6.4	Analys av förslagen .....	68
5.6.5	Lönsamhetsberäkning av förslagen .....	73
5.6.6	Val av förslag .....	75

5.7	Kontorshus med datahall III .....	75
5.7.1	Beskrivning av befintliga installationer ...	75
5.7.2	Gripbara värmeöverskott .....	76
5.7.3	System för förslag rör värmeåtervinning ...	77
5.7.4	Analys av förslagen .....	77
5.7.5	Lönsamhetsberäkning av förslagen .....	77
5.7.6	Val av förslag .....	83
6.	UTVÄRDERING .....	85

## 1 INLEDNING

### 1.1 Bakgrund

Syftet med projektet är att utreda och visa möjligheter för ombyggnad av befintliga klimatkylanläggningar till värmeåtervinningssystem eller renodlade värmepumpar.

Sedan mitten av 1960-talet har marknaden för klimatkyla varit mycket expansiv. Antalet hittills installerade klimatkylanläggningar kan idag uppskattas till ca 4000. Det årliga marknadsvärdet för nyinstallerade klimatkylanläggningar med tillhörande luftkylare, kondensorer, kyltorn, rörinstallationer m m kan uppskattas till ca 100 miljoner kr.

Med några få undantag utnyttjas dessa klimatkylanläggningar endast för kylning sommartid. I dagens energisituation är det angeläget att utnyttja den möjlighet till energiåtervinning som finns i de befintliga klimatkylanläggningarna.

Arbetet har bedrivits vid Wahlings Installationsutveckling AB med civilingenjör Rune Lissel som projektledare och civilingenjörerna Arne Jönsson och Lennart Sandin som utredningsmän.

### 1.2 Problemet

Klimatkyla eller luftkonditionering används för att åstadkomma ett behagligt inomhusklimat vid hög utomhustemperatur och vid hög intern värmeutveckling inomhus. Värmeutvecklingen kan ske från maskiner, belysning, personvärme eller sol.

För att åstadkomma klimatkylan används en klimatkylanläggning som alstrar en lägre temperatur än omgivningen m h a en kylteknisk process.

I den vanligaste formen av kylteknisk process (se figur) används en mekanisk kompressor (1) som komprimerar det gasformiga köldmediet till kondenseringsstrycket i kondensorn (2) där köldmediet kondenserar och avger kondenseringsvärmets till kylmedlet.

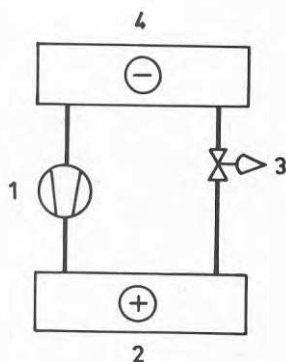
Därefter leds det kondenserade köldmediet till stryporganet (3) där trycket på köldmediet sänks genom tryckfallet i stryporganet (expansionsventilen). Trycket sjunker till förångningsstrycket som råder i förångaren (4) där det flytande köldmediet förångas under upptagning av förångningsvärmets. Förångningsvärmets tillförs köldmediet från det objekt man önskar kyla. Vid direkt kylning överförs värme från det som skall kylas (varor, ventilationsluft) direkt utan annat mellanmedium än den luft som omger godset.

Vid indirekt kylning överförs värme från det som skall kylas till köldmediet indirekt med ett mellanmedium. Detta mellanmedium kallas ofta köldbärare och är en vätska som överför värme från en värmeupptagande del av kylanläggningen till förångaren. Köldbäraren kan vara vatten, saltlösning, glykolblandat vatten etc.

Efter det att köldmediet förångats leds det till kompressorn där köldmediet åter komprimeras till kondenseringsstrycket.



Värmen som avges till kylmediet avges till uteluften eller till en annan värmesänka.



Figur 1.1 Klimatkylaggregatets huvudkomponenter.

Den mekaniska kompressorn drivs vanligen med en elektrisk motor.

De vanligaste köldalstrarna i klimatkylanläggningar är vattenkylaggregatet.

Ett vattenkylaggregat är en komplett kylteknisk konstruktion som består av kompressor, kondensator, förångare, automatik och reglerutrustning samt elapparatskåp. Aggregatet är monterat och utprovat på fabriken och köldmediesystemet är fyllt och slutet vid leverans.

Vattenkylaggregatens kompressorer har nästan alltid inbyggd effekttreglering. I kombination med rätt dimensionerat köldbärarsystem fås en reglernoggrannhet som är mycket god.

Med vätskekylda kondensorer hos vattenkylaggregaten kan kondensatorvärmets mycket lätt transporteras som värmebärare i byggnader befintliga rörsystem.

Vattenkylaggregat kan med mycket hög verkningsgrad förflytta värme från en viss del av en byggnad (från ett stort utbrett köldbärarsystem) till en annan del av en byggnad via ett värmebärarsystem.

Det är ofta denna lösning ligger närmast till hands vid de praktiska fall som studerats i denna rapport.

### 1.3 Projektet och dess syfte

För att kunna bedöma värmeåtervinningens lönsamhet i byggnader med olika verksamhet har 7 referensanläggningar med en kyl-effekt över 100 kW undersökts. Referensanläggningarna har besökts för att intervjua driftpersonal, oftast maskinchefen, om verksamheten i byggnaden, värme och ventilationssystemets

konstruktion, driftstider, flöden och energiförbrukning samt för att kunna bedömma utrymmen. Vid besöket har även kylanläggningens effekt och driftstider undersökts.

På basis av dessa insamlade data har sedan olika förslag till värmeåtervinningssystem gjorts upp. Förslagen kan ofta vara en höjning av kondenseringsstemperatur i det befintliga aggregatet och därigenom möjlighet till värmeåtervinning med ett varmt kylvatten eller komplettering med extra värmepumpar med ännu högre kondenseringsstemperatur.

Därefter har de lämnade förslagens ekonomi utvärderats med ledning av beräknad energibesparing och uppskattad investeringskostnad. Studien har begränsats till att gälla byggnader med befintliga klimatkyllaggregat, vilket ger en enkel definition av lönsamheten. Vid dess beräkning skall besparingen i driftskostnader betala de ökade kapital och underhållskostnader som blir följden av en värmeåtervinningsinstallation.

Vid utvärderingen har ingen hänsyn tagits till att vissa förslag i dessa studier kan vara omöjliga att genomföra p g a bristen på utrymme för extra installationer, eftersom det kan finnas byggnader med värme och kylbehov av samma typ där åtgärden går att genomföra om den har erforderlig lönsamhet.

#### 1.4 Sammanfattning

Syftet med projektet har varit att utreda och visa på möjligheter för ombyggnad av befintliga klimatkyllanläggningar till värmeåtervinningssystem eller renodlade värmepumpar.

Målet är att resultatet skall leda till en ökad ombyggnad av klimatkyllanläggningar i vårt land för att minska oljeberoendet.

För att värmeåtervinning med befintliga klimatkyllaggregat skall vara lönsam att genomföra krävs (först och främst) att det befintliga klimatkyllaggregatet har lång driftstid per år, redan före åtgärden för värmeåtervinningen. Det krävs lång driftstid för att förränta investeringen i värmeåtervinningsutrustningen. Då endast värme från det ursprungliga klimatkyllbehovet återvinns kommer både drifts- och investeringskostnaden för återvinningen att bli en marginell merkostnad. Klimatkyllaggregatets livslängd förändras inte. Byggnadens värmebehov får heller inte begränsa den återvunna värmemängden. Har byggnaden för lite värmebehov i förhållande till värmeåtervinningens effekt måste värme kylas bort, vilket annars skulle kunna återvinnas.

Byggnadens värmebehov kan också variera mellan natt och dag, beroende på att ventilationen stängs på natten. I sådana fall är det av intresse att undersöka lagring av värme. Dessa slutsatser kan delvis dras ur tabell 1 och 2 där samtliga åtgärder som undersökts för anläggningar med en driftstid under 1000 h ej visar någon lönsamhet. I Sjukhuset, Butikscentral och Kontor & Industrin har inga lönsamma återvinningsalternativ med klimatkyllanläggning eller värmepump kunnat konstrueras. Däremot har det i Sjukhuset och i Kontor & Industri konstaterats att det är lönsammare att använda vätskekopplade värmeväxlare för ventilationsvärmeåtervinning än att använda klimatkyllaggregatet. I anläggningar med en driftstid över 3600 h som i Kontor

II har ett flertal återvinningsalternativ visat sig lönsamma. De mest lönsamma alternativen förefaller vara kondenseringstemperaturhöjning, till maximal kondenseringstemperatur i de flesta fall nära  $+50^{\circ}\text{C}$ , och direkt värmeåtervinning till uppvärmningssystemet. Därefter lönsamast alternativ är när framledningstemperaturen i uppvärmningssystemet inte tillåter återvinning genom enbart kondenseringstemperaturhöjning, inkoppling av en extra värmepump med hög kondenseringstemperatur  $+70$  ä  $+90^{\circ}\text{C}$ .

En generell rekommendation är således att om det finns en klimatkylanläggning med en driftstid över 1000 h per år bör man undersöka möjligheterna för att installera värmeåtervinning.

Värmeåtervinning och även värmepumpar kommer att gynnas av framtida oljeprishöjningar, eftersom värdet av den ersatta energin ökar. Elenergihöjningar kommer däremot att missgynna värmepumpar och värmeåtervinning eftersom priset på drivenergin ökar. I Sverige bedöms att oljan kommer att öka mer i pris än elenergin, varför den framtida prisutvecklingen bör gynna värmeåtervinning och värmepumpar.

En viktig fråga som kommer att bli besvarad är hur klimatkylaggregaten klarar av att arbeta med högre kondenseringstemperaturer än i nuläge. Denna typ av värmeåtervinning förefaller heller inte att ha några miljömässiga risker, då den arbetar med känd och beprövad teknik, som hittills visat sig helt ofarlig för människor och djur.

## 2 VÄRMEKÄLLOR OCH VÄRMEBEHOV

### 2.1 Inledning

För att värmeåtervinning med klimatkylaggregat skall vara möjlig krävs att temperaturen på värmebehovet understiger temperaturen på utgående kylmedel, att temperaturen på värmekällan överstiger temperaturen på utgående köldbärare och att värmebehovet och värmekällan är tillgängliga samtidigt, eller att värmelagring används för att utjämna när de inte är samtidigt. Dessa villkor tillsammans med klimatkylaggregatets effekt och tillgängliga flöden på köldbärare och kylmedel begränsar den värmemängd som är möjlig att återvinna. Detta avsnitt skall översiktligt beskriva de viktigaste värmekällorna och värmebehoven som kan användas vid värmeåtervinning med klimatkylaggregat, eller med klimatkylaggregat tillsammans med en extra värmepump.

### 2.2 Värmekällor

#### 2.2.1 Klimatkylbehov

Klimatkylbehov är en följd av intern värmeutveckling i byggnaden, solstrålning, eller höga utetemperaturer. Utrustning för att föra värmen från lokalen är i de flesta fall redan installerad i en befintlig byggnad. Det kan dock finnas lokaler med hög intern värmeutveckling utan någon installerad klimatkyla, t ex pannrum, omformrum eller industriprocesser. Klimatkylbehov till följd av hög intern värmeutveckling förekommer under utrustningens driftstid. I datacentraler kan klimatkylbehov förekomma under alla årets 8760 timmar. Temperaturen på värmekällan, den lägsta lufttemperaturen i den kylta lokalen, är i de flesta fall  $+18-22^{\circ}\text{C}$  och klimatkylaggregatet är dimensionerat för  $5-7^{\circ}\text{C}$  utgående köldbärartemperatur.

Klimatkylbehov till följd av höga utetemperaturer förekommer endast dagtid under sommaren, då utetemperaturer överstiger  $15-20^{\circ}\text{C}$ , beroende på den interna värmeutvecklingen och på klimatkylsystemets konstruktion. I t ex egkanalsystem med primärkyla behövs klimatkyla redan vid  $13-14^{\circ}\text{C}$  utetemperatur.

#### 2.2.2 Frånluft

Frånluft är en värmekälla som i de flesta fall är utspridd i byggnaden, företrädesvis till dess tak. Värmen i frånluften tillvaratas med värmväxlare installerade i frånluftsoppningarna eller i en större samlande frånluftskanal. Nackdelen vid installation av värmväxlare är att tryckfallet i frånluftskanalerna kommer att öka. Fördelen är att frånluften är en stabil värmekälla med en temperatur på  $22-23^{\circ}\text{C}$  under hela året. Ventilationsanläggningens driftstid begränsar frånluftsvärmens återvinning.

### 2.2.3 Spillvatten

För att kunna återvinna värmen i spillvattnet krävs speciella värmväxlare eller speciell silutrustning eftersom vattnet är starkt förorenat. Temperatur och spillvattenmängd varierar kraftigt mellan olika typer av byggnader. Sjukhus har oftast det högsta energiinnehållet i spillvattnet medan kontorshus har lågt värmeinnehåll i spillvattnet.

### 2.2.4 Uteluft

Uteluften kan användas som värmekälla när temperaturen är högre än den utgående köldbärartemperaturen. Fördelen med uteluft som värmekälla är att tillgången är obegränsad.

### 2.2.5 Mark

Värme ur marken kan utvinnas både ur markens ytskikt och ur djupare jordlager. Vid värmeutvinning ur markens ytskikt s k jordvärme läggs en slinga av polyetenslang på mellan 1-2 m djup. Slingans längd bestäms av byggnadens värmebehov och djupet av jordarter och geografiskt läge. För ett enbostadshus krävs ca 500 m slang fördelad på 500 m<sup>2</sup>. Den lägsta temperaturen på det glykolblandade vattnet som används för att hämta värme ur jorden är under vintern ca -5°C. En så låg temperatur gör jord-slingan svår att utnyttja som värmekälla för ett klimatkyllaggregat med normal köldbärartemperatur på minimum +5°C.

Värme ur djupare jordlager kan utvinnas genom lodrät i marken nedstuckna rör. Värmen måste ersättas under sommaren med värme från solfångare eller konvektorelement. Djupjordvärmens fungerar då som ett slags värmelager. Beroende på mellan vilka temperaturer värmelagret arbetar, kan det utgöra värmekälla för ett klimataggregat, om det inte kräver lägre inkommande vattentemperatur än ca +5°C, som är den lägsta utgående köldbärartemperaturen för de flesta klimatkyllaggregat för att ta upp den erforderliga värmeeffekten ur värmelagret. Försök med djupjordvärmelager pågår i t ex det s k Sun-clay projektet.

### 2.2.6 Sjövattnet

Sjövattnet kan användas som värmekälla för klimatkyllaggregat med konventionell tybpanneförångare så länge vattnet på mantelsidan överstiger +4°C (utgående vattentemperatur måste ligga över +2°C). Undersökningar visar att temperaturen på sjöars botten vintertid i vårt land kan sjunka ned mot +1°C till +2°C. Vid denna temperatur kan man använda någon typ av strilförångare som klarar små temperaturdifferenser (1,5°C) och låga inloppstemperaturer (+2°C). Stora vattenflöden som blir följderna ger dock högre investerings- och driftskostnader.

### 2.2.7 Grundvatten

Grundvatten skulle i vissa delar av Sverige kunna utgöra värmekälla för klimatkyllaggregat. Grundvattentemperaturen i bergborrade brunnar uppgår till ungefär +8°C i Skåne, +6°C i

mellansverige och ca  $+4^{\circ}\text{C}$  i större delen av Norrland, enligt BFR R142:1980.

Det är dock svårt att borra brunnar av erforderlig kapacitet i befintlig bebyggelse.

## 2.3 Värmebehov

### 2.3.1 Tappvarmvatten

Tappvarmvatten kan antingen förvärmas eller värmas till användbar temperatur beroende på klimatkyllaggregatets effekt, kondenserings temperatur, varmvattenbehov och ackumuleringsmöjligheter. I de flesta fall krävs minimum  $+55^{\circ}\text{C}$  tappvarmvattentemperatur. Detta kan delvis uppnås genom höjd kondenserings temperatur, eller genom att tillvarata överhettningvärmet i hetgasen omedelbart efter kompressorn.

Varmvattenbehovet är i huvudsak förlagt till vissa tider dagtid, vilket medför att ackumulering fordras.

### 2.2.2 Tilluft

Tilluftvärmningen är ofta utspridd i byggnaden till särskilda tilluftaggregat. Värmebehovet är störst vid låg utetemperatur. Den maximala temperatur som tilluften värms till är ca  $+18-20^{\circ}\text{C}$ , varför det med hänsyn till lufttemperaturen är möjligt att värma den med värme från ett klimatkyllaggregat utan höjning av kondenserings temperaturen. Tilluften värms vanligen i två steg, dels vid intaget i byggnaden och omedelbart innan den släpps in i rummen, s k eftervärmning. Används vätskekopplade värmväxlare med en temperaturverkningsgrad på 60 % krävs tilluftvärmning vid utetemperaturer under  $+10^{\circ}\text{C}$ , med roterande värmväxlare med en temperaturverkningsgrad av 80 % krävs tilluftvärmning först vid utetemperaturer under  $9-5^{\circ}\text{C}$ . Tillsatsvärmningen används då för att höja temperaturen på luften från värmättervinnningen upp till önskad tillufttemperatur. Vid luftvärmningen i befintliga byggnader används ofta glykolblandat vatten som värmebärare med en temperatur som anpassas efter värmebehovet. Värme kan tillföras värmebäraren så länge returtemperaturen är lägre än klimatkyllaggregatets kondenserings temperatur.

### 2.3.3 Transmissionsvärmebehov

Transmissionsvärmebehovet i en byggnad täcks med radiatorer eller med t ex fönsterapparater. Framledningstemperaturen väljs oftast till  $80^{\circ}\text{C}$  och returtemperaturen till  $60^{\circ}\text{C}$  vid dimensionerade utetemperatur. Det är möjligt att tillföra uppvärmningssystemet värme så länge som returtemperaturen är lägre än klimatkyllaggregatets kondenserings temperatur. Befintliga radiatorssystem kan bättre anpassas till en lägre framledningstemperatur genom att strypventiler utbytes eller dubblas samt flödet ökas.



### 3 OMBYGGNAD AV KLIMATKYLAGGREGAT

#### 3.1 Inledning

Vid ombyggnad av vattenkylaggregat till värmepumpar bör följande omständigheter beaktas:

- Förändringen av kondenseringstryck och mediatemperatur där elmotorstorlek och tryckkärl kan begränsa kondenseringstrycket.
- Reglering av värmebärareffekten i förhållande till tillgänglig kyleffekt.
- Alltför låga förångningstryck bör undvikas.
- Begränsad eleffektillgång i fastigheten.
- Kompressortypens lämplighet vid värmepumpsdrift.

#### 3.2 Tryckproblem vid kondensering

En värmebärare bör vid lokaluppvärmning via radiatorer eller tilluft ligga med lägst  $+45^{\circ}\text{C}$  som tilloppstemperatur. Denna vätsketemperatur från en kondensator kan åstadkommas genom strypning av vätskeflödet över kondensorn och genom förändring av kylaggregatets interna reglering.

Vid användning av köldmediet R22 är övre gränsen för kondenseringstemperatur ca  $+55^{\circ}\text{C}$  med utgående köldbärartemperatur vid  $+7^{\circ}\text{C}$ .

Vid byte av köldmedium från R22 till R12 kan utgående värmebärartemperatur höjas till ca  $+70^{\circ}\text{C}$  med utgående köldbärartemperatur vid  $+2^{\circ}\text{C}$ .

Värmefaktorn blir givetvis låg i detta driftfall (ca 2,4) men visar på möjligheter till ökad värmebärartemperatur.

Man bör dock beakta att kyleffekten samtidigt reduceras med 55 % vid köldmediebytet och vid kondenseringstemperaturens höjning från  $+55^{\circ}\text{C}$  till  $+70^{\circ}\text{C}$ .

Kondenseringstemperaturens begränsning uppåt beror av hållfastheten i systemet vid ökade tryck.

Rådande svenska kylnormer från år 1965 anvisar en tryckbegränsning för högtryckssidan som skall ligga lägre än 70 % av provtrycket.

Detta betyder att teoretiskt endast köldmediets termodynamiska egenskaper begränsar övre gränsen för kondenseringstrycket, ty tryckkärl kan konstrueras för tryck upp till flera hundra bar.

Vid ombyggnad av vattenkylaggregat får kondensorns provtryck avgöra hur högt kondenseringstrycket kan tillåtas bli.



Normal övre gräns för kondenseringsstrycket är ca 20 bar. Vid detta tryck är motsvarande temperatur enligt tabell 3.1.

Tabell 3.1 Kondenseringsstemperatur vid 20 bar för olika köldmedier

Köldmedium	Temperatur i °C vid 20 bar
R12	+73
R22	+52
R114	+119
R500	+65
R502	+48

Vid ökande kondenseringsstryck ökar även belastningen på elmotorn hos en kompressor. Problem kan uppstå redan vid en värmebärartemperatur på +45°C med vanligen använda kompressorer i vattenkylaggregat. Vid ombyggnad bör elmotorns arbetsområde kontrolleras så att det inte överskrids.

### 3.3 Kondensoreffektreglering

Såväl kylanläggningens kyleffekt som dess värmealstring är av intresse i ett värmeåtervinningssystem.

Det primära är dock kyleffekten och större värmeeffekt än vad kylbehovet kräver kan inte åstadkommas.

Ett sätt att hålla värmeeffekten (=kondensoreffekten) konstant är att utnyttja konstanta värmekällor som kylbehov. Frånluften är sådan värmekälla.

Att endast utnyttja konstanta värmekällor är begränsande. Man bör utnyttja alla tekniskt och ekonomiskt möjliga värmekällor. Om värmeöverskott då skulle inträffa på värmebärarsidan kan ackumulering av detta överskott lätt ske för att hålla kondenseringsstemperaturen under tillåten nivå. Den ackumulerade värmen kan sedan utnyttjas vid lämpligt tillfälle t ex för att öka ett minskande kylbehov genom att värma köldbäraren så att värmeeffekten från kondensorsidan kan bibehållas på en hög nivå.

### 3.4 Lågt förångningstryck

Vattenkylaggregatens normala förångningstemperatur ligger mellan +0,5 till +2°C p g a frysrisker med rent vatten. Med frysskyddstillsatser kan en lågtempererad värmekälla utnyttjas. De fryspunktsänkande medel som ofta används är etylenglykol, natriumklorid eller kalciumklorid.

### 3.5 Tillgänglig eleffekt

Eleffekten ökar vid ökande kondenseringsstryck. Detta är en begränsning vid ombyggnad av vattenkylaggregat då en höjning av kondenseringstemperaturen är nödvändig.

Kostnaden för ny stigarledning i en fastighet (om den är för klent dimensionerad för en ökning av elmotorstorlek) kan vid en effektökning av 50 kW ligga kring 25.000 kr.

Om en ökning av eleffekten inte kan åstadkommas får man begränsa eleffektuttaget med begränsningsutrustning. Därvid måste kyleffekten och också värmebärareffekten minska till förmån för en tillräckligt hög framledningstemperatur för värmebäraren.

### 3.6 Kompressortypens lämplighet

De vanligaste kompressortyperna i vattenkylaggregat är kolvkompressorn, skruvkompressorn och turbokompressorn.

Kolvkompressorn, som oftast har semihermetiskt utförande i vattenkylaggregat, finns i storlekar vanligen mellan 75 kW och 300 kW. Kolvkompressorn är lämplig vid värmepumpsdrift upp till +50°C kondenseringsstemperatur vid köldmedium R22. Kolvkompressorn, som är den vanligen förekommande typen, har en stor fördel jämfört med övriga. Den är välkänd av varje kylmontör och mycket lätt att reparera utan specialkunskaper och specialverktyg.

Skruvkompressorn, som är av öppen typ, förekommer i storlekar från 300 kW och uppåt. Skruvkompressorn uppvisar en rad olika fördelar vid värmepumpsdrift. Med oljeinsprutning i kompressorns rotor kan tryckrörstemperaturen hållas låg och nästan oberoende av kondenseringstemperaturen. Vidare har skruvkompressorn en steglös kapacitetsreglering, vilket gör den tillräckligt flexibel vid värmepumpsdrift.

Turbokompressorn är känslig för variationer i driftförhållanden. ~~Det~~ ~~st~~ ~~bör~~ ~~kon~~ ~~st~~ ~~anta~~ förångnings- och kondenseringsstryck råda.

Över ett visst förhållande mellan kondenserings- och förångningsstrycken uppträder avlösningfenomen i kompressorhjulet.

En turbokompressor kan p g a detta inte arbeta vid för högt kondenseringsstryck. Vid ett tryckförhållande av ca 4,3 uppnår kompressorn pumpningsgränsen. Denna gräns motsvarar följande kondenseringsstemperatur:

Tabell 3.2 Kondenseringstemperatur vid maximalt tryckförhållande för en turbokompressor

Köldmedium	Kondenserings- temperatur °C	Förångnings- temperatur °C
R11	+47	+5
R12	+60	+5
R22	+62	+5

Vid konstanta förångnings- och kondenseringstryck samt ett moderat tryckförhållande kan en tillförlitlig värmeåtervinningsanläggning skapas även med turbokompressor.

## 4 LÖNSAMHETSBEDÖMNING

### 4.1 Allmänt

Förutsättningar för lönsamhetsbedömningar av värmeåtervinningsanläggning analyseras i detta kapitel.

Lönsamhetsberäkningar har genomarbetats dels för värmeåtervinning motsvarande klimatkylnbehovet och dels för värmeåtervinning från andra värmekällor.

I kapitel 5 genomförs en teknisk analys av sju olika anläggningar vilka därefter värderas enligt de framtagna metoderna för lönsamhetsbedömningar.

Befintliga klimatkylanläggningar i följande fastighetstyper har behandlats:

- sjukhus (kap 5.1)
- hotell (kap 5.2)
- butikscentrum (kap 5.3)
- kontors- och industri lokal (kap 5.4)
- kontorshus med datahall (kap 5.5-5.7)

### 4.2 Kalkylmetoder

För att kunna bedöma och jämföra olika investeringars lönsamhet används nuvärdesmetoden och pay-off-tiden.

Enligt nuvärdesmetoden är en åtgärd lönsam om det beräknade nuvärdet är positivt vid den valda kalkylräntan. Högre nuvärde innebär högre lönsamhet. Vid beräkningarna förutsätts att man har fri tillgång på kapital för energibesparande investeringar vid den angivna kalkylräntan. Om tillgången på kapital är begränsad kan man använda nuvärdeskvoten  $d/v$  s investeringens nuvärde dividerat med grundinvesteringen, för att avgöra vilket alternativ som har den högsta avkastningen på det investerade kapitalet. Det alternativ som ger högst avkastning på det investerade kapitalet behöver inte vara samma som har högst nuvärde.

Vid jämförelse mellan olika investeringar för värmeåtervinning måste man se till att de är jämförbara beträffande grundinvestering och brukstid. För att kunna jämföra olika stora investeringar används nuvärde och nuvärdeskvot. För att ta hänsyn till brukstidens variation mellan olika investeringar kan man göra lönsamhetsberäkningen för den minsta gemensamma brukstiden för de jämförda investeringarna, eller göra lönsamhetsberäkningen för återkommande investeringar under den befintliga byggnadens brukstid. Genom kalkylräntans inverkan kommer händelser långt fram i tiden att minska sin ekonomiska betydelse i nuläge.

Vid lönsamhetsberäkning av värmeåtervinningsinstallationer i befintliga klimatkylanläggningar utgår man från kapital- och driftskostnaderna vid enbart klimatkyldrifv. Minskningen i driftskostnader skall betala de ökade kapitalkostnaderna för värmeåtervinningsinstallationen.

De minskade driftskostnaderna beräknas genom att den återvunna värmen ges värdet av den sparade primärenergien för uppvärmning, t ex olja eller fjärrvärme, minus värdet av den i vissa fall ökade energiåtgången för att föra upp värmen till en för återvinning lämplig temperatur.

Den ökade kapitalkostnaden  $G$  beräknas som skillnaden mellan nuvärdet av investeringskostnaderna för att nyttja anläggningen för drift med värmeåtervinning och drift, som idag, utan värmeåtervinning. Som tidigare påpekats bör man göra beräkningarna för en minsta gemensam bruksperiod för de två fallen.

Tabell 4.1 Återstående brukstider för klimatkylanläggningar

Återstående brukstid för befintlig klimatkylanläggning	ca 5 år
Brukstid för en ny klimatkylanläggning utan värmeåtervinning	ca 15 år
Brukstid för den befintliga klimatkylanläggningen om den kompletteras med värmeåtervinning	ca 3 år
Brukstid för en ny klimatkylanläggning med värmeåtervinning	ca 10 år

Av ovanstående framgår att den kortaste tidsperiod som bör studeras är ca 35 år om värmeåtervinningsinstallationerna utförs idag. Om värmeåtervinning installeras har under denna period tre nya klimatkylanläggningar förbrukats. Om värmeåtervinning ej installeras har däremot under samma tid endast två anläggningar förbrukats.

I sammanhanget bör observeras att den betraktade tidsperioden ej får överstiga byggnadens återstående brukstid. I vissa fall måste man därför välja denna brukstid som grund för beräkningarna. Orsaken till att brukstiderna varierar är ändrade driftbetingelser såsom ökad drifttid och höjd kondenseringstemperatur.

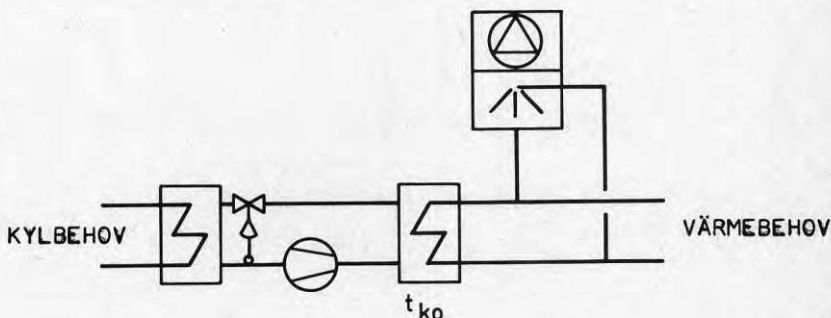
Vid val av kalkylränta görs beräkningarna i fast penningvärde, med en real kalkylräntefot. För att förenkla beräkningarna försummas energiprisändringar i förhållande till ändringar i den allmänna prisnivån, vilket innebär att man kan använda samma nsumme- eller diskonteringsfaktor för både elenergi-, olje-, underhålls- och kapitalkostnader.

För jämförelse beräknas även pay-off-tiden  $p_t$ . Den är ett ofta använt jämförelsetal vid val mellan olika investeringar. Pay-off-tiden missgynnar investeringar med stor livslängd då de jämförs med investeringar med kort livslängd, eftersom den inte tar hänsyn till investeringarnas olika livslängder eller kapitalkostnader på längre sikt.

#### 4.3 Lönsamhetsberäkning för värmeåtervinning motsvarande klimatkyllbehovet

Värmeåtervinningen sker enligt de i kapitel 2 beskrivna fyra metoderna. Gemensamt för dessa är att den till klimatkyllaggregatet inkommande värmemängden, klimatkyllbehovet, är lika stor i samtliga fall. Däremot varierar elbehovet för värmeåtervinningen, den återvunna värmemängden, brukstiden och den erforderliga investeringen för de olika metoderna. Detta belyses i det följande.

##### 4.3.1 Värmeåtervinning av enbart en del av den värme som motsvarar klimatkyllbehovet utan höjning av kondenserings-temperaturen



FIGUR 4.1 VÄRMEÅTERVINNING UTAN HÖJNING AV KONDENSERINGS-TEMPERATUREN.

Eftersom kondenserings-temperaturen inte höjs kommer klimatkyllaggregatets elförbrukning att bli densamma som utan värmeåtervinning. Detta innebär att klimatkyllaggregatets driftskostnader och livslängd förblir oförändrade, vilket medför att kapitalkostnaden är lika vid värmeåtervinning och klimatkyldrift. Däremot kan driftskostnader tillkomma för återvinningsutrustningen, el till pumpar, fläktar etc och ökade underhållskostnader.

Nuvärdet  $N$  av värmeåtervinningen blir:

$$N = f_s (E_p Q - U) - G$$

$f_s$  nusummeffaktor som beror av kalkylränta och livslängd för värmeåtervinningsutrustningen

$E_p$  energipris för ersatt värme, värmen ersatt med återvunnen värme

$Q$  återvunnen värmemängd per år, lika med ersatt värme

$U$  ökade underhållskostnader till följd av återvinningsutrustningen. I denna post kan även ingå driftskostnader

$G$  investering för värmeåtervinningsutrustningen

Pay-off-tiden:

$$P_t = \frac{G}{E_p Q - U}$$

Nuvärdeskvoten:

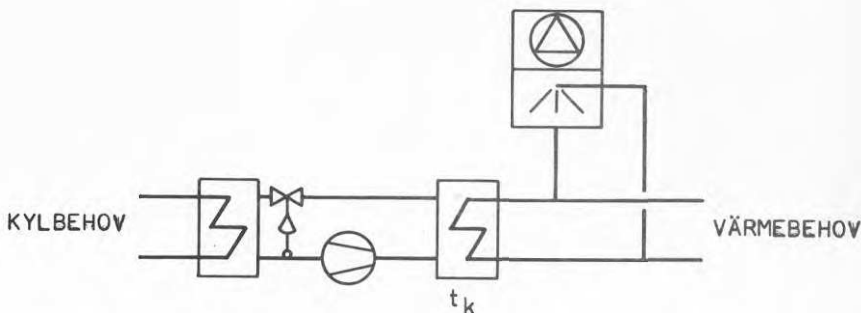
$$N_k = \frac{N}{G}$$

Återvinning utan höjning av kondenseringstemperaturen kan t ex ske till tappvarmvattnet, både som förvärmning med kondenseringsvärmet och tappvattenvärmning med hetgasvärmväxlare.

En hetgasvärmväxlare utnyttjar värmen i det överhettade köldmediet efter kompressorn, vilket innebär att man kan värma tappvarmvattnet till en högre temperatur än med enbart kondenseringvärmet.

Den återvunna värmemängden beror av grundinvesteringens storlek, varför det bör finnas en optimal återvunnen värmemängd. I fallet med återvinning till tappvarmvatten kommer den återvunna värmemängden i de flesta fall att bero på ackumulatorns storlek. En stor ackumulator ger stor återvunnen värmemängd, men en stor ackumulator ger också större grundinvestering.

#### 4.3.2 Återvinning av enbart en del av den värme som motsvarar klimat kylbehovet med höjning av kondenseringstemperaturen



FIGUR 4.2 VÄRMEÅTERVINNING MED HÖJNING AV DEN RÅDANDE KONDENSERINGSTEMPERATUREN.

Höjningen av kondenseringstemperaturen medför att klimat kyl-aggregatet kommer att kräva mer elenergi än tidigare, att den återvunna värmemängden kan ökas och att livslängden kommer att förkortas. Före höjningen av kondenseringstemperaturen förbrukade anläggningen en elenergi mängd  $Q_{ELO}$ :

$$Q_{ELO} = \frac{Q_{KK}}{\theta_o - T}$$

Efter höjningen av kondenseringstemperaturen förbrukar anläggningen elenergi mängden  $Q_{EL}$  per år:

$$Q_{EL} = \frac{Q_{KK}}{\vartheta - T}$$

Kondenseringstemperaturhöjningen ger en merkostnad för elenergi per år:

$$E_{pe} (Q_{EL} - Q_{ELO}) = E_{pe} Q_{KK} \left( \frac{1}{\vartheta - T} - \frac{1}{\vartheta_0 - T} \right)$$

Nuvärdet av återvinningen blir:

$$N = f_s (E_p \times Q - E_{pe} Q_{KK} \times \left( \frac{1}{\vartheta - T} - \frac{1}{\vartheta_0 - T} \right) - U) - \Delta G$$

$\vartheta$  värmefaktor efter höjning av kondenseringstemperaturen

$\vartheta_0$  värmefaktor före höjning av kondenseringstemperaturen

$E_{pe}$  elenergipris

$Q_{KK}$  klimat kylbehov

$\Delta G$  nuvärde av ökade kapitalkostnader till följd av värmeåtervinningen

Pay-off-tiden:

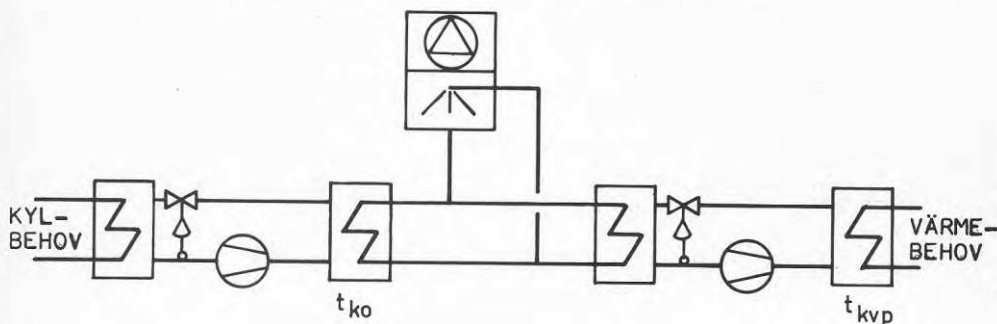
$$P_t = \frac{G}{E_p Q - E_{pe} Q_{KK} \left( \frac{1}{\vartheta - T} - \frac{1}{\vartheta_0 - T} \right) - U}$$

Nuvärdeskvoten enligt tidigare.

I dessa beräkningar har antagits att all värme från klimat kylaggregat avgas vid den högre kondenseringstemperaturen. (Denna typ av återvinning kan kräva ombyggnad av klimat kylaggregatet t ex byte av motor till en med högre effekt.) De ovan angivna formlerna kan även användas då man byter ut klimat kylaggregatet mot ett nytt med högre kondenseringstemperatur. Investeringskostnaden för det nya aggregatet ingår då i grundinvesteringen. Även för denna typ av värmeåtervinning finns det en optimal återvunnen värmemängd, eftersom den återvunna värmemängden ökar med ökad investering och ökade driktskostnader, men den marginella mängden återvunnen värme avtar med ökad investering. Vid ombyggnad och byte kommer den återstående livslängden att öka, vilket man måste ta hänsyn till vid beräkning av den ökade kapitalkostnaden.



4.3.3 Återvinning av enbart en del av den värme som motsvarar klimatkylningsbehovet med hjälp av en extra värmepump som använder kylmediet som värmekälla



FIGUR 4.3 VÄRMEÅTERVINNING MED EXTRA VÄRMEPUMP SOM ANVÄNDER KLIMATKYLAGGREGATETS KYLMEDEL SOM VÄRMEKÄLLA.

Om inte det befintliga klimatkyllaggregatet kan byggas om för att ge den önskade kondenseringstemperaturen kan det kompletteras med en extra värmepump som använder kylmediet efter klimatkyllaggregatets kondensering som värmekälla. Värmepumpen höjer temperaturen på värmen från klimatkyllaggregatet till en för återvinning lämplig nivå. I detta fall ändras inte klimatkyllaggregatets elförbrukning eller livslängd, men den extra värmepumpen kommer att förbruka el vilket gör att den återvunna energin per enhet kostar:

$$\frac{E_{pe}}{\varnothing_{VP}}$$

$\varnothing_{VP}$  = Värmefaktor för den extra värmepumpen

Nuvärdet för återvinningen blir:

$$N = f_s \cdot (E_p - \frac{E_{pe}}{\varnothing_{VP}}) Q - U - G$$

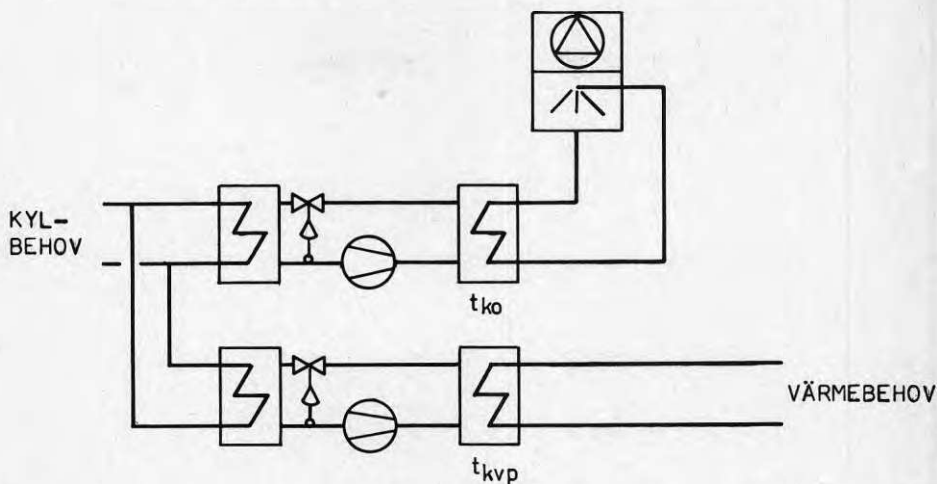
Pay-off-tiden:

$$P_k = \frac{G}{(E_p - \frac{E_{pe}}{\varnothing_{VP}}) Q - U}$$

Nuvärdeskvoten enligt tidigare.

Här har antagits att värme återvinns endast från värmepumpen och ej från kylmediet direkt efter klimatkyllaggregatet. Kan värme återvinnas direkt efter klimatkyllaggregatet kommer denna värme inte att belastas med några elkostnader. Den återvunna värmemängden är beroende av den extra värmepumpens effekt och kondenseringstemperatur. Det bör även här finnas en optimalt återvunnen värmemängd som ger en optimal storlek på den extra värmepumpen. Vid beräkning av den ökade kapitalkostnaden måste man ta hänsyn till att detta alternativ innehåller två komponenter med olika livslängd. Dels en ny värmepump och det gamla klimatkyllaggregatet.

- 4.3.4 Återvinning av enbart en del av den värme som motsvarar klimatkylobehovet med hjälp av en extra värmepump som installeras parallellt med det befintliga klimatkyllaggregatet



FIGUR 4.4 VÄRMEÅTERVINNING MED EXTRA VÄRMEPUMP SOM INSTALLERAS PARALLELLT MED DET BEFINTLIGA KLIMATKYLLAGGREGATET SÅ ATT DEN TAR VÄRME FRÅN KÖLDBÄRAREN.

Den extra värmepumpen använder köldbäraren som värmekälla och överför värmen direkt till en för återvinning lämplig temperatur. Detta medför att elbehov och driftstid för klimatkyllaggregatet minskar, eftersom det inte behöver vara i drift när effekten hos den extra värmepumpen räcker till för att täcka klimatkylobehovet. Detta medför att livslängden för klimatkyllaggregatet kommer att öka. Livslängdsökningen får bedömas från fall till fall. Den kommer troligen inte att stå i proportion till den minskade driftstiden, utan vara mindre än denna.

Den återvunna värmen kommer per enhet att kosta:

$$E_{pe} \left( \frac{1}{\theta_{VP}} - \frac{1}{\theta_0} \right)$$

Övrig värme kommer att få oförändrade kostnader per enhet eftersom kondenseringstemperaturen för klimatkyllaggregatet inte ändras.

Nuvärdet av värmeåtervinningen blir:

$$N = f_s \left( E_{pe} - E_{pe} \left( \frac{1}{\theta_{VP}} - \frac{1}{\theta_0} \right) Q - U \right) + G$$

Pay-off-tiden blir:

$$P_t = \frac{G}{Q \left[ E_p - E_{pe} \left( \frac{1}{\theta_{VP}} - \frac{1}{\theta_0} \right) \right] - U}$$

Nuvärdeskvoten enligt tidigare.

Den extra värmepumpens effekt måste väljas så att lönsamheten maximeras. En extra värmepump med hög effekt både ökar den återvunna värmemängden och grundinvesteringen. Värmepumpens kondenserings temperatur måste också väljas så att lönsamheten maximeras. Vid beräkning av nuvärdet av den ökade kapitalkostnaden måste man ta hänsyn till att systemet innehåller två komponenter med olika livslängd, en ny värmepump och ett gammalt klimatkyllaggregat.

#### 4.4 Lönsamhetsberäkning för återvinning från andra värmekällor

I detta fall kan återvinningen göras på de i avsnitten 4.3.1-4.3.4 beskrivna 4 sätten, d v s utan höjning av kondenserings temperaturen, med höjning av kondenserings temperaturen, extra värmepump som har kylmediet som värmekälla samt vid extra värmepump med köldbärare som värmekälla. Den inkommande värmemängden till klimatkyllaggregatet är däremot ej densamma i de fyra fallen, utan varierar beroende på val av värmekällor och återvinningsalternativ.

Gemensamt för de fyra metoderna att utföra värmeåtervinnings systemet är att värmen från andra värmekällor kommer att belastas med hela kostnaden för att föra upp den till återvinnings temperaturen. I kapitel 4.2.1 där man endast återvinner klimatkyllbehovet är den tillgängliga värmen redan vid nivå för klimatkyllaggregatets kondenserings temperatur och inga kostnader tillkommer för värmetransport till en högre temperatur nivå.

Värdet på återvunnen värme värderas på samma sätt som tidigare med hänsyn till driftkostnadsminskningen för det ordinarie uppvärmningssystemet d v s den återvunna värmemängden gånger energipriset för den ordinarie uppvärmningsenergin.

Nuvärdet av den ökade kapitalkostnaden  $G$  beräknas som skillnaden mellan nuvärdet av kapitalkostnaden med värmeåtervinning och nuvärdet av kapitalkostnaden vid enbart klimatkyldrift.

Kan värmen från andra värmekällor återvinnas på annat sätt än via klimatkyllaggregatet bör man göra en lönsamhetsberäkning även för dessa alternativ för att undersöka om lönsamheten är större än vid återvinning med klimatkyllaggregatet. Nuvärdet för denna värmeåtervinning kan schematiskt skrivas:

$$N = f_s (QE_p - U) - G$$

Driftkostnaden för värmeåtervinningsutrustningen kan ingå i  $U$ . Storheterna  $Q$  och  $G$  varierar från fall till fall. Vid jämförelse mellan olika alternativ måste man se till att de har jämförbara brukstider eller att man gör beräkningen för en så lång tidsperiod att inverkan från investeringar i framtiden blir försumbara. Se 4.2.

Aktuella värmekällor kan vara frånluft, avloppsvatten eller spillvärme från processor. Värme från dessa värmekällor kan återvinnas direkt till tilluften eller till inkommande tapp-

varmvatten via värmeväxlare eller återvinns med hjälp av klimatkylaggregatet till tilluft eller tappvarmvatten.

Sker jämförelsen med hänsyn till knapphet på kapital för investeringar i energibesparande utrustning jämförs nuvärdeskvoterna enligt tidigare.

#### 4.4.1 Återvinning av värme från andra värmekällor än klimatkylbehovet med enbart klimatkylaggregat utan höjning av kondenseringstemperaturen

Då klimatkylaggregatet nyttjas för återvinning av värme från andra värmekällor, kommer klimatkylaggregatets elförbrukning att öka, samtidigt som drifttiden ökar och livslängden minskar.

Elenergiförbrukningen jämfört med enbart klimatkyldrifft ökar med den elegerimängd som åtgår för att föra upp värmen från de andra värmekällorna till klimatkylaggregatets kondenseringstemperatur.

Nuvärdet av värmeåtervinningen blir:

$$N = f_s \left( Q E_p - \frac{Q_{AV} E_{pe}}{\theta_o - T} - U \right) - G$$

Pay-off-tiden blir:

$$P_t = \frac{G}{Q \cdot E_p - \frac{Q_{AV} E_{pe}}{\theta_o - T} - U}$$

$Q_{AV}$  Värmemängd som återvinns från andra värmekällor och tillförs klimatkylaggregatets förångare (kWh/år). Här förutsätts att all värme som tas från andra värmekällor återvinns och ej bortförs via kyltorn etc.

#### 4.4.2 Återvinning av värme med klimatkylaggregat från andra värmekällor än klimatkylbehovet efter höjning av kondenseringstemperaturen

Genom att höja kondenseringstemperaturen över den temperatur som klimatkyldriften ger kan man öka den återvinnbara värmemängden. Kondenseringstemperaturhöjningen kan kräva ombyggnad eller byte av klimatkylaggregatet. Genom höjningen ökar mängden elegergi per enhet borttransporterad värme från antingen klimatkylbehovet eller från andra värmekällor.

Nuvärdet av återvinningen blir:

$$N = f_s \left( E_p Q - E_{pe} \left( \frac{Q_{KK} + Q_{AV}}{\theta - T} - \frac{Q_{KK}}{\theta_o - T} - U \right) \right) - G$$

Pay-off-tiden:

$$P_t = \frac{G}{E_p Q - E_{pe} \left( \frac{Q_{KK} + Q_{AV}}{\theta - T} - \frac{Q_{KK}}{\theta_o - T} - U \right)}$$

Liksom i föregående alternativ måste man vid bedömningen av lönsamheten jämföra med att i stället återvinna värmen från andra värmekällor på annat sätt än via klimatkyllaggregatet.

#### 4.4.3 Återvinning av värme med klimatkyllaggregat från andra värmekällor än klimatkyllbehovet med hjälp av en extra värmepump som använder klimatkyllaggregatets kylmedel som värmekälla

I de fall man inte kan höja kondenseringstemperaturen tillräckligt kan man använda en extra värmepump som höjer temperaturen på värmets från kylmediet efter klimatkyllaggregatets kondensator. Att man återvinner värme från andra värmekällor än klimatkyllbehovet medför att klimatkyllaggregatet kommer att förbruka mer elenergi än tidigare.

Nuvärdet av investeringen blir:

$$N = f_s \left( Q \left( E_p - \frac{E_{pe}}{\theta_{VP}} \right) - \frac{Q_{AV} E_{pe}}{\theta_o - T} - U \right) - G$$

Pay-off-tiden blir:

$$P_t = \frac{G}{Q \left( E_p - \frac{E_{pe}}{\theta_{VP}} \right) - \frac{Q_{AV} E_{pe}}{\theta_o - T} - U}$$

Då detta alternativs nuvärde jämförs med andra måste man se till att de är jämförbara beträffande brukstid, vilket kan vara svårt då detta system innehåller två huvudkomponenter med olika brukstider, dels en ny värmepump och det gamla klimatkyllaggregatet.

#### 4.4.4 Återvinning av värme från andra värmekällor än klimatkyllbehovet med hjälp av en extra värmepump som installeras parallellt med det befintliga klimatkyllaggregatet

Värme från andra värmekällor än klimatkyllbehovet återvinns endast med hjälp av den extra värmepumpen. Denna används även för att täcka en del av klimatkyllbehovet. Då värme från klimatkyllbehovet återvinns med hjälp av den extra värmepumpen kommer det ordinarie klimatkyllaggregatets driftstid att minska, därmed minskar dess elförbrukning och dess livslängd kommer att öka.

Nuvärdet blir:

$$N = f_s \left( Q \left( E_p - E_{pe} \left( \frac{1}{\theta_{VP}} - \frac{1}{\theta_o} \right) \right) - \frac{Q_{AV} E_{pe}}{\theta_{VP} - T} - U \right) - G$$

Pay-off-tiden:

$$P_t = \frac{G}{Q \left( E_p - E_{pe} \left( \frac{1}{\theta_{VP}} - \frac{1}{\theta_o} \right) \right) - \frac{Q_{AV} E_{pe}}{\theta_{VP} - T} - U}$$

Vid denna typ av återvinning får man också två delar i återvinningsutrustningen med olika livslängd, vilket måste uppmärksammas vid jämförelse mellan olika alternativ. Med detta återvinningsalternativ kan man även tänka sig att sänka temperaturen på köldbäraren för att kunna ta mer värme från de andra värmekällorna. Detta kommer att minska värmepumpens värmefaktor.



## 5 VÄRDERING AV PRAKTISKA FALL

### 5.1 Klimatkylanläggning i sjukhus

#### 5.1.1 Beskrivning av befintliga installationer

Sjukhuset har byggts i tre etapper, den första var klar 1962 och kallas här gamla delen. Den andra var klar 1969 och kallas nya delen. Den tredje etappen var klar 1972 och kallas akuten. Samtidigt med gamla delen byggdes en separat panncentral.

Sjukhuset har totalt mellan 430-440 vårdplatser fördelade på 6 långvårdsavdelningar, 3 medicinavdelningar, 3 kirurgiavdelningar och 4 BB-avdelningar. I nya delen finns även en badanläggning. Sjukhuset är byggt i betong och de högbyggda delarna i både nya och gamla delen är 10 våningar höga. Den totala byggnadsvolymen för nya och gamla delarna är 167.000 m<sup>3</sup> och akutens byggnadsvolym är 7.000 m<sup>3</sup>.

#### Vatten och avlopp

Den totala tappvattenförbrukningen inkl tappvarmvatten uppgår till ca 140.000 m<sup>3</sup> per år, eller 320 m<sup>3</sup> per vårdplats och år. Varmvattenförbrukningen varierar under året. Under somarmånaderna, juli och augusti 1980 förbrukades endast ca 3.500 m<sup>3</sup>/mån, medan man under februari förbrukade ca 2.200 m<sup>3</sup>/månad. Varmvattnet har en temperatur på +60°C då det lämnar panncentralen och den inkommande temperaturen sätts i de följande beräkningarna till +10°C.

För att beräkna medelförbrukningen per månad under året antas att sommarförbrukningen gäller under tre månader per år och vinterförbrukningen under resten av året. Då blir varmvattenförbrukningen 19.000 m<sup>3</sup>/år och energiförbrukningen för varmvattnet 1.320 MWh/år eller 3,0 MWh per vårdplats och år. Dessa värden kan jämföras med tidigare undersökningar t ex på Blackebergs Sjukhus, 2,7 MWh per vårdplats och år och på Täby och Lidingö Sjukhus 1,5 MWh per vårdplats och år. En mindre del av sjukhusets spillvatten är tillgängligt i norra delen av nya delens källare, där även badavdelningen är placerad.

#### Kyla

Sjukhuset har två kylmaskiner. Den ena som är placerad i gamla delens källare används för att kyla operationssalarna under pågående operation. Kylmaskinen har stadsvattenkyld kondensator. Den koler tilluften i ett tilluftsaggregat i intilliggande rum. Kyleffekten är ca 50 kW. Den andra kylmaskinen installerades i den nya delens källare 1969 i ett mycket rymligt kylmaskinrum, 10 x 10 m<sup>2</sup> med anslutningar för ytterligare en kylmaskin. Den används dels för klimatkyla i operationssalar dels för att kyla vårdavdelningar vid höga utetemperaturer. Detta kylaggregat har en kyleffekt på 324 kW med stadsvattenkyld kondensator.

De tilluftsaggregat som är försedda med kylning är belägna i norra delen av nya delens källare, intill kylmaskinrummet. Utöver dessa anläggningar finns mindre kylaggregat för obduk-



tionsrum o dyl.

### Värme

Sjukhuset har en egen panncentral för uppvärmning och beredning av tappvarmvatten. Pannorna eldas med olja och med sopor från sjukhuset. Per år förbränns ca 1.600 m<sup>3</sup> olja och ca 8.000 m<sup>3</sup> sopor. Soporna innehåller papper, plast och textilier. Med ett värmevärde på 10 MWh/m<sup>3</sup> för oljan och 0,4 MWh/m<sup>3</sup> för soporna frigörs totalt en värmemängd motsvarande 19.200 MWh/år. Om pannanläggning och värmedistribution antas ha en verkningsgrad på 80 % så tillförs sjukhuset 15.300 MWh/år i värme för uppvärmning och tappvarmvatten.

### Luftbehandling

I gamla delen finns totalt ett 30-tal till- och frånluftsaggregat placerade på varje våning. Den totala luftomsättningen är maximalt 160.000 m<sup>3</sup>/h. Det förekommer ingen form av värmeåtervinning. I nya delen är tilluftsaggregaten (ca 6 st) placerade i källarens norra del och frånluftsaggregaten på taket av nya delens norra del. Den totala luftomsättningen är 156.000 m<sup>3</sup>/h. Det förekommer ingen form av värmeåtervinning. Ventilationen går med fullt flöde dagtid och reduceras till halva flödet nattetid (22 - 06).

Akuten har egen ventilationsanläggning utan värmeåtervinning.

Vid en frånluftstemperatur på +22°C lämnar akuten flöde 14.000 m<sup>3</sup>/h ca 12.500 MWh/år sjukhuset i form av varm ventilationsluft. Denna luft har till största delen värmts i tilluftsaggregaten, men även av överskottsvärme från elenergi och övriga värmekällor i sjukhuset.

### Styr

Reglerutrustningen i gamla delen är elektromekanisk, i nya delen pneumatisk och i akuten elektronisk.

### El

Sjukhuset förbrukar totalt ca 4.600 MWh/år i form av elenergi.

#### 5.1.2 Gripbart värmeöverkott

Det största värmeöverskottet finns i frånluften. I gamla delen av sjukhuset är den utspridd på flera frånluftsaggregat, men i nya delen är den samlad till ett fåtal frånluftsaggregat på norra delen av taket. Frånluftsmängden i nya delen uppgår till 156.000 m<sup>3</sup>/h. Vid en frånluftstemperatur på +22°C har den ett värmeinnehåll på 5.700 MWh/år, om den kyls ned till utetemperaturen.

Klimatkyldriften är sparsamt förekommande för det stora aggregatet. Det lilla aggregatet som kyler operationssalarna är i drift oftare, detta är emellertid beläget så att kondensor-

värmen måste transporteras en lång sträcka för att kunna tillvaratas för uppvärmningsändamål.

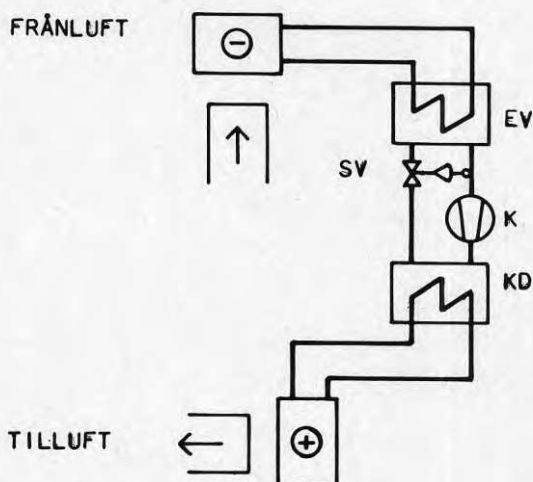
### 5.1.3 Förslag till system för värmeåtervinning

Det största gripbara värmeöverskottet finns enligt 5.1.2 vid frånluftsaggregaten i norra delen av sjukhusets nya del. Där är också tillluftsaggregat med stort värmebehov placerade liksom det stora klimatkyllaggregatet.

Följande förslag till värmeåtervinningssystem föreslås:

- Installera värmeväxlare i frånluftskanalerna efter frånluftsaggregaten och i tillluftsaggregatens uteluftintag.
- Installera ett rörsystem för brine som skall transportera värme från värmeväxlarna vid frånluftsaggregaten till klimatkyllaggregatets förångare.
- Installera ett rörsystem för brine som skall transportera värme från klimatkyllaggregatets kondensator till tillluftsaggregatets värmeväxlare.

Detta förslag, som benämns förslag 1 och redovisas i figur 5.1 skall lönsamhetsmässigt jämföras med att installera ett konventionellt värmeåtervinningssystem, förslag 2, med vätskekopplade värmeväxlare vid till- och frånluftsaggregaten. Ett tredje tänkbart förslag vore att nyttja klimatkyllaggregatets kondensatorvärme för tappvarmvattenvärmning. Detta bedöms dock som orealistiskt på grund av att panncentralen med varmvattenberedningen är belägen på långt avstånd från klimatkyllaggregatet.



FIGUR 5. 1. VÄRMEÅTERVINNING UR FRÅNLUFTEN I SJUKHUS FÖRSLAG 1.

#### 5.1.4 Analys av förslagen

Beräkning av den återvunna värmemängden Q:

Förslag 1: Med en frånluftstemperatur på  $+22^{\circ}\text{C}$  och en erforderlig tilluftstemperatur på  $+20^{\circ}\text{C}$  åtgår utan värmeåtervinning 5.000 MWh/år för tilluftsvärmningen. Med kyleffekten på 324 kW kan man vid fullt frånluftsflyde åstadkomma en temperatursänkning hos frånluften på  $6,2^{\circ}\text{C}$  vilket med en värmefaktor på 4 medför en temperaturhöjning av  $8,2^{\circ}\text{C}$  på tilluften. Nattetid, då endast halva ventilationsluftflödet finns kan frånluftens temperatur sänkas till  $10^{\circ}\text{C}$ , vilket med värmefaktorn 4 medför en temperaturhöjning på  $16^{\circ}\text{C}$  för tilluften. Med denna typ av värmeåtervinning kommer tilluften att kräva 2.275 MWh/år i tillförd värme från panncentralen. Detta förslag ger alltså en energibesparing av 2.725 MWh/år i form av värme, som vid en pann- och kylvertverkningsgrad på 0,80 ger en oljebesparing av ca 350 m<sup>3</sup>/år. För att åstadkomma denna energibesparing kräver klimatkyllaggregatet 690 MWh/år i elenergi. Investeringskostnaderna för att installera värmeåtervinningen uppskattas erfarenhetsmässigt till 7 kr/m<sup>3</sup>/h, vilket ger en total installationskostnad på 1,1 Mkr. Eftersom klimatkyllaggregatets driftstid kommer att öka kommer dess livslängd att minska i förhållande till enbart klimatkyldrif. Livslängden vid värmeåtervinningsdrift sätts till 10 år. Livslängden på värmeväxlare i till- och frånluft sätts till 30 år.

Förslag 2: Om en vätskekopplad värmeåtervinningsanläggning installeras med temperaturverkningsgraden 55 % kommer den årliga energibesparingen att bli 3.200 MWh/år, vilket med pann- och kylvertverkningsgraden 0,80 ger en sparad oljemängd på 400 m<sup>3</sup>/år. Investeringskostnaden för detta värmeåtervinningsalternativ sätts lika stor som för alternativet med värmeåtervinning via klimatkyllaggregatet 1,1 Mkr. I detta fall kommer klimatkyllaggregatets livslängd inte att påverkas utan sätts lika med 15 år. Livslängden på värmeväxlare i till- och frånluft sätts till 30 år.

#### 5.1.5 Lönsamhetsberäkning av förslagen

Förslag 1: Vid värmeåtervinning med klimatkyllaggregatet kommer dess livslängd att förkortas från 15 till 10 år. Vid klimatkyldrif har det befintliga klimatkyllaggregatet en återstående livslängd på 4 år. Denna antas förkortas till 2 år, därefter ersätts det vart tionde år, alltså efter 12 år, 22 år, 32 år etc.

Nuvärdesberäkningen görs för tidsperioden 30 år med en kalkylränta på 15 %. Då beräkningen görs i fasta priser blir den reella kalkylräntan 7 % vid 8 % inflation per år. Intäkten från värmeåtervinningen som är lika med minskningen i driftskostnader blir per år:

$$350 \times 1.500 - 690 \times 200 = 387.000 \text{ kr/år}$$

Vid oljebesparingen	350 m <sup>3</sup> /år
Vid oljepriset	1.500 kr/m <sup>3</sup>
Vid ökad elförbrukning	690 MWh/år
Vid elpriset	200 kr/MWh

Kapitalkostnaden för värmeåtervinningen beräknas som merkostnaden jämfört med att enbart ha klimatkyldriften. Byte av klimatkyllaggregatet beräknas kosta ca 350.000 kr inklusive installation. Nuvärdet av bytet av klimatkyllaggregaten vid värmeåtervinningsdrift i framtiden blir med diskonteringsfaktorerna för 2 år 0,87 12 år 0,44 och 22 år 0,23.

$$350.000 (0,87 + 0,44 + 0,23) = 540.000$$

Nuvärdet av byte av klimatkyllaggregat vid klimatkyldrift i framtiden blir med diskonteringsfaktorerna för 4 år 0,76 och 19 år 0,28.

$$350.000 (0,76 + 0,28) = 370.000$$

Nuvärdet av merkostnaden för värmeåtervinningsdrift G blir

$$540.000 - 370.000 = 170.000 \text{ kr}$$

Nuvärdet av energibesparingen under 30 år blir med nussummafaktorn 12,4

$$387.000 \cdot 12,4 = 4.800.000 \text{ kr}$$

Nuvärdet av värmeåtervinningen med klimatkyllaggregat, i förhållande till klimatkyldrift blir:

$$4.800.000 - 1.100.000 - 170.000 = 3.530.000 \text{ kr}$$

vid en investeringskostnad för anläggningen på 1.100.000 kr.

Pay-off-tiden för förslag 1 blir:

$$\frac{1.100.000}{387.000} = 2,85 \text{ år}$$

Vid beräkningen av pay-off-tiden tas ingen hänsyn till att klimatkyllaggregatet har olika livslängd i fallet med värmeåtervinning och i fallet med enbart klimatkyldrift.

Förslag 2: Nuvärdet av energibesparingen under 30 år blir med nussummafaktorn 12,4.

$$12,4 \cdot 400 \cdot 1.500 = 7.500.000 \text{ kr}$$

Vid oljebesparingen	400 m <sup>3</sup> /år
Vid oljepriset	1.500 kr/m <sup>3</sup>

Nuvärdet av värmeåtervinning med vätskekopplade värmväxlare blir:

$$7.500.000 - 1.100.000 = 6.400.000 \text{ kr}$$

vid en investeringskostnad för anläggningen på 1.100.000 kr.

Pay-off-tiden för förslag 2 blir:

$$\frac{1.100.000}{600.000} = 1,74 \text{ år}$$

vid en minskad oljekostnad av 400 · 1.500 = 600.000 kr.

### 5.1.6 Val av förslag

Förslag 2 har både högst nuvärde och kortast pay-off-tid, det har även den högsta nuvärdeskvoten, vilket innebär att förslag 2 d v s värmeåtervinning med vätskekopplade värmeväxlare är fördelaktigare än att använda klimatkyllaggregatet för värmeåtervinning. Orsaken till detta är att den återvunna värmemängden med vätskekopplade värmeväxlare är större än den återvunna värmemängden med hjälp av klimatkyllaggregatet. Vid återvinning med vätskekopplade värmeväxlare krävs dessutom inget elenergi-behov för klimatkyllaggregatet och dess livslängd kommer inte att förkortas. Ökat elenergi-behov till fläktar och pumpar i värmeåtervinningsutrustningen är ungefär lika för båda förslagen varför det inte påverkar den inbördes ordningen. Underhållskostnaderna anses också vara lika för båda förslagen. Således föreslås ej installation av värmeåtervinning genom ombyggnad av befintlig klimatkyllanläggning.

## 5.2 Klimatkyllanläggning i hotell

### 5.2.1 Beskrivning av befintliga installationer

Hotellet<sub>3</sub> består av en vinkelbyggnad med en byggnadsvolym på 55.000 m<sup>3</sup> och en sammanlagd golvyta på 16.000 m<sup>2</sup>. Hotellet har 6 våningar med 365 hotellrum med 400-500 bäddar, en bottenvåning med reception, 2 restauranger och nattklubb. I källarvåningen finns personalutrymmen och garage. Verksamheten i hotellet pågår dygnet runt. Det finns inget utrymme för nyinstallationer i ventilationsschakten. Då nattklubben byggdes placerades vissa installationer på utsidan.

#### Vatten och avlopp

I<sub>3</sub> hotellet förbrukas ca 4.000 m<sup>3</sup> vatten per månad eller 48.000 m<sup>3</sup>/år.

Varmvatten bereds i egen panncentral. Man bereder även ca 175 m<sup>3</sup>/mån varmvatten till en hyresfastighet in<sub>3</sub> i hotellet. Vilket motsvarar en oljeförbrukning av ca 14 m<sup>3</sup> per år (110 MWh värme per år, 80 % verkningsgrad). Varmvatten används, förutom av hotellets gäster, i två kök med diskmaskin, i nattklubbens diskmaskin och till en bilspolplats i garaget. (Ca 2 bilar per dag tvättas.)

#### Kyla

Kylmaskinrummet ligger på hotellets vind, mot gårdssidan. Där finns ett vattenkyllaggregat med en nominell kyleffekt på 266.000 kcal/h (310 kW). Värmen från vattenkyllaggregatets kondensator avges till ett kyltorn som står på taket bredvid kylmaskinrummet. Det kylda vattnet distribueras till tilluftsaggregaten. Kylaggregatet är i drift ca 4.000 h per år, men går för det mesta på dellast med endast en av aggregatets fyra kompressorer i drift.

## Värme

Hotellet har egen panncentral i källaren som eldas med ca 500 m<sup>3</sup> eldningsolja 1 (Eo 1) per år, 1981 avser man att koppla in fjärrvärme.

## Luftbehandling

Det finns 19 tilluftsaggregat och ett 20-tal frånluftsaggregat placerade i källaren, på gatuplanet och på vinden.

Värmeåtervinning ur frånluften sker idag genom att luften från hotellets rum leds ut genom garaget, som därigenom inte behöver egen värmd tilluft utan kan ventileras genom överluft. Värmeåtervinning genom roterande värmeväxlare finns dessutom installerad i nattklubben.

## Styr

Ventilation och kyla har elektromekanisk reglering.

## E1

Hotellet abonnerar på elenergi enligt Stockholms Energiverks dubbeltariff.

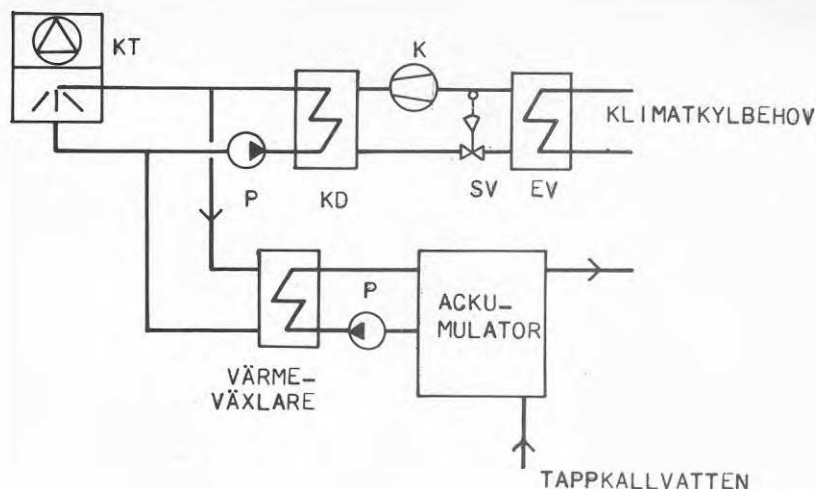
### 5.2.2 Gripbart värmeöverskott

Hotellens frånluft är fördelad på många frånluftsöppningar, vilket innebär att det är svårt att tillgodogöra sig frånluften som värmeväxlare på ett ekonomiskt sätt. Klimatkylaggregatet har en tämligen lång driftstid per år, vilket medför att det avger ca 400 MWh per år från kondensorn, om man antar att det går med en delast som motsvarar en kompressor av fyra under 4.000 h/år.

### 5.2.3 Förslag till system för värmeåtervinning

Enligt lönsamhetsbedömningen för sjukhuset i avsnitt 5.1 är förutsättningarna för värmeåtervinning med vätskekopplade värmeväxlare bättre än att nyttja klimatkylaggregatet för värmeåtervinning. För hotellets del är förutsättningarna för lönsamhet sämre än för sjukhuset för de båda behandlade återvinningsprinciperna, eftersom frånluften är fördelad på många fläktar. För hotellets del bedöms det vara intressantare att undersöka förutsättningarna för att höja klimatkylaggregatets kondenseringstemperatur till, för aggregatet maximalt tillåtna, +50°C och via ett rörsystem för vatten transportera värmen till panncentralen för att i en värmeväxlare användas för förvärmning av tappvarmvatten. Se figur 5.2.

Största problemen med detta förslag är att få plats med erforderliga apparater i kylmaskinrummet och att dra rör från kylmaskinrummet till pannrummet.



FIGUR 5. 2. VÄRMEÅTERVINNING FRÅN KLIMATAGGREGATETS KONDENSOR FÖR TAPPVATTENVÄRMNING I ETT HOTELL.

#### 5.2.4 Analys av förslagen

Det största värmebehovet sommartid är varmvattenberedningen. Enligt VVS-Handboken förbrukar en nattgäst i ett hotell 15 l varmvatten. Med 500 nattgäster skulle det gå åt 7,5 m<sup>3</sup> varmvatten per dygn till gästerna.

Enligt VVS-Handboken förbrukar en restaurang 10 l varmvatten per portion. Med 1.000 matgäster per dygn i hotellets restauranger skulle det gå åt 10 m<sup>3</sup> för matlagningen. Denna varmvattenmängd motsvarar med en pannverkningsgrad 0,80 en oljemängd av ca 45 m<sup>3</sup> per år.

Från hotellets panncentral levereras enligt tidigare varmvatten till grannfastigheten motsvarande 14 m<sup>3</sup> olja per år. Sammanlagt bereds således varmvatten motsvarande 60 m<sup>3</sup> olja per år. Den på detta sätt beräknade varmvattenmängden motsvarar 13 % av kallvattenmängden.

Om varmvattnet bereds med samma effekt hela dygnet krävs värmeeffekten 55 kW medan beredning enbart dagtid 12 h/dygn kräver 110 kW. Höjs kondenseringstemperaturen till 50°C kan den utgående vattentemperaturen ur kondensorn höjas till 47°C vid en inkommande vattentemperatur på 35°C.

Tappvarmvattenförvärmningen dimensioneras för att avge en värmeeffekt av ca 100 kW, vilket är klimatkyllaggregatets medeleffekt. Vid högre värmeeffekter avges värmen till uteluften via det befintliga kyltornet. Är den avgivna värmeeffekten lägre kan kylmaskinen tillgodogöra sig det genom sänkt kondenseringstemperatur.

För att möjliggöra förvärmningen installeras en ny ackumulator

i panncentralen. Alternativt används en av de befintliga ackumulatorena. I kalkylen förutsätts att en ny ackumulator installeras.

I beräkningen antas vidare att tappvarmvattnet förvärms upp till 40°C under 75 % av klimatkyllaggregatets driftstid, vilket gör att ca 200 MWh värme kan återvinnas till varmvattnet. Detta är ungefär hälften av den klimatkyllaggregatet avgivna värmen. Med en pannverkningsgrad av 0,85 motsvarar denna värmemängd 24 m<sup>3</sup> olja.

För att denna typ av värmeåtervinning skall bli möjlig krävs att man kan dra en cirkulationsledning med ansl nr ca 50 mellan kylmaskinrummet och panncentralen. Om det är möjligt att dra ledningen på utsidan av hotellets gårdssida, in genom en vägg och vidare till panncentralen, krävs ca 70 m dubbel ledning.

### 5.2.5 Lönsamhetsberäkning av förslaget

Om förslaget genomförs kommer oljeförbrukningen att minska med ca 24 m<sup>3</sup> per år, vilket vid oljepriset 1.500 kr/m<sup>3</sup> ger en besparing på 37.000 kr/år. För att föra upp värmen till återvinnbar temperatur kommer elförbrukningen att öka, eftersom värmefaktorn minskar. Enligt klimatkyllaggregatfabrikantens prestandauppgifter kommer värmefaktorn att sjunka från 5,5 till 4,0 vid höjning av kondenseringstemperaturen till 50°C, vilket medför att elenergiförbrukningen kommer att öka med 33 MWh per år. Vid ett elpris på 200 kr/MWh ger detta en merkostnad på 6.600 kr/år. Driftskostnaderna minskar således med ca 30.000 kr per år.

För att möjliggöra denna driftskostnadsminskning krävs installationer som medför följande uppskattade investeringskostnader: värmeväxlare 15.000 kr, rörledning 20.000 kr, ackumulator 10.000 kr, pumpar, ventiler 10.000 kr och arbetskostnader på 20.000 kr, vilket tillsammans blir 75.000 kr. Inklusive moms blir grundinvesteringen 90.000 kr. Denna form av värmeåtervinning bedöms inte påverka klimatkyllaggregatets livslängd. Visserligen höjs kondenseringstemperaturen men den årliga driftstiden förblir opåverkad, vilket medför att kapitalkostnaden för värmeåtervinning inte ökar. Värmeåtervinningsutrustningens livslängd sätts till 15 år. Med en kalkylränta på 15 % och en årlig inflation på 8 % kommer den reala kalkylräntan att bli 7 %.

Nuvärdet under 15 år blir:

$$N = 9,1 \times 30.000 - 90.000 = 180.000 \text{ kr}$$

Pay-off-tiden blir:

$$P_t = \frac{90.000}{30.000} = 3 \text{ år}$$

Den ökade underhållskostnaden har försumrats. Förslaget är lönsamt med den valda kalkylräntan 15 % och har en pay-off-tid på 3 år. De största felkällorna i denna kalkyl utgörs av den återvunna värmemängden, som är svår att beräkna utan närmare kännedom om tappningsförloppet, d v s hur varmvattentappningen för-



delar sig under dagen. Vidare är värmepumpens angivna värmemängd osäker då man inte vet hur stor medeleffekten är under driftstiden. Beräkningarna bygger på antagandet att medeleffekten motsvarar en kompressor.

### 5.2.6 Val av förslag

Det föreslagna systemet är lönsamt vid den använda kalkylräsentan. Innan man beslutar att utföra installationen måste dock mätningar av tappvarmvattenförbrukningen under dygnet genomföras, liksom mätningar av klimatkylaggregatets värmeeavgivning. Dessutom måste man förvissa sig om det finns utrymme för rördragnings, värmeväxlare och ev ackumulator.

## 5.3 Klimatkylanläggning i butikscentrum

### 5.3.1 Beskrivning av befintliga installationer

Butikscentrat innehåller 3 varuhus, 1 livsmedelshall och ca 40 specialbutiker. Dessutom finns post, bank, restauranger och biograf. Butikscentrats försäljningsyta är på ca 30.000 m<sup>2</sup> och den totala byggnadsvolymen på 250.000 m<sup>3</sup>. Butikerna är grupperade kring en stor inomhushall med en frivolym på 80 x 27 x 14 m<sup>3</sup>. Byggnadsstommen är av stål och fasaderna av betongelement av sandwichtyp. Butikerna är förlagda på två plan. Under mark finns ett kulvertplan som innehåller skyddsrum, undercentraler samt förråd. Centrat har en tredje våning ovan mark som innehåller kontor, lager, personalutrymmen, fläktrum och kylmaskinrum. Centrat stod klart 1968.

### Vatten och avlopp

I centrat används varmvatten till personlig hygien i personalutrymmen, vid städning och i restaurangerna. Varmvattnet bereds i en värmeundercentral som är belägen i källaren i centrats nordvästra hörn. För varmvattenberedning finns 2 varmvattenackumulatorer på vardera 2 m<sup>3</sup>. Både varm- och kalltappvattenledningarna är förlagda i kulverten i centrats källare. Även avloppet är förlagt i kulvertplanet.

### Kyla

Fyra kylmaskiner finns installerade i två kylmaskinrum, belägna på tredje planet, fläktrumsplanet. Ett kylmaskinrum ligger i den nordvästra delen och ett i den sydöstra delen av centrat.

Kylmaskinerna har en kyleffekt på 500.000 kcal/h (580 kW). De är av turbotyp och använder köldmediet R11. De installerades när centrat byggdes och är således 12 år gamla. Under denna tid har det förekommit två haverier på kylmaskinerna. Varje kylmaskin har en sammanlagd driftstid på ca 8.000 h. De har vätskekylda kondensorer och kylmedlet, vatten kyla i tre kyltorn för varje kylmaskinrum. Enligt uppgift kräver kylmaskinerna en tillloppstemperatur på +24°C till kondensorererna. Förångarna är vätskeberörda där köldbäraren är vatten med en utgående temperatur på +8°C. Köldbäraren pumpas ut till de oli-

ka tilluftkylarna som är placerade före tilluftfläktarna.

Kylmaskinrummen är tämligen rymliga. Kylmaskinerna är i drift när det är mer än  $+15^{\circ}\text{C}$  ute, under månaderna maj t o m september.

### Värme

Värmeförsörjningen sker från en närbelägen oljeeldad panncentral via en undercentral i källaren i centrats nordvästra hörn. Värmen distribueras med ett vattensystem i kulvertplanet till luftvärmare i ventilationskanalerna och till radiatorer i centrats yttre delar.

Det dimensionerande värmebehovet är ca 4.200.000 kcal/h d v s 4,9 MW. Centrat förbrukade följande energimängder per kvartal: 4-1979 2.981 MWh, 1-1980: 3.934 MWh, 2-1980: 2.746 MWh, 3-1980: 1.040 MWh. Under detta år förbrukades 10.701 MWh värme, vilket med en pannverkningsgrad på 0,85 motsvarar 1.200 m<sup>3</sup> olja.

### Luftbehandling

Butikscentrat har ett s k enkanalsystem med primärkyla och eftervärmning. Värmeåtervinningen sker genom återluftförling med max 75 % återluft. Mängden återluft bestäms genom jalusi-spjäll, vid totalt sju stora frånluftsöppningar. Luften från toaletter, kök och liknande lokaler ventileras ut direkt genom egna frånluftsfläktar.

Tilluften tillförs i huvudsak genom 12 st tilluftsaggregat, varvid en del består av enbart filter, kylare och fläktar, medan andra även innehåller värmare. Eftervärmarna är placerade där den stora ventilationskanalen grenar upp sig för att gå ut i respektive rum eller butik.

Det totala luftflödet genom tilluftsaggregaten är ca 550.000 m<sup>3</sup>/h eller 153 m<sup>3</sup>/s. Natttid är det totala ventilationsluftflödet endast 20.000 m<sup>3</sup>/h eller 5,5 l/s. Tilluftens temperatur hålls mellan 12 - 14<sup>o</sup>C efter tilluftsaggregaten genom återluftsförling.

För ventilation och värmning av kulvertplanet finns särskilda aggregat i kulverten. De har ingen större inverkan på den totala ventilationen av själva butiksdelen.

I denna typ av ventilationssystem med primärkyla, bestäms tilllufttemperaturen av kylbehovet och ventilationsluftflödet till den lokal med högst intern värmeutveckling. I övriga lokaler måste luften eftervärmas till lämplig inblåsningstemperatur.

### Styr

Centrat har pneumatisk styrutrustning.

### El

El används huvudsakligen för belysning, där man lokalt i vissa

butiker har en installerad belysningseffekt på  $80 \text{ W/m}^2$ .

### 5.3.2 Gripbart värmeöverskott

Det största gripbara värmeöverskottet finns i frånluften. Vid maximal återluftsföring släpps 25 % av frånluften ut i omgivande luft, vilket motsvarar ett flöde av  $14.000 \text{ m}^3/\text{h}$ . Vid avkylning ned till  $+10^\circ\text{C}$ , vilket är rimligt vid värmeåtervinning via klimatkylaggregat, motsvarar detta en värmeeffekt av 550 kW. Denna effekt kommer att öka vid stigande utetemperatur eftersom återluftsfloendet då minskar.

Eftersom frånluften är uppdelad på många små frånluftsöppningar fördelade över hela byggnaden är denna värmeeffekt svår att återvinna. Av sju större frånluftsöppningar är det endast 3 som ger ett lägsta frånluftsflöde som är 25 % av tilluftsflödet, vid utetemperaturer under  $-10^\circ\text{C}$ . De övriga börjar inte ge något frånluftsflöde förrän utetemperaturen har stigit till ca  $0^\circ\text{C}$ . Gripbar värme från klimatkylaggregatet finns under sommaren, ca 650 h per år, enligt aggregatens driftstidsmätare. Under denna tid finns även ett tämligen stort värmebehov i centralt. Under tredje kvartalet 1980 förbrukades sålunda 1040 MWh, vilket innebär att det förbrukas ca 300 MWh per månad även under en sommarmånad. Energin för varmvattenberedningen bör inte överskrida 10 MWh per månad, varför merparten av energin troligen åtgår för eftervärmning av tilluften till de lokaler som inte har stort internt värmeöverskott. Värmeeffekten för centrals drift sommartid uppgår till i medeltal ca 1 MW under centrals öppettid.

Klimatkylbehovet i centralt under sommaren bör uppgå till sammanlagt 1.100 MWh kyla, baserat på att de fyra klimatkylaggregaten utnyttjas till 75 % av maximal kapacitet under sin driftstid.

### 5.3.3 Förslag till system för värmeåtervinning

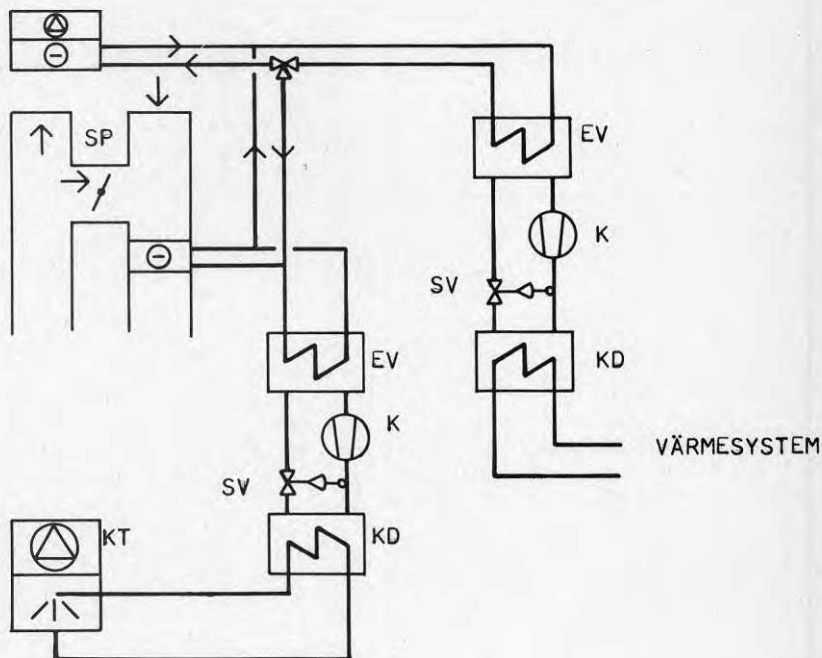
#### Förslag 1

En värmepump installeras, som dels kan använda kylmedlet vid klimatkyl drift som värmekälla och dels kan ta värme från värmeväxlare i frånluften. Se figur 5.3. Värmepumpen installeras i det norra kylmaskinrummet eftersom det ligger närmast två frånluftsöppningar som ger stora frånluftsflöden även vid låga utetemperaturer. Det norra kylmaskinrummet ligger dessutom närmast undercentralen för fjärrvärmens.

Vid klimatkyl drift kommer värmepumpen att avlasta de befintliga klimatkylaggregaten, särskilt vid låga kyleffekter. Värmepumpen dimensioneras för att ge en utgående kylmedelstemperatur på  $+6^\circ\text{C}$ , vilket innebär att värme alltid kan föras till värmesystemet för eftervärmning av tilluften, vilket är ett  $60-40^\circ\text{C}$  system. Värmepumpens kondensorsida behöver inte anslutas till kyltornen, utan det kan även under sommaren avge värme till uppvärmningssystemet.

Värmen i frånluften kan inte utnyttjas för värmeåtervinning med vätskekopplade värmeväxlare, eftersom tilluften endast

värms till ca  $14^{\circ}\text{C}$  och detta görs helt med återluft. Värme från frånluften kan inte heller föras direkt till eftervärmarna eftersom dessa arbetar med temperaturerna  $60-40^{\circ}\text{C}$ . Den största svårigheten med detta förslag är troligen att installera återvinningsbatterierna i frånluftsöppningarna så att inte återluftsföringen störs av det ökade tryckfallet i återvinningsbatterierna. Vidare måste frysriskerna beaktas för vätskan i återvinningsbatterierna då anläggningen står avställd på natten.



FIGUR 5. 3. VÄRMEÅTERVINNING UR FRÅNLUFT OCH KLIMATKYLA TILL VÄRMESYSTEMET I BUTIKCENTRUM

### Förslag 2

Förslag 2 avser ej värmeåtervinning, utan istället ett bättre utnyttjande av det befintliga systemet. Med tanke på det stora värmebehovet sommartid bör man undersöka om det inte går att höja tilluftstemperaturen före eftervärmarna. En höjning av tilluftstemperaturen skulle minska behovet av eftervärmning. För att kunna höja tilluftstemperaturen före eftervärmarna måste man undersöka hur kylbehovet fördelar sig i byggnaden, vilka affärer som har högt kylbehov, och vilka som har lågt och därmed ställer krav på eftervärmning av tilluften. Har endast ett fåtal affärer högt kylbehov kan det ev tillgodoses genom egna lokala kylare.

En höjning av tilluftstemperaturen före eftervärmarna gör att man bättre kan utnyttja tilluftvärmningen genom återluft, under större del av året, än vad som nu är fallet. En höjning

av tilluftstemperaturen minskar även driften för kylaggregaten och därmed elenergiförbrukningen i klimatkylmaskinerna.

### 5.3.4 Analys av förslagen

#### Förslag 1

För de båda aktuella frånluftsöppningarna gäller att frånluftsflödet uppgår till 106.000 m<sup>3</sup>/h respektive 20.000 m<sup>3</sup>/h. Luftflödet för de tilluftsaggregat, som återför luft från dessa frånluftsöppningar är på 110.000 m<sup>3</sup>/h respektive 20.000 m<sup>3</sup>/h. De båda frånluftsöppningarna är försedda med jalusispjäll med areorna 2 x 1,6 m<sup>2</sup> respektive 1,6 x 1,6 m<sup>2</sup>.

Om frånluften kyls ned till +10°C kommer den återvinnbara värmeeffekten ur frånluften från de två lämpliga öppningarna att variera med utetemperaturen, beroende på att återluftsflödet varierar med utetemperaturen, enligt nedan:

Utetemperatur °C	Återvinnbar värmeeffekt kW
-10	115
0	163
+ 5	218

Väljs en värmepump som kan arbeta med en utgående värmebärartemperatur från kondensorn på +60°C och en utgående köldbärartemperatur från förångarna på +7°C kommer värmefaktorn att bli ca 2,5. Med denna värmefaktor kommer den av kondensorn avgivna värmeeffekten till uppvärmningssystemet att vid ovan angivna temperaturer att bli:

Utetemperatur °C	Avgiven värmeeffekt kW
-10	190
0	270
+ 5	365

Dimensioneras värmepumpen för att kunna återvinna hela värmeeffekten vid 5°C kommer den totalt återvinna värmemängden ur frånluften under hela året vid utetemperaturer upp till +14°C att bli:

Utetemperatur °C	Återvunnet värme MWh
-20 - 0	146
0 - 5	254
5 -14	<u>440</u>
Summa	840

Värmepumpen kan även återvinna värme vid klimatkyldrift med de befintliga luftkylarna som värmekälla vilket ger en åter-

vunnen värmemängd av ca 200 MWh.

Vid värmeåtervinning ur frånluften åtgår ca 335 MWh elenergi. Vid värmeåtervinning från klimatkyllbehovet åtgår ca 80 MWh elenergi. Vid normal klimatkyldrifft med värmefaktorn 4 skulle endast åtgått 40 MWh elenergi varför den extra elenergiåtgången för att föra upp värmen från klimatkyllbehovet till återvinnbar nivå är 40 MWh.

Vid värmeåtervinning från klimatkyllbehovet avger värmepumpen ca 300 kW värme i medeltal under sin driftstid. Detta är endast en tredjedel av den uppskattade effektåtgången sommartid. Det finns alltså värmebehov i byggnaden för att återvinna denna värmeeffekt. Den totalt återvunna värmemängden under ett år blir 1.040 MWh<sub>3</sub> vilket med en pannverkningsgrad av 0,85 motsvarar ca 120 m<sup>3</sup> olja.

### 5.3.5 Lönsamhetsberäkning av förslagen

#### Förslag 1

Eftersom oljebehovet minskar med 120 m<sup>3</sup>/år erhålls en kostnadsbesparing vid oljepriset 1.100 kr/m<sup>3</sup> på 132.000 kr/år. Driftskostnaderna till följd av ökat elbehov ökar med 335 + 40 = 375 MWh/år. Vid ett elpris av 200 kr/MWh ökar driftskostnaderna med 75.000 kr/år. Den totala årliga besparingen blir då således 132.000 - 75.000 = 57.000 kr/år.

För att värmeåtervinningen skall vara möjlig att genomföra enligt detta förslag krävs att man installerar värmeåtervinningsbatterier, drar rörledningar samt installerar en värmepump och reglerutrustning. Värmeåtervinningsbatterier för ett sammanlagt flöde på 55.000 m<sup>3</sup>/h kostar ca 1 kr/m<sup>3</sup>/h vilket ger en kostnad på ca 60.000 kr. Rörledningar mellan värmeåtervinningsbatterierna och kylmaskinrummet på sammanlagt 40 m längd dubbelt rör kostar ca 10.000 kr. En lämplig värmepump kostar ca 250.000 kr. Reglerutrustning och pumpar uppskattas kosta 20.000 kr. Arbetskostnaden uppskattas till 20.000 kr vilket tillsammans ger 360.000 kr vilket med tillägg för projektering och moms blir ca 450.000 kr. Värmepumpens livslängd uppskattas till 10 år vid värmeåtervinningsdrift.

Installationen av en extra värmepump avlastar de befintliga klimatkyllaggregaten under klimatkyldriften, vilket bör minska deras driftstid något, men eftersom värmepumpens förångareffekt endast är ca 220 kW jämfört med de befintliga klimatkyllaggregatets 580 kW försummas livslängdsökningen för de befintliga aggregaten.

Livslängden för återvinningsbatterier och rörledningar är visserligen längre än värmepumpens livslängd 10 år men eftersom värmepumpens kostnad utgör huvuddelen av investeringskostnaden sätts deras livslängd i denna beräkning lika med 10 år, vilket innebär att nuvärdesberäkningen kan göras för en 10-årsperiod.

Kalkylräntan antas vara 15 % som med 8 % årlig inflation blir en real kalkylränta på 7 %. Nusummeffaktorn för 10 år och 7 % är 7,02.

$$N = 7,2 \times 57.000 - 450.000 = -50.000 \text{ kr}$$

Pay-off-tiden blir:

$$P_t = \frac{450.000}{57.000} = 8 \text{ år}$$

Den ökade underhållskostnaden till följd av värmeåtervinningen har försumrats.

### 5.3.6 Val av förslag

Förslag 1, värmeåtervinning från frånluft och klimatkylbehov har ett negativt nuvärde vid den valda kalkylräntan 15 % och är således inte lönsamt, dessutom är 8 år en i detta sammanhang lång pay-off-tid. De främsta orsakerna till den dåliga lönsamheten är den låga värmefaktorn och att alla investeringskostnader måste betalas genom inkomsten från värmeåtervinningen.

Förslag 2 bör ha större möjligheter till lönsamhet, genom att det kräver en mycket mindre investering, i bästa fall enbart en justering av tilluftstemperaturen efter återluftsinblandningen, i sämsfa fall separata kylaggregat installerade i lokaler med hög värmebelastning. Den möjliga energibesparingen med förslag 2 är svår att uppskatta utan närmare studier.

## 5.4 Klimatkylanläggning i kontors- och industribyggnad

### 5.4.1 Beskrivning av befintliga installationer

De studerade husen består av en kögtorsdel och en lagerdel. Totala byggnadsvolymen är 81.000 m<sup>3</sup> varav lagerbyggnadens volym är 72.000 m<sup>3</sup>. Husen byggdes 1972. Lagret används för lagring av hushållsmaskiner och reservdelar.

### Vatten och avlopp

Vattenförbrukningen sker dels i en personalrestaurang där man serverar ca 240 luncher per dag, dels för personlig hygien i tvättrum, toaletter och duschrum.

### Kyla

I huset finns två klimatkylmaskiner vars kondensorer är luftkylda och placerade utomhus. Totalt installerad kyleffekt är 220 + 247 kW = 467 kW vid köldbärartemperatur = +7°C och kondenseringstemperatur = +40°C. Kylaggregaten betjänar samtliga tilluftsaggregat med 7 st kylbatterier.

### Värme

Värmeförsörjningen sker med 3 st oljepannor i egen panncentral. Installerad panneffekt är 3,4 MW. Oljeförbrukningen är ca 290 m<sup>3</sup>/år. Detta motsvarar en energiförbrukning: 0,80 x 2.900 = 2.320 MWh, vid en årsverkningsgrad 0,80. Detta motsvarar en energiförbrukning av 28,6 kWh per m<sup>3</sup> byggnadsvolym inklusive

värme för tappvarmvatten. Lagret värms till en temperatur av  $+18^{\circ}\text{C}$  med luftvärmare s k aerotempers och kontoret till  $+20^{\circ}\text{C}$ .

### Luftbehandling

Kontoret ventileras med till- och frånluftsaggregat. Totala cirkulerande luftmängden är  $76.400\text{ m}^3/\text{h} = 21.200\text{ l/s}$ . Återluftskörning sker enligt följande tabell.

	q ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	q friskluft ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	q återluft ( $\text{m}^3/\text{h}$ )
TA1	10.000	2.500	7.500
TA2	13.070	3.270	9.800
TA3	12,025	3.000	9.025
TA4	1.200	1.200	0
TA5	3.300	3.300	0
TA101	6.800	5.100	1.700
TA102	<u>30.000</u>	<u>30.000</u>	<u>0</u>
	$76.400\text{ m}^3/\text{h}$	$48.370\text{ m}^3/\text{h}$	$28.025\text{ m}^3/\text{h}$

Tillluftsaggregat TA1-TA5 förser kontoret med tilluft. Denna luft tillförs därefter lagret via kontorets frånluftsfläktar. TA101 och TA102:s friskluftsmängd går ut i det fria via frånluftsfläktar. I lagret sker ingen avsugning utan luften får läcka ut ur lagret via portar och springor. Samtliga tilluftsaggregat är försedda med kylbatterier. Ingen värmeåtervinning sker ur frånluften.

### Styr

Styrinstallationen är både elektronisk och elektromekanisk. Byte till elektronisk styrutrustning är dock planerad att ske inom en snar framtid.

### E1

Totala elenergiförbrukningen är ca  $1.520\text{ MWh/år}$ . Eltaxan inklusive fasta avgifter är  $21\text{ öre/kWh}$  år 1980. Byggnaden har eget ställverk. Transformering sker i egen transformator från  $10\text{ kV}$ .

#### 5.4.2 Gripbart värmeöverskott

Total frånluftsmängd är vid maximal återluftskörning  $13.436\text{ l/s}$  ( $48.370\text{ m}^3/\text{h}$ ). Av denna luftmängd går  $3.690\text{ l/s}$  ( $13.270\text{ m}^3/\text{h}$ ) till lagret som tilluft. Samlas denna luft upp och bortföres via fläktar kan  $3,69 \times 1,2 \times 1,0$  ( $18 - 10$ ) =  $35\text{ kW}$  återvinnas vid temperaturen  $+18^{\circ}\text{C}$  i frånluften och sänkning till  $+10^{\circ}\text{C}$ . Övriga  $9.750\text{ l/s}$  ( $35.100\text{ m}^3/\text{h}$ ) går ut i det fria med en temperatur =  $+22^{\circ}\text{C}$ . Denna luftmängd innehåller  $9,75 \times 1,2 \times 1,0$  ( $22 - 10$ ) =  $140\text{ kW}$  vid sänkning av luftens temperatur till  $+10^{\circ}\text{C}$ .

Total gripbar värmeeffekt =  $35 + 140 = 175\text{ kW}$ .

Energimängden =  $175\text{ kW} \times 235\frac{\text{dag}}{\text{år}} \times 12\frac{\text{h}}{\text{dag}} = 494\text{ MWh/år}$ .

En annan värmekälla som är möjlig att utnyttja är ytjordvärme



från tomtmarken ca 10.000 - 15.000 m<sup>2</sup>. Detta kräver dock att kylmaskinernas driftförhållande ändras, vilket kan äventyra driften av aggregaten då förångningstemperaturen sjunker. Inga andra gripbara värmeöverskott finns att tillgå.

#### 5.4.3 Systemförslag

Kylmaskinerna är försedda med tubpanneförångare och luftkylda kondensorer. Om kylmaskinen skall användas för värmepumpdrift krävs installation av extra kondensorer. Tänkbara alternativ är montage av vattekylda kondensorer mellan kompressorer och luftkyld kondensor eller installation av nya luftkylda kondensorbatterier i tilluftsaggregat inomhus. På förångarsidan finns två alternativa värmekällor, nämligen frånluft eller mark via yttjordvärmeslingor.

Fyra möjliga kombinationer för värmepumpdrift med befintliga kylmaskiner kan anges:

- Alt. 1 Värme ur frånluft och vattenkyld kondensor.
  - Alt. 2 Värme ur frånluft och luftkyld kondensor.
  - Alt. 3 Värme ur mark och vattenkyld kondensor.
  - Alt. 4 Värme ur mark och luftkyld kondensor.
- Ett femte alternativ är tappvarmvattenvärmning med hetgasvärmväxlare vid klimatkyldrift på aggregaten. Här studeras alt. 1 och alt. 5 då de anses mest intressanta ur ekonomisk synvinkel.

#### 5.4.4 Analys av förslagen

##### Gemensamma data

Kylaggregatens sammanlagda kyleffekt är 467 kW vid utgående köldbärartemperatur + =7°C och kondenseringstemperatur = 40°C. Hetgasens temperatur, vid +40°C kondenseringstemperatur med R22, är ca +80°C.

##### Värmebehov

Värmning av tilluften synes vara lämpligaste alternativet. Effektbehovet vid värmning från -18 till +20°C:

$$P = \frac{48.370}{3.600} \times 1,2 \times 1,0 (20 - (-18)) = 613 \text{ kW}$$

Tilluftsaggregaten TA1-TA5 har ett totalt värmeeffektbehov:

$$P = \frac{13.270}{3.600} \times 1,2 \times 1,0 \times (20 - (-18)) = 168 \text{ kW}$$

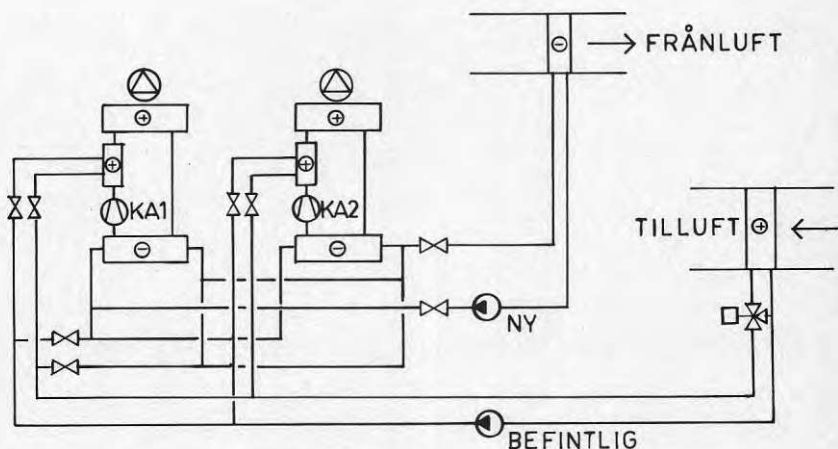
TA101 och TA102 har värmeeffektbehov = 445 kW

Oljeförbrukningen 290 m<sup>3</sup>/år motsvarar 2.320 MWh/år vid 80 % pannverkningsgrad.

### Alt. 1 Värme ur frånluft och vattenkyld kondensator

Systemets princip framgår av figur 5.4.1. Kylbatterier placeras i frånluftskanaler och värmebatterier i tilluftskanal. Befintligt köldbärarsystem med pumpar och rörsystem kan användas som värmesystem vid värmepumpdrift. Omkoppling mellan kyla och värmedrift får ske med avstängningsventiler enligt figur 5.4.1. Tillkommande material i denna anläggning är:

- Nya vattenkylda kondensorer.
- Kylbatterier för värmeupptagning i frånluft.
- Nytt rörsystem med pump för värmeupptagning.
- Kanalsystem för uppsamling av frånluft.
- Värmebatterier för värmepumpdrift i tilluftsggregat då kylbatterier ej kan utnyttjas på placering efter värmebatterierna.



FIGUR 5.4.1 VÄRMEÅTERVINNING UR FRÅNLUFT OCH VATTENKYLD KONDENSATOR

#### 5.4.5 Lönsamhetsberäkning av förslagen

Tilluftsggregat TA1-TA5 som tillsammans har ett maximalt värmeeffektbehov på 168 kW och ett utluftflöde på 13.270 m<sup>3</sup>/h, tillförs värme från kylmaskinerna. Om även värmeinnehållet i frånluften från lagret återvinnes blir den tillgängliga värmeeffekten = 35 kW. Utgör detta värmekälla för en kylmaskin i värmepumpdrift fås en värmeeffekt av  $1,33 \times 35 = 47 \text{ kW}$  dvs 28 % av erforderligt maximala värmeeffekten för att värma tilluften i TA1-TA5. Erforderlig värmeenergi för värmning av tilluften till +20°C dagdrift är 139 MWh/år enligt VVS-tabeller och diagram räknat mellan 07.00-17.00 5 dagar i veckan. Kylmaskinerna kan vid värmepumpdrift klara uppvärmning ned till utetemperaturen +9,5°C. Erforderlig tillskottsvärme är 54 MWh. Energi från värmepumpen blir då 85 MWh.

Tilluftsggregat TA101-TA102 har ett totalt uteluftflöde  
= 35.100 m<sup>3</sup>/h.

Effektbehov för värmning av denna luftmängd är 445 kW.

Gripbar värmeeffekt i frånluften = 140 kW. Om värmefaktor 4 antages fås 1,33 x 140 = 186 kW från kylaggregatet vid värmepumpdrift, 42 % av effektbehovet kan därmed täckas av värme från värmepump.

Energibehovet för att värma 35.100 m<sup>3</sup>/h tilluft till +20°C dagdrift kl 07.00 - 17.00 är 368 MWh enligt VVS-tabeller och diagram. Av detta krävs tillsatsvärme 66 MWh och totalt energi från värmepumpen blir då 302 MWh. Värmepumpen klarar tilluftvärmning ned till +4°C utan tillsatsvärme. Totalt återvinnbar värmemängd = 85 + 302 = 387 MWh motsvarar vid 80 % pannverkningsgrad:

$$\frac{387}{0,8} = 484 \text{ MWh oljeenergi}$$

#### Kostnadskalkyl

Nya vattenkylda kondensorer	
kondenseringsseffekt 100 kW	12.000 kr
kondenseringsseffekt 200 kW	18.000 kr
Kylbatterier i frånluft 48.000 m <sup>3</sup> /h x 1 kr/m <sup>3</sup> /h	48.000 kr
Värmebatterier 48.000 x 1 kr/m <sup>3</sup> /h	48.000 kr
Pump	5.000 kr
Rör, ventiler m m	10.000 kr
Ombyggnad av tilluftsggregat	20.000 kr
Arbete adm.kostnader m m	20.000 kr
	<u>181.000 kr</u>

Om energipriset för olja = 150 kr/MWh

Värmefaktor = 4

Energipris = 200 kr/MWh

Pay-off-tid  $P_t$ :

$$P_t = \frac{181.000}{484 \times 150 - 387 \times 200 - 0} = 3,4 \text{ år}$$

Nuvärdesberäkning av fallen med nuvarande system med enbart klimatkyla och vid ombyggnad till värmeåtervinningsaggregat visar att vid minsta gemensamma brukstid 30 år fås vid antagen investering = 181.000 ett överskott för värmeåtervinningsfallet på 226.000 kr i nuvärde för samtliga investeringsfall och intäker. Kylaggregaten är 6 år respektive 8 år gamla. I fallet med enbart klimatkyla har kylaggregaten bytts två gånger då det antages att aggregaten har en livslängd = 15 år vid klimatkyldrif. Vid värmeåtervinningsfallet har aggregaten utbytts 3 gånger då trolig livslängd är = 10 år. Maximal investering för lönsamhet är 221.000 + 226.000 = 447.000 kr. Eftersom investeringen bedöms vara 181.000 kr är den klart lönsam.

Alt. 5 Varmvattenvärmning med hetgasvärmväxlare

Systemet framgår av figur 5.4.2.

Varmvattenförbrukningen är i restaurangen ca

$$\frac{15 \text{ l}}{\text{portion}} \times \frac{240 \text{ portioner}}{\text{dag}} = 3600 \text{ l/dag}$$

$$= 3,6 \text{ m}^3/\text{dag}$$

Räknat med 5 dagar i veckan 47 veckor/år fås

$$\frac{5}{7} \times \frac{47}{42} \times 360 \times 3,6 \text{ m}^3/\text{år} = 850 \text{ m}^3/\text{år}$$

Säg 1.000 m<sup>3</sup>/år inklusive övrig förbrukning.

Värmebehovet för detta är

$$\frac{1.000 \text{ m}^3/\text{år}}{235 \text{ dag/år}} = 4 \text{ m}^3/\text{dag}$$

$$4 \times \frac{1}{3.600} \times 4,2 \times 1000 (55 - 10) = 210 \text{ kWh/dag}$$

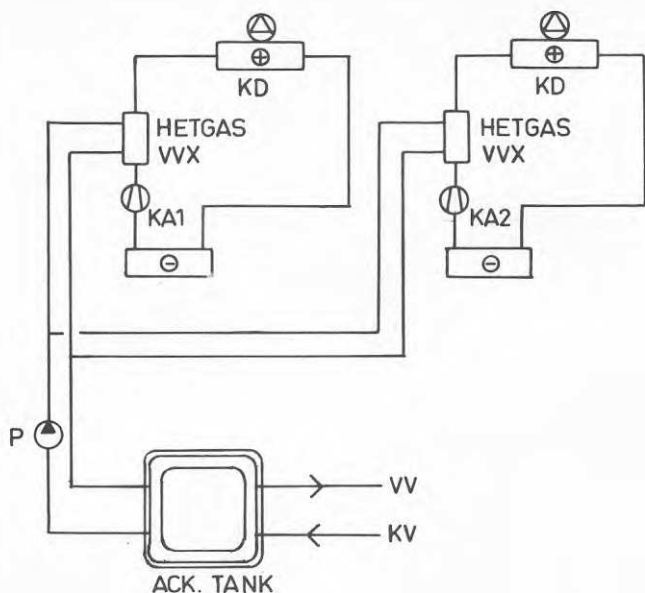
$$210 \times 275 = 49 \text{ MWh säg } 50 \text{ MWh/år.}$$

Om en hetgasvärmväxlare installeras på ett av tryckrören för varje aggregat kan ca 15 kW värme återvinnas till varmvattnet.

15 kW  $\times \frac{12 \text{ h}}{\text{dag}} = 180 \text{ kWh/dag}$  återvinns i förhållande till behovet som är 200 kWh/dag. Det uppvärmda vattnet ackumuleras i en ackumuleringstank på 3 m<sup>3</sup>. Kylaggregaten körs ca 100 h/år d v s ca 80 dagar.

Totalt återvunnen värmeenergi till varmvattnet blir då 80 x 180 = 14.400 kWh/år = 14,4 MWh/år. Vid jämförelse med oljeförbrukning (verkningsgrad 0,50) sommartid med endast tappvarmvattenbehov fås

$$\frac{14,4}{0,5} = 28,8 \text{ MWh}$$



FIGUR 5.4.2 VÄRMNING AV VARMVATTEN  
VIA HETGASVÄRMEVÄXLARE

#### Kostnadskalkyl

Hetgasvärmväxlare 2 st à 7.000 kr/st	14.000 kr
Cirkulationspump	3.000 kr
Rörledningar ca 50 m x 100 kr/m	5.000 kr
Akkumuleringstank 3 m <sup>3</sup>	10.000 kr
Oförutsett	5.000 kr
Arbete $2 \text{ v} \times 40 \frac{\text{h}}{\text{v}} \times 150 \frac{\text{kr}}{\text{h}} =$	12.000 kr
	<u>49.000 kr</u>

Detta ger en pay-off-tid  $P_t$  :

$$P_t = \frac{49.000}{28,8 \times 150} = 11,3 \text{ år}$$

Denna modifiering av klimatkylaggregaten bedöms ej påverka el-energibehovet eller livslängden för aggregaten. Lönsamheten av denna investering är låg.

#### Alt. 6 Jämförelsealternativ med vätskekopplade värmväxlare

Värmning av tilluft med värme från frånluft via vätskekopplade värmväxlare.

### Systemuppbyggnad

Systemet består av kylbatterier i frånluften vilka kyls med en glykol/vattenblandning som cirkuleras med en cirkulationspump. Värmingen sker som förvärmning av tilluften där förvärmningsbatterier installeras. Temperaturer på frånluften är +22/+10°C före och efter kylbatteriet. Gripbar värmeeffekt i frånluften är enligt föregående = 193 kW.

Energimängden = 544 MWh.

Erforderlig energi för uppvärmning av tilluften = 126 + 333  
= 459 MWh/år.

Vätskekopplade värmeväxlare klarar tilluftvärmingen ned till utetemperatur  $t_{um}$  enligt nedanstående formel:

$$t_{um} = \frac{t_t - \eta_t \times t_f}{1 - \eta_t}$$

där  $t_t$  = (tillufttemperaturen) = +20°C  
 $\eta_t$  = temperaturverkningsgrad = 50%  
 $t_f$  = (frånlufttemperatur) = +22°C

$$t_{um} = \frac{20 - 0,5 \times 22}{1 - 0,5} = 18^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \text{Besparingen} &= \frac{48.370}{3.600} \times 1,2 \times 1,0 (52.900 - 45.600 (1-0,5)) \times \\ &\quad \times \frac{10}{12} \times \frac{5}{7} = \underline{289 \text{ MWh}} \end{aligned}$$

Besparingen skall jämföras med 290 MWh från kylaggregaten vid värmepumpdrift om energin för att driva kylmaskinerna räknats bort.

### Kostnads kalkyl

Kylbatterier	48.000 kr
Värmebatterier	48.000 kr
Rör, ventiler m m	10.000 kr
Ombyggnad av tilluftsaggregat	20.000 kr
Pump	5.000 kr
Arbete m m	<u>20.000 kr</u>
	151.000 kr

Energiåtervinning = 289 MWh

Motsvarar vid oljeeldning med verkningsdrag = 80 %

$$\frac{289}{0,8} = 361 \text{ MWh}$$

$$\text{Pay-off-tid} = \frac{151.000}{361 \times 150} = 2,8 \text{ år}$$

#### 5.4.6 Val av förslag

Nuvärdet vid en brukstid av 30 år blir med denna investering ett överskott med 520.500 kr för samtliga investeringar och intäkter och skall jämföras med 226.000 kr för fallet med värmeåtervinningsdrift för klimatkyllaggregaten. Vätskekopplade värmeväxlare blir således lönsammast för denna anläggning.

#### 5.5 Kontorshus med datahall I

##### 5.5.1 Beskrivning av befintliga installationer

Kontorshuset består av 4 byggnader, med en sammanlagd våningsyta på 97.400 m<sup>2</sup>, två större parallella rektangulära byggnader och två mindre kvadratiska i vinkel mot den ena av de rektangulära. I byggnaderna finns kontor, affärer, restauranger och bank. Totalt arbetar 1700 personer i kontorshuset. I den ena av de kvadratiska byggnaderna som byggdes 1936 finns två datahallar. Denna byggnad har totalt 9 plan på vardera 700 m<sup>2</sup> och är byggd kring en ljusgård.

##### Vatten och avlopp

Varmvatten för samtliga byggnader inklusive till det närbelägna kvarteret bereds i panncentralen.

##### Kyla

Klimatkyllan till kontorslokalerna och affärerna bereds med två vattenkyllaggregat i ett av de rektangulära husens källare. Vattenkyllaggregaten är placerade bredvid panncentralen, 2 våningar under marknivå. Ett av dem är ett turboaggregat med 1500 Mcal/h (1,75 MW) kyleffekt installerat 1965, och det andra ett skruv-aggregat med 750 Mcal/h (870 kW) i kyleffekt. Klimatkyllan distribueras med vatten som köldbärare till luftkylare i till-luften. Luftkylarna är placerade i särskilda apparaturer.

Värmen från vattenkyllaggregatens kondensorer avges till ett kyltorn placerat på taket.

Förutom detta centrala klimatkyllsystem finns ett flertal lokala mindre klimatkyllaggregat i terminalrum. De har installerats efter hand som terminaler har ställts in i rummen och använder stadsvatten som kylmedel.

De båda datahallarna har av säkerhetsskäl separata kylsystem. Se figur 5.5.1.

I datahall nr 1 finns klimataggregat som kylar luft vilken blåses ned i datahallens övergolv, upp genom datorerna och tillbaka till klimataggregatets front. Klimataggregatet kyls med vatten från vattenkyllaggregat i ett maskinrum på taket. Till datahall nr 1 hör tre kylaggregat med kyleffekten 232 Mcal/h (270 kW) per aggregat. Ett aggregat står i reserv. Hallens kylbehov klaras således med två vattenkyllaggregat. Värmen från vattenkyllaggregaten avges till kyltorn på taket. Datahall nr 2 kyls av klimatkyllaggregat placerade i datahallen. Man använder

6 st aggregat med kyleffekten 35 Mcal/h (41 kW) per aggregat. Ett 7:de aggregat har något högre kyleffekt. Värmen från kondensatorerna avges till ett gemensamt kylmedelssystem med vatten som kyls i ett kyltorn på taket.

### Värme

I panncentralen finns fyra hetvattenpannor med effekten 5 Gcal/h (5,8 MW) vardera. De eldas med ca 2000 m<sup>3</sup> eldningsolja 4 per år. Under sommarmånaderna juni, juli och augusti förbrukas ca 200 m<sup>3</sup>.

Värmen distribueras i form av +90°C vatten till undercentraler i byggnaderna.

Varmvattnet från undercentralerna leds till luftförvärmare vid uteluftsintagen, och i tilluftsaggregat samt till fönsterapparater. En viss del av varmvattnet leds till befuktare i tilluften för arkivlokaler. Framledningstemperaturen vid undercentralerna bestäms av utetemperaturen.

I byggnaden med datahallarna förbrukades under första och andra kvartalet 1350 MWh och under det tredje 140 MWh, enligt mätning med värmemängdsmätare. Denna kvartalsförbrukning motsvarar en årsförbrukning av ca 2200 MWh.

### Luftbehandling

I byggnaden med datahallarna finns två tilluftsaggregat per våning med värmeåtervinning genom återluftsföring.

I de övriga byggnaderna har återluftsföring, upp till maximalt 50 %, installerats genom en tillbyggnad där frånluften leds till tilluftsintaget. Denna ombyggnad har gett en total energibesparing på ca 20 % av årsenergiförbrukningen. Den i föregående avsnitt redovisade oljeförbrukningen gäller efter installation av återluftsföringen. Det till samtliga byggnader totalt behandlade tilluftflödet är 725.000 m<sup>3</sup>/h.

#### 5.5.2 Gripbart värmeöverskott

De två datahallarna är i drift hela dygnet under hela året.

Den ena hallen datahall I kyls med två vattenkylaggregat med en sammanlagd kyleffekt på 540 kW. Hallen har en golvyta på ca 500 m<sup>2</sup>. Datahallar har normalt ett kylbehov på 400-800 W/m<sup>2</sup>, vilket ger ett kylbehov på mellan 200 och 400 kW. I de följande beräkningarna sätts kylbehovet i datahall I till 300 kW medel-effekt vid kontinuerlig drift. Den andra datahallen, datahall II, kyls med 7 st klimatkylaggregat med en sammanlagd kyleffekt av 280 kW. Kyleffektbehovet i Datahall II sätts i de följande beräkningarna till i medeltal 200 kW under drift.

Under ett år med drift 8760 h är den sammanlagda mängden kyla som transporteras bort från de båda hallarna 4350 MWh. Frånluften utnyttjas redan för värmeåtervinning genom återluftsföring till maximalt 50 %, vilket innebär att det under byggnadernas drifts-



tjd släpps ut ett frånluftsflöde på minst  $350.000 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $100 \text{ m}^3/\text{s}$ ). Vid nedkylning av frånluften från  $22$  till  $10^\circ\text{C}$  motsvarar detta en effekt av ca  $1,5 \text{ MW}$ .

### 5.5.3 Förslag till system för värmeåtervinning

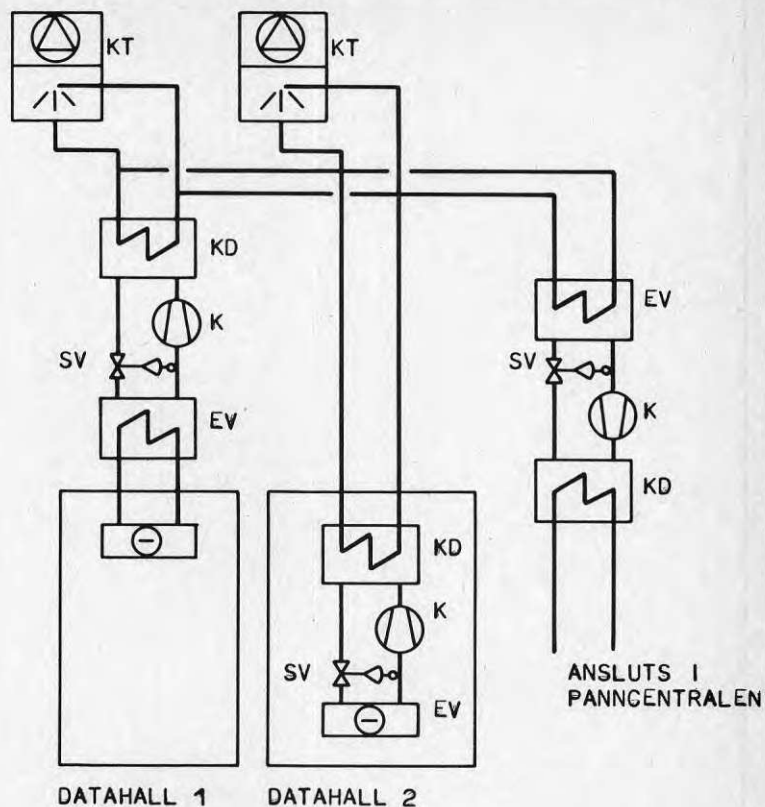
#### Förslag 1

En extra värmepump installeras som använder de befintliga klimatkyllaggregatens kylmedel som värmekälla. Se figur 5.5.1.

Detta förslag påverkar inte driftsäkerheten för kylning av datahallarna. De båda hallarna har fortfarande separata kylsystem som fungerar oberoende av varandra och med samma möjligheter till reserveffekt som tidigare.

Denna extra värmepump bör placeras i samma maskinrum som vattenkylaggregaten för kontoren. Detta maskinrum ligger i anslutning till panncentralen varför återvunnen värme kan överföras till uppvärmningssystemet.

Svårigheterna i detta förslag är rördragningen mellan tak och maskinrum i en befintlig byggnad, erforderligt platsutrymme i maskinrummet för värmepumpen samt nödvändig temperaturhöjning på vattnet till det ordinarie värmebärarsystemet vars framledningstemperatur (efter värmepannorna) är konstant  $+90^\circ\text{C}$ .



FIGUR 5.5.1. VÄRMEÅTERVINNING UR KLIMATKYLAGGREGATENS KYLMEDEL VIA VÄRMEPUMP.  
FÖRSLAG 1.

#### Förslag 2

Kylmedlet från de befintliga klimatkyllaggregaten i datahallarna förs till en extra värmepump som höjer temperaturen på kondensorvärmén så mycket att denna värme kan tillföras datahallbyggnadens värmesystem inkopplat efter undercentralen i byggnaden. Se figur 5.5.2.

#### Fördelar

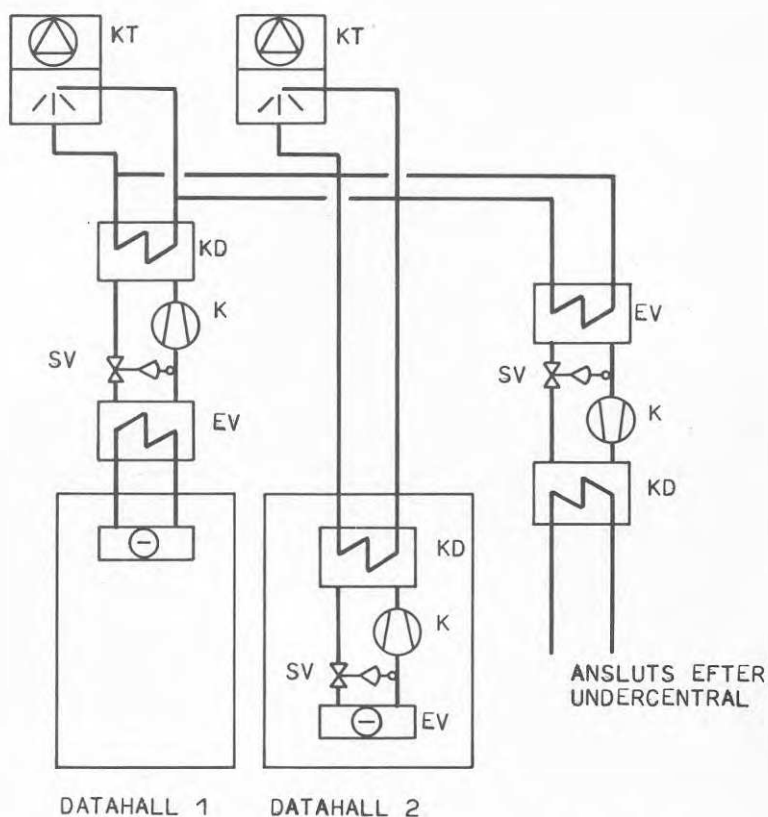
- korta rördragningar
- lägre kondenseringstemperatur än i förslag 1

#### Nackdelar

- placering av den extra värmepumpen
- värmebehovet i datahallsbyggnaden är endast en tiondel av värmen från värmepannorna

Byggnadens värmebehov är 2200 MWh/år medan kylbehovet i datahallarna är 4300 MWh/år.

Förslaget påverkar inte driftsäkerheten för kylan till datahall I. Vid haveri på värmepumpen kan kondensörvärmnet avges till kyltornet.



FIGUR 5.5.2. VÄRMEÅTERVINNING UR KLIMATAGGREGATENS KYLMEDEL VIA VÄRMEPUMP  
FÖRSLAG 2.

### Förslag 3

Kondenseringstemperaturen i vattengkylaggregaten som förser datahall I med kyla höjs till  $+50^{\circ}\text{C}$ . Värmen från kylmedlet avges till byggnadens uppvärmningssystem i undercentralen för byggnaden. Denna koppling är i princip identisk med figur 5.6.3. Kylbehovet i datahall I är ca 2800 MWh/år och byggnadens värmebehov ca 2200 MWh, varför värmebehovet fortfarande kommer att styra den återvinnbara värmemängden.

## Nackdelar

- svåra rördragningar till undercentral i befintlig byggnad
- utrymmesbehov för värmeväxlaren mellan kyltornsvattnet och uppvärmningssystemet. Denna växlare måste placeras på taket.
- kyleffekten sjunker med 20 % (från 270 kW till 220 kW) vid höjning av kondenseringstemperaturen.
- svårt att uppskatta återvinnbar värmemängd då den är helt beroende av värmebärarens framledningstemperatur under året.

I uppskattningen av gripbart värmeöverskott bedöms datahallen ha ett kylbehov av max 400 kW varför även  $2 \times 220 \text{ kW} = 440 \text{ kW}$  bör räcka till. Det verkliga kylbehovet måste bestämmas innan kondenseringstemperaturen höjs.

För att kunna göra en noggrannare utvärdering av detta förslag måste man undersöka hur fram- och returledningstemperaturen varierar med utetemperaturen.

### 5.5.4 Analys av förslagen

#### Förslag 1

Från datahallarna transporteras en kyleffekt på ca 500 kW vilken med en köldfaktor på 3 blir 670 kW värme från klimatkylaggregatens kondensorer. Denna värme förs till en extra värmepump i närheten av panncentralen där temperaturen höjs från ca  $+30^{\circ}\text{C}$  till  $+90^{\circ}\text{C}$  eller alternativt höjs till endast  $+70^{\circ}\text{C}$  då byggnaden klarar sin uppvärmning med denna framledningstemperatur ut från pannorna.

Den erforderliga temperaturhöjningen måste klaras av en kylmaskin med köldmediet R114. Den har en kyleffekt av 530 kW vid  $30^{\circ}\text{C}$  inkommande vattentemperatur till förångaren och avger ca 800 kW värme från kondensorn vid  $90^{\circ}\text{C}$  utgående vattentemperatur. I detta driftsfall åtgår 310 kW elenergi vilket ger en värmefaktor på 2,6.

Den mellanliggande värmeeffekten, från 670 kW som datahallens kylmaskiner avger och till 530 kW som den extra värmepumpen kan uppta, avges i kyltornen.

Värmebehovet under de tre sommarmånaderna är 1600 MWh, vid en oljeförbrukning av  $200 \text{ m}^3$  och en pannverkningsgrad av 0,80. Dygnsförbrukningen blir i medeltal 18 MWh eller 750 kW medel-effekt om värmeförbrukningen slås ut på alla dygnets 24 h. Värmeförbrukningen är naturligtvis inte jämnt fördelad över dygnet utan huvuddelen är förlagd dagtid för tappvarmvattenberedning, därför antas att 75 % av värmeförbrukningen sommartid kan ersättas med återvunnen värme. Denna del av den återvunna värmen är en mindre del av den totalt återvunna värmen varför detta antagande har mindre betydelse för den totalt återvunna värmemängden.

Under de tre sommarmånaderna ersätts således  $150 \text{ m}^3$  olja med återvunnen värme.

Under övriga månader antas att all värme som den extra värmepumpen avger kan tillföras uppvärmningssystemet. Detta system

har ett troligt maxeffektbehov på ca 15 MW vid dimensionerande utetemperatur efter installation av återluftsföringen. Detta skall jämföras med effekten från värmeåtervinningen 0,8 MW som är endast 5 % av den dimensionerade värmeeffekten.

Under övriga året kan således återvinnas:

$$\frac{9}{12} \times 8760 \times 0,8 = 5200 \text{ MWh}$$

Denna värmemängd motsvarar, vid en pannverkningsgrad av 0,85, 610 m<sup>3</sup> olja. Inklusivt sommarmånaderna blir den totalt ersatta oljemängden 760 m<sup>3</sup>/år.

Den extra värmepumpen kommer med den tidigare angivna värmefaktorn 2,6 att kräva ca 2500 MWh elenergi per år.

Om det är möjligt att under vissa tider på året sänka den utgående temperaturen från pannan till +70°C kommer den föreslagna värmepumpen att kunna uppta 630 kW värme i förångaren och avge 850 kW värme från kondensorn med en värmefaktor på 3,6.

När uppvärmningssystemet har behov av högre framledningstemperatur, höjs åter framledningstemperaturen från pannan till +90°C. Detta driftssätt påverkar främst elenergiåtgången som kan sjunka till ca 2000 MWh per år.

## Förslag 2

Vid utvärderingen av förslag 2 antas att framledningstemperaturen regleras enligt 80-60°C med +80°C framledningstemperatur vid -20°C utetemperatur. Denna temperaturnivå gäller troligen inte i hela uppvärmningssystemet. Eftervärmarna kan ha +60°C konstant framledningstemperatur även under sommaren.

Värmebehovet under sommaren uppskattas till 40 MWh per månad, främst för befuktning och eftervärmning av ventilationsluft. Medelvärmeeffekten dagtid bör då ligga kring 0,13 MW.

Det maximala effektbehovet för uppvärmning bör ligga kring 1,2 MW. Datahall I har ett kylbehov av ca 300 kW vilket med en köldfaktor på 3 ger en avgiven värmemängd av 400 kW.

För värmeåtervinning installeras en värmepump med värmeeffekten 550 kW och en upptagen värmeeffekt av 400 kW vid en utgående vattentemperatur från kondensorn på +60°C och en inkommande vattentemperatur till förångaren på +30°C.

Vid beräkningen av den återvinnbara värmen antas att hela värmebehovet sommartid kommer från värmeåtervinning. Under övriga året förses byggnaden med värme enligt figur 5.5.3 där värmeåtervinningens effekt ned till utetemperaturerna -3°C bestäms av byggnadens värmebehov och vid -8°C upphör värmeåtervinningen eftersom framledningstemperaturen överstiger 60°C. Teoretiskt skulle värmeåtervinningen kunna vara i drift ned till -20°C utetemperatur, eftersom den utgående temperaturen från värmeåtervinningsaggregatet är +60°C. Den energimängd som skulle kunna återvinnas mellan -8°C och -20°C utetemperatur är dock

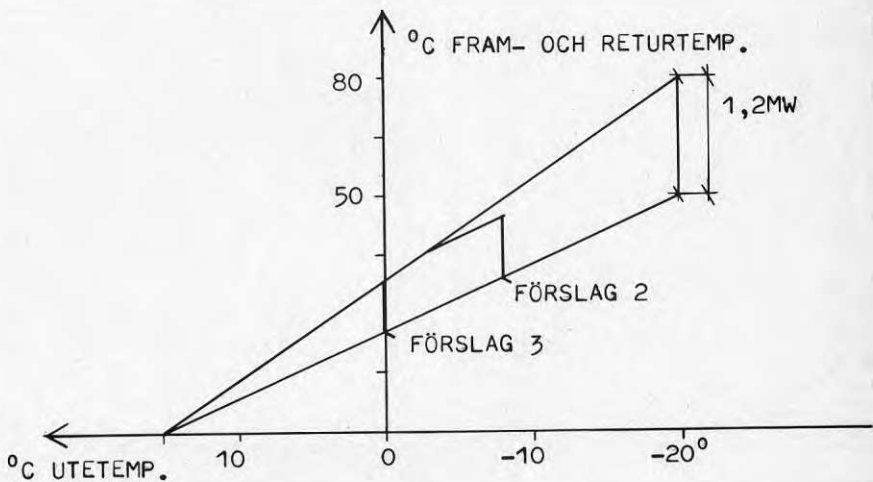
försumbar i jämförelse med den i övrigt återvunna värmen.

Värmebehovet i byggnaden varierar med ventilationsanläggningens drifttider. Vid driftstopp på ventilationsanläggningen antas byggnaderna ha ett maximalt värmeeffektbehov av 0,4 MW. Detta maximala natteffektbehov läggs på samma sätt som dageffektbehovet in i ett diagram som figur 5.5.3 och den återvinnbara värmemängden ned till utetemperaturen  $-8^{\circ}\text{C}$  beräknas på samma sätt som för dagtid. Under helgerna räknas samma maximala effektbehov som under natt.

Den dagtid återvinnbara värmemängden blir 730 MWh och den återvinnbara värmemängden nattetid och under helger blir 550 MWh eller tillsammans återvinnbar värme ca 1300 MWh/år. Det totala värmebehovet i byggnaden var 2200 MWh vilket innebär att ca 60 % av värmebehovet i byggnaden kan ersättas med återvunnen värme från en värmepump.

En värmepump som utnyttjas för att höja temperaturen på värmen till  $+60^{\circ}\text{C}$  har värmefaktorn ca 3,5 och drar då 370 MWh elenergi per år.

Den återvunna värmen motsvarar (med en pannverkningsgrad på 0,85)  $150\text{ m}^3$  olja.



FIGUR 5. 5. 3.

### Förslag 3

Vid förslag 3 höjs kondenseringstemperaturen till  $+50^{\circ}\text{C}$  vilket tillåter en utgående vattentemperatur ur kondensator på  $+44^{\circ}\text{C}$  vid en inkommande vattentemperatur på  $+38^{\circ}\text{C}$ . Värmeåtervinningen av- bryts vid returtemperaturer som överstiger  $+38^{\circ}\text{C}$ . Detta medför att ingen värme återvinns vid utetemperaturer under  $0^{\circ}\text{C}$ .

Byggnadens maximala effektbehov dagtid sätts till 1,2 MW och nattetid och under helger till 0,4 MW.

Dagtid kan man återvinna 510 MWh om framledningstemperaturen varierar enligt figur 5.5.3. Nattetid kan 280 MWh återvinnas eller totalt återvunnen värme ca 800 MWh. Den återvunna värmen motsvarar 35 % av byggnadens totala årliga värmebehov. Den återvunna värmemängden är däremot endast 23 % av den från klimataggregatet avgivna värmen.

Då ingen värme återvinns antas klimataggregatet ha en värmefaktor av 4 vilket ger en årlig elförbrukning på 875 MWh. Efter höjningen av kondenseringstemperaturen sjunker värmefaktorn till 3 varför elförbrukningen ökar till 1160 MWh. Värmeåtervinningen ger då en ökad elförbrukning på 285 MWh.

Den återvunna värmemängden motsvarar (med en pannverkningsgrad = 0,85) 95 m<sup>3</sup> olja.

### 5.5.5 Lönsamhetsberäkning av förslagen

#### 5.5.5.1 Förslag 1

För att värmeåtervinning enligt detta förslag skall vara möjligt måste man dra en ca 140 m lång dubbel rörledning för cirkulerande vatten mellan kyltornen, panncentralen och kylmaskinrummet i käl

Ledningen beräknas kosta ca 100.000 kr om det av utrymmeskäl är möjligt att dra den ned till panncentralen.

Kylmaskinen beräknas kosta ca 700.000 kr inklusive installation.

Reglerutrustning och pumpar kostar 20.000 kr med arbetskostnaden 40.000 kr.

Totalt beräknas installationen inkl moms kosta ca 1.100.000 kr.

Värdet av den årliga insparade oljemängden uppgår till

$$1200 \times 760 = 910.000 \text{ kr/år.}$$

Värdet av elenergin för drift av värmepumpen uppgår till

$$2500 \times 200 = 500.000 \text{ kr/år.}$$

Värmeåtervinningen ger alltså en årlig besparing på ca 400.000 kr.

Värmeåtervinningsutrustningens livslängd uppskattas till 10 år.

Vid beräkning av nuvärdet sätts kalkylräntan till 15 % som vid en inflation av 8 % per år ger en real kalkylränta på 7 %.

Nusummefaktorn för 10 år och 7 % blir 7,0.

Investeringens nuvärde blir:

$$7,0 \times 400.000 - 1.100.000 = 1.700.000 \text{ kr}$$

Pay-off-tiden blir:

$$\frac{1.100.000}{400.000} = 2,8 \text{ år}$$

Vid denna beräkning har den ökade underhållskostnaden försumats. Den ökade kapitalkostnaden för värmeåtervinningen kommer enbart från installationen av den extra värmepumpen. De övriga installationernas livslängd påverkas inte.

Förslaget är således lönsamt vid den valda reala kalkylräntan 7 % och har pay-off-tiden 2,8 år.

Skulle det vara möjligt att under vissa tider på året sänka framledningstemperaturen från pannan till +70 °C kommer el-energiförbrukningen i värmepumpen att minska med ca 500 MWh per år vilket ger en minskad elkostnad  $200 \times 500 = 100.000$  kr/år. Detta alternativ med sänkt framledningstemperatur skulle ge ett nuvärde med samma kalkylränta som tidigare, på 2.400.000 kr och en pay-off-tid på 2,2 år.

#### 5.5.5.2 Förslag 2

För att värmeåtervinningen skall gå att genomföra enligt förslaget måste man dra en ca 30 m lång dubbel rörledning, för att föra vattnet från kyltornen till värmepumpen. Det är osäkert var värmepumpen kan placeras, men det kommer att krävas en ledning av denna längd antingen värmepumpen placeras i källare eller på någon av de högre våningarna.

Kostnaderna för ledningen uppskattas till 20.000 kr.

Extra pumpar beräknas kosta 5000 kr, ventiler 10.000 kr och reglerutrustning för att styra värmeåtervinningen 20.000 kr.

Installationen i denna byggnad kan kräva en arbetskostnad på 30.000 kr.

Kostnaden för den extra värmepumpen uppskattas till 300.000 kr.

Totalkostnaden inklusive ett tillägg på 20 % för moms och projektering blir ca 500.000 kr.

Värmeåtervinningsutrustningens livslängd uppskattas till 10 år. Den ökade kapitalkostnaden för värmeåtervinningen kommer helt från installationen av den extra värmepumpen, då kapitalkostnaden för den övriga kylutrustningen för datahallarna inte ändras. Oljebesparingen är 150 m<sup>3</sup>/år vilket med ett oljepris på 1200 kr/m<sup>3</sup> ger en besparing i minskade oljekostnader på 180.000 kr/år.

De ökade kostnaderna för elenergi till den extra värmepumpen uppgår till 74.000 kr/år vid en ökad elenergiförbrukning på 370 MWh/år och ett elenergipris på 200 kr/MWh.



Intäkterna av värmeåtervinningen blir således 106.000 kr/år. Vid kalkylräntan 15 % och en årlig inflation av 8 % blir den reala kalkylräntan 7 %. Denna reala kalkylränta och livslängden 10 år ger en nusummefaktor på 7,0.

Nuvärdet av värmeåtervinningen blir:

$$7,0 \times 106.000 - 500.000 = 240.000 \text{ kr}$$

Pay-off-tiden blir:

$$\frac{500.000}{106.000} = 5 \text{ år.}$$

Vid denna beräkning har de ökade underhållskostnaderna försumats. Förslaget har ett positivt nuvärde vid den använda reala kalkylräntan 7 % och pay-off-tiden 5 år.

### 5.5.5.3 Förslag 3

För att genomföra värmeåtervinning enligt detta förslag krävs att man installerar en värmeväxlare och drar en rörledning ned i källaren i byggnaden med datahallarna.

Värmeväxlaren beräknas kosta 20.000 kr, ledningen 20.000 kr, pumpar och ventiler 20.000 kr, reglerutrustning 20.000 kr och en arbetskostnad på 20.000 kr. Inklusivt moms skulle installationen kosta 120.000 kr.

Värdet av den sparade oljemängden uppgår till

$$1200 \times 95 = 114.000 \text{ kr.}$$

Den extra elenergikostnaden uppgår till

$$285 \times 200 = 57.000 \text{ kr.}$$

Den årliga besparingen med värmeåtervinningen blir 57.000 kr/år. Trots kondenseringstemperaturhöjningen antas klimatkyllaggregatens livslängd oförändrad. Den ökade kapitalkostnaden till följd av värmeåtervinningen kommer då enbart från investeringen i värmeåtervinningsutrustningen. Utrustningen antas ha en livslängd på 15 år.

Kalkylränta sätts till 15 % som med en årlig inflation av 8 % ger en real kalkylränta på 7 %.

Nusummefaktorn för 7 % och 15 år är 9,1.

Investeringens nuvärde blir:

$$9,1 \times 57.000 - 120.000 = 400.000 \text{ kr}$$

Pay-off-tiden blir:

$$\frac{120.000}{57.000} = 2,1 \text{ år}$$

Den ökade underhållskostnaden till följd av värmeåtervinningen har försumrats.

Lönsamheten för detta förslag är beroende av hur fram- och returledningstemperaturerna varierar med utetemperaturen i den undersökta byggnaden. Beräkningarna förutsätter att de följer 80-60°C kurvorna. Skulle huvuddelen av värmebehovet ligga i ett 60-40°C system med konstant framledningstemperatur för eftervärmning kommer den återvunna värmemängden att reduceras avsevärt.

Med de beräknade värdena är förslaget lönsamt vid den reala kalkylräntan 7 % och har pay-off-tiden 2,1 år.

#### 5.5.6 Val av förslag

De tre undersökta förslagen har nuvärden, pay-off-tider och nuvärdeskvoter enligt tabell 5.1.

Tabell 5.1 Nuvärden, pay-off-tider och nuvärdeskvoter för de undersökta förslagen i kontorshus med datahall I,

	Nuvärde Mkr	Pay-off-tid år	Nuvärdeskvot
Förslag 1	1,7 (2,4)	2,8 (2,2)	1,55 (2,2)
Förslag 2	0,24	5	0,48
Förslag 3	0,4	2,1	3,3

Värden inom parentes anger värden vid sänkning av framledningstemperaturen till +70°C under de tider på året då det är möjligt.

Förslag 1 d v s värmeåtervinning med en värmepump som hämtar värme från kylmedlet från både datahall I och II har det överlägset största nuvärdet 1,7 (2,4) Mkr och bör väljas i första hand om kapital finns tillgängligt och det är möjligt att göra installationen av utrymmeskäl. I det fall att framledningstemperaturen från pannan kan sänkas till 70°C under vissa tider på året har förslag 1 en nästan lika kort pay-off-tid som förslag 3.

Förslag 3 d v s kondenseringstemperaturhöjning i de befintliga klimatkylaggregaten för datahall I och direktkoppling till uppvärmningssystem i samma byggnad som datahallarna har den kortaste payoff-tiden och den högsta nuvärdeskvoten och bör således väljas om det finns knapphet på kapital för investeringar i energibesparande anordningar. Förslag 3 har däremot avsevärt lägre nuvärde än förslag 1, och beräkningen av den årligen återvunna värmen för förslag 3 är osäkrare än för förslag 1 och kräver en närmre undersökning för att fastställa det verkliga värdet.

## 5.6 Kontorshus med datahall II

### 5.6.1 Beskrivning av befintliga installationer

#### Allmänt

Kontorshus med datahall II används för utveckling av datorer och dataprogram. Hela anläggningen består av 7 byggnader, varav en större byggnad med datahall. Datahallen är i drift 07.30 - 21.30 varje arbetsdag. Byggnadens stomme och väggar är av betong och kan ur värmesynpunkt betraktas som tung.

#### Vatten och avlopp

Varmvatten bereds i egen panncentral med två varmvattenberedare med en volym på 5 m<sup>3</sup> vardera. Varmvattnet används huvudsakligen i ett restaurangkök som serverar lunch åt 250-280 personer per arbetsdag. En mindre del av varmvattnet används till hygien-tvätt, duschar och bastuanläggning.

#### Kyla

Kylmaskinrummet ligger i den stora byggnadens källare, tillsammans med panncentralen. Där finns ett vattenkylaggregat med en kyleffekt på 347.000 kcal/h (405 kW). Värmen från kondensorn avges till ett kyltorn med +35°C utgående temperatur på kylmedlet. Kylan från vattenkylaggregatet distribueras som kallt vatten till kylbatteri i tilluften för klimatkyllning av kontorsdelen och till klimataggregat i datahallen. Kylbehovet i datahallen är 125.000 kcal/h (145 kW) under drifttid. Det övriga klimatkyllbehovet under sommaren är lika stort som datahallens. Förutom det stora vattenkylaggregatet finns två mindre vattenkylaggregat utplacerade i det stora husets källare.

#### Värme

Kontorshuset värms med egen panncentral och förbrukar ca 330 m<sup>3</sup> eldningsolja per år. Oljeförbrukningen sjönk med 20-25 % efter installation av värmeåtervinning ur frånluften.

#### Luftbehandling

Tillluftsaggregaten finns i källaren. Det stora huset ventileras av ett tilluftsaggregat med flödet 24.000 m<sup>3</sup>/h. De övriga byggnaderna ventileras av ett annat aggregat med flödet 22.000 m<sup>3</sup>/h. I ventilationssystemen finns vätskekopplade återvinningsvärmeväxlare.

#### Styr

Installationerna har pneumatisk reglering.

### 5.6.2 Gripbart värmeöverskott

Värmeöverskottet i byggnaden kommer från datahallen, 145 kW under 14 h per dygn under 235 dygn per år. 480 MWh/år måste bortföras från datahallen. Under sommaren finns klimatkylbehov för övriga delar av byggnaden under uppskattningsvis 500 h per år, 70 MWh/år måste bortföras från dessa delar.

Båda dessa värmeöverskott ger tillsammans 550 MWh per år i värme som tas upp av vattenkylaggregatet. Med en köldfaktor på 3, vilket motsvarar en värmefaktor på 4, kommer kylaggregatets kondensator att avge 730 MWh värme per år. Ventilationsanläggningen är försedd med återvinning där värmen i frånluften redan är utnyttjad.

### 5.6.3 Förslag till system för värmeåtervinning

Tre förslag till system för värmeåtervinning skall undersökas.

1. Det befintliga kylaggregatet byts ut mot ett nytt som kan alstra en värmebärartemperatur på  $+55^{\circ}\text{C}$  och som har en effekt som motsvarar det maximala klimatkylbehovet.
2. En extra värmepump installeras med det befintliga klimatkylaggregatets kylmedel som värmekälla. Den extra värmepumpen kan arbeta mellan temperaturerna  $+25^{\circ}\text{C}$  och  $+65^{\circ}\text{C}$  och dimensioneras för att klara en effekt motsvarande datahallens kylbehov.
3. Kondenseringstemperaturen i det befintliga kylaggregatet höjs till  $+55^{\circ}\text{C}$ , vilket ger en från kondensorn utgående kylmedelstemperatur på  $+48^{\circ}\text{C}$  vid en maximal inkommande kylmedelstemperatur av  $43^{\circ}\text{C}$  under klimatkyl drift med enbart datahallen som kylbehov.

Förslag 1 motsvarar det som i avsnittet om lönsamhetsberäkningar kallas återvinning av enbart klimatkylbehovet med höjning av kondenseringstemperaturen. I detta fall höjs inte temperaturen hos det befintliga aggregatet utan hos det nya aggregatet.

Förslag 2 motsvarar det som i avsnittet om lönsamhetsberäkningar kallas återvinning med hjälp av extra värmepump som använder kylmedlet som värmekälla.

En viktig principiell skillnad mellan alternativen är att man i fall 1 får längre återstående livslängd. I fall 2 behåller man det gamla klimatkylaggregatet som dock måste bytas ut om några år.

Förslag 3 motsvarar det som i avsnittet om teorin för lönsamhetsberäkningar kallas återvinning av enbart en del av klimatkylbehovet genom höjning av kondenseringstemperaturen. I detta fall kan man inte höja temperaturen på utgående kylmedel mer än till  $+48^{\circ}\text{C}$  varför vi i beräkningarna försummar värmebidrag från återvinningen till varmvattenvärmning. Förslag 3 bör inte avgörande ändra klimatkylaggregatets livslängd. Kondenseringstemperaturhöjningen bör visserligen förkorta livslängden något, men eftersom driftstiden under året är oförändrad tas ingen hänsyn till livslängdsändringen i lönsamhetsberäkningen. Detta fall är känsligast

genom att retur- och framledningstemperaturerna i uppvärmningssystemet följer den teoretiska kurvan i figur 5.6.2. Kondenseringstemperaturhöjningen utan byte av aggregat kräver införandet av en värmväxlare som måste finnas kvar även under sommarens klimatkyldrift vilket reducerar klimatkyleffekten med ca 20 %. Datahallens kylbehov utgör ca 40 % av den ursprungliga kyl-effekten, varför endast kylningen av den övriga byggnaden kommer att försämrats under de varmaste dagarna på året.

#### 5.6.4 Analys av förslagen

Den återvunna värmemängden  $Q$  beräknas för samtliga fall

I både förslag 1 och 2 återvinns värme till tappvarmvatten och uppvärmning. Tappvarmvattenbehovet uppskattas på två sätt, dels på bas av erfarenhetsvärden ur VVS-handboken och dels enligt erfarenhetsvärden från en undersökning i Byggnadsstyrelsens lokaler. Enligt VVS-handboken förbrukas 15 l tappvarmvatten per portion i restauranger. 250 gäster per dag ger en förbrukning på  $3,75 \text{ m}^3$  per dag. Till handtvätt uppskattas en förbrukning på 5 liter per dag och person. Dessa båda förbrukningar blir tillsammans  $5 \text{ m}^3/\text{dag}$ . Om inkommande kallvatten har en temperatur på  $+10^\circ\text{C}$  och med en tappvarmvattentemperatur på  $+55^\circ\text{C}$  förbrukas under årets 235 arbetsdagar en energimängd av  $62 \text{ MWh}/\text{år}$  för tappvarmvattenberedning. Med en pannverkningsgrad av 75 % vid varmvattenberedning motsvarar det en oljemängd av ca  $8 \text{ m}^3/\text{år}$ .

Enligt Byggnadsstyrelsens mätningar för kontorshus är energin till varmvattenberedning under 5 % av det totala värmebehovet för uppvärmning och tappvarmvattenberedning. Totalt förbrukas  $330 \text{ m}^3/\text{år}$  olja vilket innebär en maximal förbrukning av  $16 \text{ m}^3/\text{år}$  för tappvarmvattenberedning. Eftersom den första uppskattningen inte innehöll någon varmvattenförbrukning för övriga ändamål sätts energiåtgången för tappvarmvattenberedning till  $12 \text{ m}^3/\text{år}$ .

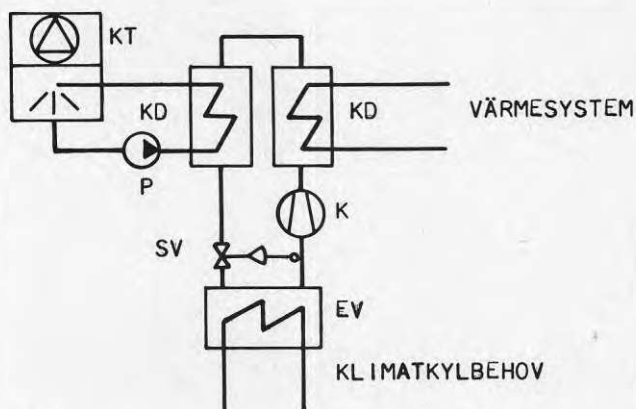
Den värmemängd som återvinns till varmvattnet antas vara lika i både förslag 1 och 2. Varmvattenberedningen har största betydelse på sommaren då varmvattenbehovet är det enda värmebehovet. Under övriga delar av året kan värme tillföras för uppvärmning av byggnaden.

Vid beräkning av den återvunna värmen i uppvärmningssystemet antas  $+80^\circ\text{C}$  framledningstemperatur och  $+60^\circ\text{C}$  returtemperatur vid utetemperaturen  $-20^\circ\text{C}$ . Vidare antas att uppvärmningsbehov föreligger vid utetemperaturer under  $+15^\circ\text{C}$ , se figur 5.6.2. Byggnadens maximala värmebehov för uppvärmning uppskattas genom division av värmeförbrukningen under året med en ekvivalent utnyttningstid för den maximala uppvärmningseffekten på  $2500 \text{ h}/\text{år}$ . Pannverkningsgraden sätts till 80 %. Byggnadens maximala effektbehov för uppvärmning ligger kring  $1,1 \text{ MW}$ .

#### Förslag 1

Installationen enligt förslag 1 avses att utföras enligt figur 5.6.1. Denna koppling medför att man maximalt utnyttjar den temperatur som klimatkyllaggregatet ger. Varmvattenberedningen kan kopplas på flera sätt som inte utreds närmare här. Då värme-

behov finns i byggnaden är det enda gripbara värmeöverskottet den värme som alstras i datahallen (145 kW). Vid byte till nytt klimatkyllaggregat med kondenseringstemperaturen  $+55^{\circ}\text{C}$  antas detta ha värmefaktorn 3. Klimataggregatet lämnar då 220 kW kondensoreffekt. Detta är 20 % av byggnadens maximala värmebehov vid  $-20^{\circ}\text{C}$  utetemperatur, vilket motsvarar en temperaturhöjning av ca  $4^{\circ}\text{C}$  på värmebäraren.



FIGUR 5. 6. 1. VÄRMEÅTERVINNING UR SERIEKOPPLAD KONDENSOR FÖRSLAG 1.

Klimatkyllaggregatets fulla kondensoreffekt kan enligt figur 5.6.2 först tillföras värmemediet vid utetemperaturer understigande  $+9^{\circ}\text{C}$  eftersom uppvärmningsbehovet vid högre utetemperaturer är för litet för att ta emot hela kondensoreffekten. Vid högre utetemperaturer leds överskjutande värmemängd ut till kyltornet. Vid en utetemperatur av  $-12^{\circ}\text{C}$  reduceras åter den effekt som är möjlig att återvinna på att temperaturen på det vatten som lämnar klimatkyllaggregatets kondensator inte kan överstiga  $+55^{\circ}\text{C}$ . Se figur 5.6.2. Den värmemängd som kan tillföras värmemediet mellan utetemperaturerna  $+15^{\circ}\text{C}$  och  $+9^{\circ}\text{C}$  blir enligt utetemperaturvaraktighetskurvan för Stockholm:

$$(7000 - 5180) \times \frac{14}{24} \times \frac{5}{7} \times \frac{220}{2} = 78 \text{ MWh}$$

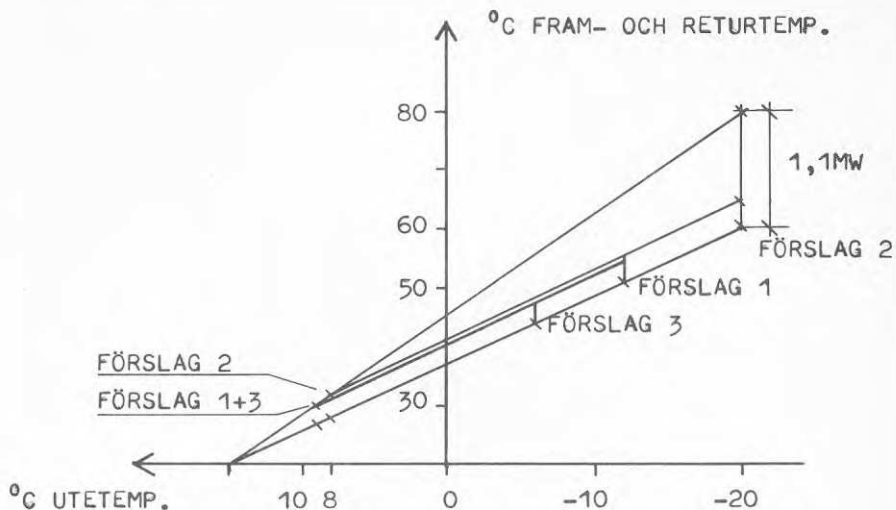
Mellan utetemperaturerna  $+9^{\circ}\text{C}$  och  $-12^{\circ}\text{C}$  kan värmemediet tillföras värmemängden:

$$(5180 - 150) \times \frac{14}{24} \times \frac{5}{7} \times 220 = 62 \text{ MWh}$$

Den värmemängd som kan tillföras värmebäraren vid utetemperatur mellan  $-12^{\circ}\text{C}$  och  $-20^{\circ}\text{C}$  försummas.

Den totalt återvinnbara värmemängden blir 540 MWh till värmebäraren, vilket med 80 % pannverkningsgrad motsvarar 680 MWh

primärenergi (olja). Under sommaren ersätts dessutom ca 40 MWh primärenergi, vilket ger att under året sparas 720 MWh primärenergi (olja).



FIGUR 5. 6. 2.

#### Förslag 2

Installationen i förslag 2 kan utföras enligt figur 5.6.3. Den extra värmepumpen kopplas i serie med det befintliga klimatkylaggregatet på kyltornskretsen. Förbigångsledning för kyltornet bör installeras, så att inte vattnet efter värmepumpens kondensator går ut i kyltornet och kyls av. Den värme som den extra värmepumpen kan avge till värmebäraren i detta förslag är inte den samma som i förslag 1. Dels är effekten större dels kan värme tillföras under längre tid genom att värmepumpen har högre kondenserings temperatur.

Värmeeffekten från datahallen vid drift är 145 kW. Med en antagen värmefaktor av 4 för det befintliga kylaggregatet lämnar dess kondensator en värmeeffekt på 194 kW. Denna effekt skall upptas av den extra värmepumpens förångare. Antas denna värmepump ha en värmefaktor på 3,5 kommer dess kondensator att avge 272 kW värme vid temperaturen +65°C. Detta motsvarar 25% av byggnadens maximala värmebehov vid utetemperaturen -20°C, vilket ger en temperaturhöjning på värmebäraren av 5°C. Den extra värmepumpens fulla kondensoreffekt kan därför inte helt tillföras värmebäraren förrän vid utetemperaturer under +8°C. Däremot kan i detta fall den fulla effekten tillföras värmebäraren vid det maximala värmebehovet. Se figur 5.6.2.

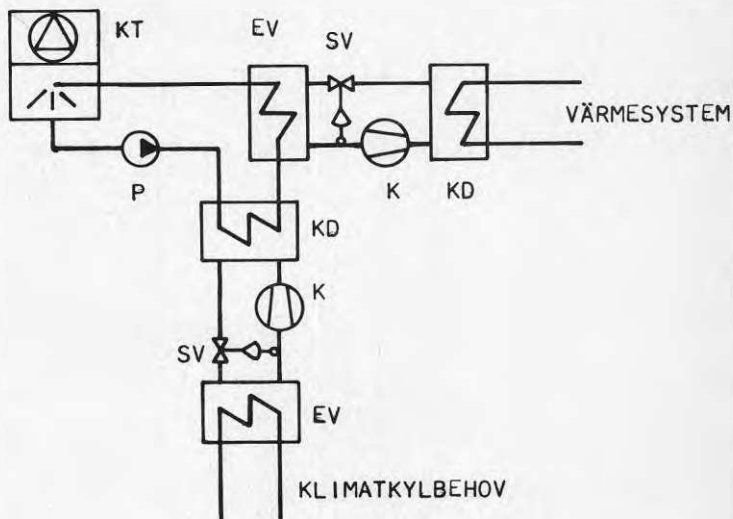
Mellan utetemperaturerna  $+15^{\circ}\text{C}$  och  $+8^{\circ}\text{C}$  blir den återvunna värmemängden:

$$(7000 - 4850) \times \frac{14}{24} \times \frac{5}{7} \times \frac{272}{2} = 122 \text{ MWh}$$

Mellan utetemperaturerna  $+8^{\circ}\text{C}$  och ned till  $-20^{\circ}\text{C}$  kan följande värmemängd tillföras:

$$(4850 - 0) \times \frac{14}{24} \times \frac{5}{7} \times 272 = 554 \text{ MWh}$$

Den totalt återvinnbara värmemängden blir 676 MWh, vilket med pannverkningsgraden 80 % motsvarar 850 MWh primärenergi. Under sommaren ersätts energi till varmvatten motsvarande 40 MWh, vilket innebär att totalt 890 MWh primärenergi (olja) per år ersätts av värme från återvinningen. Det bör noteras att den återvunna värmen till tappvarmvatten endast är en mindre del ca 5 % av den totalt återvunna värmen. Totalt ersätts 27 % av primärenergin med återvunnen värme.

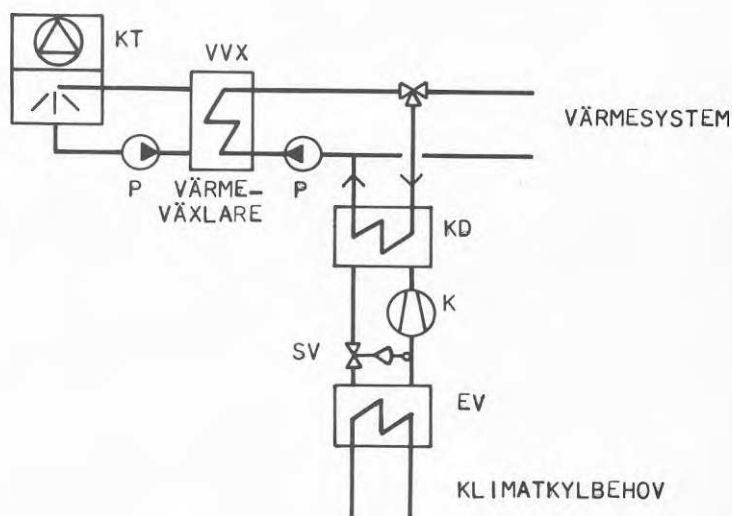


FIGUR 5. 6. 3. VÄRMEÅTERVINNING UR KYLMEDLET VIA VÄRMEPUMP FÖRSLAG 2.



## Förslag 3

Installationen i förslag 3 kan utföras enligt figur 5.6.4. Blandning av det syresatta vattnet i kyltornskretsen med vattnet i radiatorsystemet undviks genom att koppla en värmeväxlare mellan kyltornskretsen och värmesystemet. Värmeväxlaren kopplas så att temperaturfallet i värmeväxlaren inte reducerar den återvinnbara värmen. Värme från klimatkyllaggregatets kondensator kan då tillföras uppvärmningssystemet ända tills returtemperaturen överstiger  $+43^{\circ}\text{C}$ . Överskrider denna temperatur kommer den tillåtna kondenseringsstemperaturen  $+55^{\circ}\text{C}$  att överskridas.



FIGUR 5. 6. 4. VÄRMEÅTERVINNING UR KYLMEDLET.  
FÖRSLAG 3.

Då värmeväxlaren kopplats mellan klimatkyllaggregatets kondensator och kyltornet kommer temperaturfallet i värmeväxlaren endast att påverka värmeväxlarens storlek. Vid denna beräkning försummas värmeåtervinningen till varmvattnet på sommaren, eftersom dels utgående temperatur på kylmedlet är lägre än i föregående förslag och dels att värmen till varmvattnet i tidigare beräkningar visat sig utgöra en mindre del av den totalt återvunna värmen.

Mellan utetemperaturerna  $+15^{\circ}\text{C}$  och  $+9^{\circ}\text{C}$  blir den återvunna värmen lika stor som förslag 1: 78 MWh.

Eftersom värmeåtervinning inte är möjlig vid returtemperaturer överstigande  $+43^{\circ}\text{C}$  kommer värmeåtervinningen att avbrytas vid utetemperaturer understigande  $-6^{\circ}\text{C}$ . I Stockholm är det kallare än  $-6^{\circ}\text{C}$  under 500 h per år, vilket ger en återvunnen värmemängd på: 430 MWh.

Sammanlagt återvinns 508 MWh vilket med en pannverkningsgrad på 0,8 motsvarar 630 MWh olja.

### 5.6.5 Lönsamhetsberäkning av förslagen

#### Förslag 1

För att kunna bedöma lönsamheten i förslag 1 måste man känna till det totala klimat kylbehovet, (datahall + kontorsdel). Enligt avsnittet om gripbart värmeöverskott är detta 550 MWh/år.

Ett nytt klimat kylaggregat kostar i inköp ca 260.000 kr. Till denna kostnad kommer projektering och installation på 50.000 kr, vilket med 20 % moms ger en total installationskostnad eller grundinvestering på 400.000 kr. Det nya kylaggregatet har en uppskattad livslängd av 10 år. Aggregatet beräknas ha en återstående livslängd på fem år, varefter det byts ut mot ett nytt till en total kostnad av 310.000 kr.

Kalkylräntan sätts till 15 % och med en penningvärdesförsämring på 8 % per år blir den reella kalkylräntan 7 %. Ränta 7 % och brukstiden 10 år ger en nusumme faktor  $f_s = 7,02$ .

Den ökade kapitalkostnaden vid klimat kyl drift blir skillnaden mellan grundinvesteringen 400.000 kr och nuvärdet av ersättningsinvesteringen av klimat kyl aggregatet  $0,71 \times 310.000$ . Den ökade kapitalkostnaden  $G$  blir 180.000 kr. Diskonteringsfaktorn är 0,61 för 5 år och 7 % ränta. Primärenergins pris (olja), sätts till 150 kr/MWh och elenergin kostar 200 kr/MWh.

Nuvärdet blir:

$$N = 7,02 (720 \times 150 - 200 \times 550 \left( \frac{1}{3} - \frac{1}{4} \right)) - 180.000$$

$$N = 448.000 \text{ kr}$$

I beräkningen har den ökade underhållskostnaden försumrats.

Pay-off-tiden blir:

$$P_t = \frac{400.000}{84.200} = 4,5 \text{ år}$$

## Förslag 2

Den extra värmepumpen kostar ca 160.000 kr. Inklusiv moms på 20 % och installation 50.000 kr blir grundinvesteringen 265.000 kr. Den extra värmepumpen har en uppskattad livslängd av 10 år.

I detta alternativ behöver man byta ut det befintliga klimatkylaggregatet efter 5 år, vilket man skulle gjort även vid klimatkyldrift. Detta medför att ökningen av kapitalkostnaden endast består av installationen av den extra värmepumpen.

Nuvärdet blir:

$$N = 7,02 \left( (150 - \frac{200}{3,5}) 890 \right) - 265.000$$

$$N = 315.000 \text{ kr}$$

Den ökade underhållskostnaden har försumrats. Antar man att klimatkylaggregatets livslängd efter bytet är 10 år kommer det inte att behöva bytas nästa gång förrän efter 15 år. Fall 1 och 2 är jämförbara vad gäller livslängd, då den minsta gemensamma livslängdsperioden är 10 år.

Pay-off-tiden blir:

$$P_t = \frac{265.000}{82.600} = 3,2 \text{ år}$$

Vid beräkning av pay-off-tiden inkluderas endast den investering som görs i nuläget. Ersättningsinvesteringen för klimatkylaggregatet efter 5 år försummas vid beräkningen av pay-off-tiden.

## Förslag 3

Detta förslag kräver en grundinvestering för värmväxlare, reglerutrustning, projektering och installation. Värmväxlaren uppskattas kosta 20.000 kr, reglerutrustning 10.000 kr och det övriga 20.000 kr, vilket ger en sammanlagd investering av 50.000 kr.

Trots den höjda kondenseringstemperaturen kommer inte klimatkylaggregatets livslängd att förändras, eftersom driftstiden per år inte ändras. De ökade kapitalkostnaderna för detta alternativ gäller således endast för grundinvesteringen.

Nuvärdesberäkningen görs för en 10-årsperiod enligt förslag 1 och förslag 2.

$$N = 7,02 \times (630 \times 150 - 200 \times 550 \left( \frac{1}{3-1} - \frac{1}{4-1} \right)) - 50.000$$

$$N = 475.000 \text{ kr}$$

I beräkningen har den ökade underhållskostnaden försumrats.

Pay-off-tiden blir:

$$P_t = \frac{50.000}{74.800} = 0,67 \text{ år}$$

### 5.6.6 Val av förslag

Förslag 3 har det största nuvärdet på 475.000 kr, därefter förslag 1 med 448.000 kr och sist förslag 2 med nuvärdet 315.000 kr.

Rangordningen enligt kortaste pay-off-tiden blir:

Förslag 3	0,67 år
2	3,2 år
1	4,5 år

Rangordnas alternativen enligt nuvärdeskvoten blir rangordningen:

Förslag 3	9,5
2	1,19
1	1,12

Förslag 3 har högst nuvärde, kortast pay-off-tid och högst nuvärdeskvot. Det är alltså det alternativ som bör väljas framför de andra. Orsaken till den korta pay-off-tiden är den relativt låga grundinvesteringen och att kapitalkostnaden för klimatkyllaggregatet inte förändras märkbart.

## 5.7 Kontorshus med datahall III

### 5.7.1 Beskrivning av befintliga installationer

Kontorshuset är beläget i centrala Stockholm och består av två sammanbyggda husdelar. En höghusdel består av 11 plan och en låghusdel av 5 plan. Byggnadsytan är 35.100 m<sup>2</sup>. Av denna yta är ca 2000 m<sup>2</sup> datahall som kräver ständig klimatkylla. Huset är byggt med betongstomme samt med väggar av tegel. Totala byggnadsvolymen är 140.400 m<sup>3</sup>. Första husdelen byggdes år 1967 och andra husdelen år 1976.

### Vatten och avlopp

Kvarterets 3 st bastubad med tillhörande duschar samt personalrestaurang kräver tappvatten förutom vanligt bruk vid toaletter och pentryn. Husets personalrestaurang serverar ca 300 luncher per dag. Två st förrådsberedare på 1000 l/st finns installerade. Tappvarmvattenförbrukningen i lunchrestaurangen uppskattas till

$$300 \frac{\text{luncher}}{\text{dag}} \times 10 \frac{\text{liter}}{\text{lunch}} = 3000 \text{ liter/dag}$$

### Kyla

I kvarteret finns totalt fyra klimatkyllaggregat installerade. Två av dessa är komfortaggregat varav ett är luftkyllt och ett kyls med sjövattnet. Ett av aggregaten betjänar datahallen och ett andra aggregat ger enbart komfortkylla.

Kylningen av de sistnämnda aggregaten sker med sjövattnet som

pumpas upp ifrån pumpstation vid sjöstranden ca 20 m från kyl-maskinrummet.

I vattenkylaggregaten kyls köldbärare till en temperatur av  $+7^{\circ}\text{C}$ . Kylobjekten är 10 st tilluftsaggregat samt återluftsaggregat i datahallen. Drifttiden för ett av aggregaten är 8760 h/år för de övriga aggregaten är drifttiden ca 1000 h/år.

#### Värme

Värmeförsörjningen sker med egen panncentral med 3 st oljepannor. Oljeförbrukningen är ca  $570 \text{ m}^3/\text{år}$  vilket motsvarar ca 4560 MWh/år i energiförbrukning vid pannverkningsgrad = 80 %. Värme-systemet är dimensionerat för värmebärartemperatur  $80/60^{\circ}\text{C}$ .

#### Luftbehandling

I höghusdelen finns 5<sub>3</sub>st tilluftsaggregat vars sammanlagda luftflöde är  $365.500 \text{ m}^3/\text{h}$ . Av detta är  $32.750 \text{ m}^3/\text{h}$  återluft och  $32.750 \text{ m}^3/\text{h}$  friskluft.

I låghusdelen finns 5<sub>3</sub>st tilluftsaggregat vars sammanlagda luftmängd är  $59.400 \text{ m}^3/\text{h}$ . Återluftdrift skall installeras så att 40 % av luftflödet recirkuleras d v s  $23.760 \text{ m}^3/\text{h}$ . Resterande flöde  $35.640 \text{ m}^3/\text{h}$  är friskluft.

Såväl höghusdelens fläktrum som låghusdelens fläktrum är belägna på översta planet i huset.

Datahallens tilluftsaggregat TA3 har kontinuerlig drift. Övriga tilluftsaggregat styrs dagtid av styrur. TA3:s luftmängd är  $14.200 \text{ m}^3/\text{h}$ . Totala friskluftsmängden i kvarteret är således:  $32.750 + 35.640 \text{ m}^3/\text{h} = 68.390 \text{ m}^3/\text{h}$ . Av detta går  $8520 \text{ m}^3/\text{h}$  till datahallen dygnet runt och övriga  $59.870 \text{ m}^3/\text{h}$  dagtid.

#### 5.7.2 Gripbara värmeöverskott

##### Frånluften

I frånluften kan följande effekt återvinnas dagtid om temperaturen sänks från  $+22^{\circ}\text{C}$  till  $+10^{\circ}\text{C}$ .

$$P = \frac{68.390}{3.600} \times 1,2 \times 1,0 (22-10) = 274 \text{ kW}$$

Dagtid 10 h i 235 dagar/år ger energi = 644 MWh.

Natttid ( $8520 \text{ m}^3/\text{h}$ )  $34 \text{ kW} \times 10 \times 235 = 80 \text{ MWh}$ .

Totalt gripbar värmemängd per år = 724 MWh

##### Inre värmekällor

Datahallen kräver kylning året runt. Ett klimatkylaggregat med kyleffekt = 390 kW finns installerat. Antages ett kontinuerligt kylbehov av ca 300 kW kan denna värmeeffekt upptas av vattenkylaggregatets förångare som värmekälla vid värmepumpdrift. Detta blir

$300 \text{ kW} \times 8000 \text{ h/år} = 2400 \text{ MWh/år}$ .

### 5.7.3 Systemförslag för värmeåtervinning

1. Klimatkylaggregatet KA1 som betjänar datahallen förses med kondensoryvärmeåtervinning. Kondenseringstemperaturen höjs till  $+50^{\circ}\text{C}$  så att utgående värmebärartemperatur blir ca  $+47^{\circ}\text{C}$  för värmning av tilluft och värmning av tappvarmvatten.
2. (alt 1) klimatkylaggregatet KA2 med klimatkyla sommartid används som värmeåtervinningsaggregat med frånluften som värmekälla. Kondenseringstemperaturen sätts till  $+50^{\circ}\text{C}$  med värmebärartemperatur  $+47^{\circ}\text{C}$  för värmning av tilluft och tappvarmvatten.
3. Värmning av tappvarmvatten, tilluft samt radiatorer med kondensorvärme från klimatkylaggregaten KA1 och KA2. Kondenseringstemperaturen höjs till  $+50^{\circ}\text{C}$  med utgående värmebärartemperatur  $+47^{\circ}\text{C}$ . Värmekällor: datahallens kylbehov och frånluftens värme.

### 5.7.4 Analys av förslagen

#### Gemensamma värmedata för huset

Värmeeffektbehovet för värmning av tilluft är 866 kW vid en friskluftsmängd av  $19,0 \text{ m}^3/\text{s}$  ( $68.390 \text{ m}^3/\text{h}$ ). Energibehovet för värmning av tilluften = 718 MWh/år. Totalt värmeeffektbehov uppskattas ur värmeenergibehovet som är ca  $580 \text{ m}^3$  olja per år. Detta motsvarar ca 4640 MWh/år vid pannverkningsgrad = 80 %. Vid en ekvivalent drifttid för maximala uppvärmningseffekten på 2500 h/år fås totala värmeeffekten 1860 kW.

Energibehovet för värmning av tappvarmvatten är enligt Byggnadsstyrelsens mätningar ca 5 % av totala energibehovet för uppvärmning av tappvarmvattenberedning. Detta ger ca 230 MWh/år för värmning av tappvarmvatten.

Totalt bortkyld värmemängd från kondensorer hos klimatkylaggregaten blir vid värmefaktor 4:

$$\frac{4}{4-1} \times 2400 = 3200 \text{ MWh (datahallens kylaggregat)}$$

$$\text{och } 1000 \times 300 \times \frac{4}{4-1} = 399 \text{ MWh från övrigt klimatkylbehov}$$

totalt ca 3600 MWh/år.

### 5.7.5 Lönsamhetsberäkning av förslagen

#### Alternativ 1

Systemet framgår av figur 5.7.1.

Klimatkylaggregatet som betjänar datahallen förses med kondensorvärmeåtervinning. Kondenseringstemperaturen höjs från  $+35^{\circ}\text{C}$  till  $+50^{\circ}\text{C}$ . Kyleffekten minskar då från 390 kW till 320 kW.

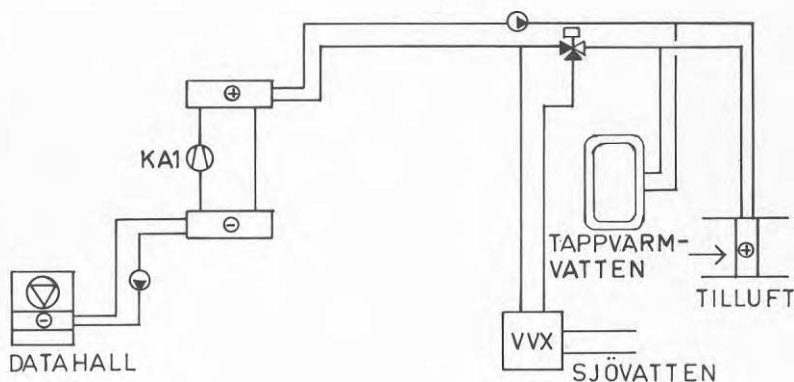
Möjlig värmeeffekt från kylaggregatets kondensor blir vid värmefaktor = 3,3 (vilket kan anses råda vid +7°C utgående köldbärartemperatur och +50°C kondenseringsstemperatur).

$$\frac{3,3}{3,3 - 1,0} \times 320 = 457 \text{ kW}$$

säg 450 kW.

Totala värmeeffektbehovet för värmning av tilluften är 866 kW. Vid dagdrift 10 h krävs 718 MWh/år värmeenergi för att värma tilluften. Klimatkylaggregatet klarar hela uppvärmningen ned till ± 0°C. Erforderlig tillsatsvärme blir då 70 MWh/år och energi från kylaggregatet = 718 - 70 = 648 MWh/år. Detta motsvarar vid en pannverkningsgrad = 80 % en oljeförbrukning av 81 m<sup>3</sup>.

Sommartid sparas ca 19 MWh/månad eftersom kylaggregatet kan värme tappvarmvattnet till största delen. Erforderligt tillsatsvärme får ske med el. Totalt sommartid 3 x 19 = 57 MWh motsvarar 7 m<sup>3</sup> olja. Detta ger oljebesparing under hela året med 81 + 7 = 88 m<sup>3</sup>/år.



FIGUR 5.7.1 VÄRMEÅTERVINNING UR  
KONDENSORER TILL TILLUFT  
ALTERNATIV 1

Kostnads kalkyl

Erforderligt material för dessa alternativ är:

- Nya värmebatterier med större yta än befintliga
- Rör mellan kylmaskinrum och panncentral

- Värmeväxlare för sjövattnen för erforderlig tillsatskyllning av kondensorererna
- Styrutrustning för sjövattnvärmeväxlaren

Värmebatterier	186.000
Rör	20.000
Värmeväxlare	15.000
Armaturer	5.000
Styrutrustning (givare, styrventil)	4.000
	<u>230.000</u>
+40 % i omkostnader m m	92.000
	<u>322.000</u>

Energibesparing = 880 MWh/år. Erforderlig extra energi för drift av värmeåtervinningsaggregaten i förhållande till enbart kyl drift blir

$$2400 \left( \frac{1}{2,3} - \frac{1}{3,0} \right) = 243 \text{ MWh/år}$$

vid 2400 MWh/år energi som upptages av kylaggregatets förångare om köldfaktorn vid värmeåtervinningsdrift är 2,3 och vid enbart kyl drift är 3,0

$$P_t = \frac{322.000}{880 \times 150 - 243 \times 200} = 3,9 \text{ år}$$

Nuvärdesberäkning görs med antagen återstående livslängd för klimataggregatet av 5 år och vid en total brukstid av 25 år. Befintliga kylaggregat utbyts efter 5 år och ersätts efter 15 år med kylaggregat som har en antagen livslängd på 10 år. Eftersom livslängden för klimataggregatet inte ändras är kapitalkostnaden oförändrad.

Nuvärdet blir 645.000 kr räknat över 25 år. Merinvesteringen får maximalt kosta 972.000 kr för att lönsamhet skall finnas. Eftersom investeringen bedöms ligga inom 322.000 kr är denna investering klart lönsam.

#### Alternativ 2

Alt 1:s värmeåtervinningsystem installeras. Kylaggregat KA2 (idag endast i drift sommartid) byggs om till värmeåtervinningsaggregat som under uppvärmningssäsong utnyttjar frånluften som värmekälla för värmning av tilluft och tappvarmvatten. Systemet framgår av figur 5.7.2.

Gripbart värmeöverskott i frånluften är 274 kW. Möjlig värmeeffekt vid värmefaktor 3,3 från kylaggregatets kondensor:

$$\frac{3,3}{3,3 - 1} \times 274 = 393 \text{ kW}$$

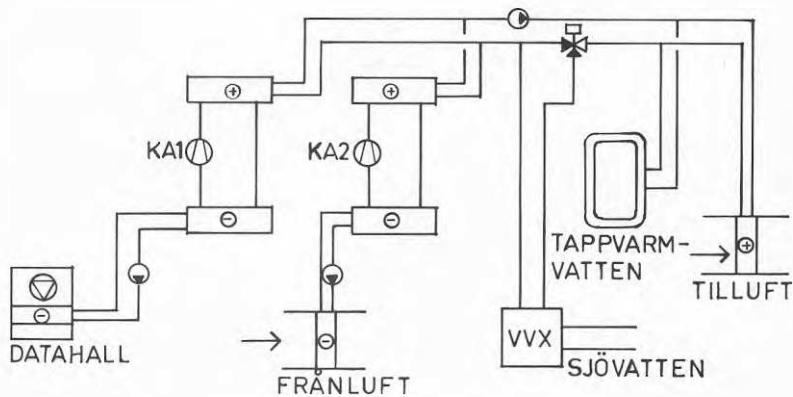
$$\begin{aligned} \text{Värmeeffekt från kylaggregat KA1} &= 457 \text{ kW} \\ \text{Total värmeeffekt} &= 393 + 457 = \underline{850 \text{ kW}} \end{aligned}$$

Denna effekt är nästan tillräcklig för att värma tilluften (vars värmebehov är 866 kW) vid  $-18^{\circ}\text{C}$  utetemperatur. Energi-



vinsten blir 718 MWh/år för tilluftvärmning. Tappvarmvatten-  
värmning sommartid 57 MWh. Total energivinst = 755 MWh/år.  
Motsvarar vid 80 % pannverkningsgrad

$$\frac{775}{0,8} = 969 \text{ MWh vilket motsvarar ca } 97 \text{ m}^3 \text{ olja}$$



FIGUR 5.7.2 VÄRMEÅTERVINNING UR  
KONDENSORER OCH FRÅNLUFT  
ALTERNATIV 2

#### Kostnadskalkyl

#### Erforderliga material

- Nya värmebatterier i tilluften	186.000
- Kylbatterier i frånluften	60.000
- Rör mellan kylmaskinrum och panncentral	40.000
- Värmeväxlare för sjövatten 1 st	15.000
- Armaturer	10.000
- Styrutrustning	8.000
- Pump för köldbärarkrets till frånluften	6.000
- Rörledningar vid kylbatterier i frånluften	5.000
40 % pålägg för omkostnader	<u>132.000</u>
	462.000

Pay-off-tid:

$$P_t = \frac{462.000}{969 \times 150 - (243 + \frac{70}{3,3}) \times 200} = 5,0 \text{ år}$$

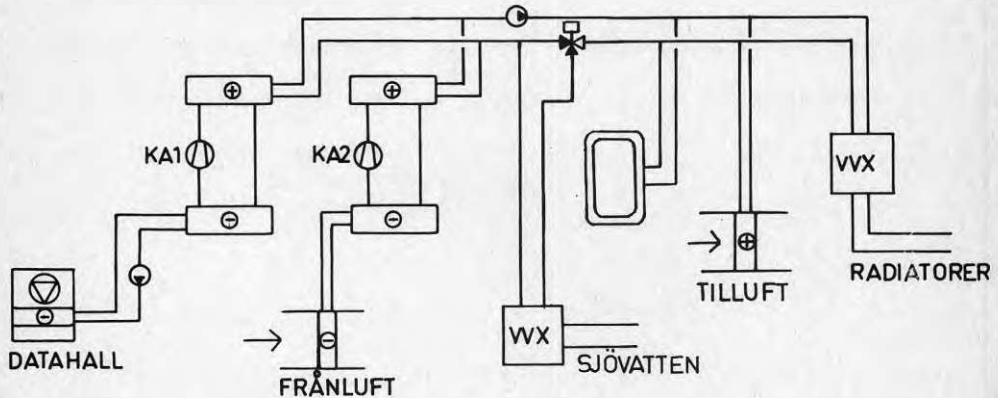
Nuvärdesberäkning utförs enligt alt 1 med en antagen återstående livslängd av 5 år för KA1 (datahallens aggregat) och 9 år för aggregatet KA2 (som endast ger klimatkyla vid nuvarande förhållanden). Vid värmeåtervinningsdrift blir återstående livslängd 5 år för båda aggregaten. Vid 25 års brukstid byts vid nuvarande förhållanden KA1 efter 5 år, efter 15 och efter 25 år. KA2 byts efter 9 år och efter 25 år. Vid värmeåtervinningsdrift byts båda aggregaten efter 5 år, 15 år och 25 år.

Nettointäkten räknad på 25 år, 7 % real kalkylränta blir 484.400 kr vid en investering på 462.000 kr i värmeåtervinningsutrustning. Kapitalkostnadsökningen för att köra båda aggregaten i värmeåtervinningsdrift i förhållande till att köra aggregaten som tidigare i kylldrift (inklusive kostnaden för värmeåtervinningsutrustningen) blir 594.000 kr i nuvärde.

Maximal investering för att få lönsamhet med detta system är 946.500 kr räknat på 25 år. Investeringen är lönsam eftersom merinvesteringen bedöms vara 462.000 kr.

### Alternativ 3

Värmning av radiatorkrets, tappvarmvatten samt tilluften skall ske med kylaggregatens kondensorvärme. Systemet är identiskt med alt 2 med tillägget att även en värmeväxlare för husens radiatorer har kopplats in i värmeåtervinningskretsen. Systemet framgår av figur 5.7.3.



FIGUR 5.7.3 VÄRMEÅTERVINNING UR KONDENSORER OCH FRÅNLUFT TILL TILLLUFT OCH RADIATORER  
ALTERNATIV 3

Värmekretsen för radiatorerna i nuvarande system är dimensionerat för 80/60°C system. Vid utetemperatur understigande -11°C är returtemperaturen i värmekretsen varmare än +47°C. Vid denna nivå ligger också framledningstemperaturen från klimatkyllaggregatens kondensorer. Under denna temperatur ger kondensorererna inget värmebidrag till radiatorerna. Tilluftsvärmingen sker dock med 47/37°C system eftersom nya värmebatterier med yta anpassad till detta installeras.

Totala värmeeffektbehovet har uppskattats till ca 1860 kW för kvarteret. Möjlig värmeeffekt dagtid från klimatkyllaggregatens kondensorer är enligt alt 2 850 kW. Nattetid går endast datahallens kylaggregat vilket möjliggör en värmeeffekt av 450 kW. Totalt energibehov = 4640 MWh/år. Energi från värmepumpen = 2800 MWh/år. Detta motsvarar vid 80 % pannverkningsgrad:

$$\frac{2800}{0,8} = 3500 \text{ MWh} (= 350 \text{ m}^3 \text{ olja})$$

Klimataggregaten bedöms klara hela uppvärmningsbehovet ned till en utetemperatur av ca +4°C.

Energibehovet ökar för KA1 eftersom kondenseringstemperaturen ökas från +35°C till +50°C.

KA1:s elenergibehov ökar med 243 MWh enligt alt 1 och 2.

KA2 är endast i drift dagtid då frånluften är i drift. Av värmeeffekten 850 kW kommer 393 kW från KA2. Energi från kondensorererna är dagtid 1610 MWh och av detta kommer  $\frac{393}{850} \times 1610 = 745$  MWh från KA2.

Energibehovet för KA2 blir då  $\frac{745}{3,3} = 226$  MWh.

Totalt ökar eluttag för KA1 och KA2 med 243 + 226 = 469 MWh.

#### Kostnadskalkyl

Lika alt 2 fast med en tillkommande värmeväxlare för radiatorkretsen.

Kostnad alt 2	330.000
Värmeväxlare för radiatorkrets	20.000
	<u>350.000</u>
40 % omkostnadspålägg	<u>140.000</u>
	490.000

Detta ger en pay-off-tid:

$$P_t = \frac{490.000}{3500 \times 150 - 469 \times 200} = 1,1 \text{ år}$$

Nuvärdesberäkning med samma förutsättningar som i alt 2 ger en nettointäkt på 4,4 milj kronor räknat på 25 år och med 7 % kalkylränta. Maximal investering för lönsamhet är 4,9 milj kr.

Eftersom investeringen bedöms kosta 490.000 kr är denna investering mycket lönsam. Alt 3 är det mest lönsamma alternativet.

#### 5.7.6 Val av förslag

Alternativ 3 uppvisar bästa lönsamheten med en pay-off-tid på drygt 1 år. Detta alternativ väljs om värmeåtervinning från datahallen skall utföras.



## 6.      UTVÄRDERING

För att värmeåtervinning med befintliga klimatkyllaggregat skall vara lönsam att genomföra krävs (först och främst) att det befintliga klimatkyllaggregatet har lång driftstid per år, redan före åtgärden för värmeåtervinningen. Det krävs lång driftstid för att förränta en nyinvestering. Då endast värme från det ursprungliga klimatkyllbehovet återvinns kommer både drifts- och investeringskostnaden för värmeåtervinningen att bli en marginell merkostnad. Klimatkyllaggregatets livslängd förändras inte. Byggnadens värmebehov får heller inte begränsa den återvunna värmemängden. Har byggnaden för litet värmebehov i förhållande till värmeåtervinningens effekt måste värme kylas bort, vilket annars skulle kunnat återvinnas. Värmebehovet kan också variera kraftigt mellan natt och dag, beroende på låg nattdrift. I sådana fall är det av intresse att undersöka lagring av värme under natten. Dessa slutsatser kan delvis dras ur tabell 6.1 och 6.2, där samtliga åtgärder som undersökts för anläggningar med en driftstid under 1000 h ej visar någon lönsamhet. I Sjukhuset, Butikscentrat och Kontor & Industri har inga lönsamma återvinningsalternativ med klimatkyllanläggning eller värmepump kunnat konstrueras. Däremot har det i Sjukhuset och i Kontor & Industri konstaterats att det är lönsammare att använda vätskekopplade värmeväxlare för ventilationsvärmeåtervinning än att använda klimatkyllaggregatet. I anläggningar med en driftstid över 3600 h som i Kontor II har ett flertal återvinningsalternativ visat sig lönsamma. De mest lönsamma alternativen förefaller vara kondenserings-temperaturhöjning, till maximal kondenserings-temperatur i de flesta fall här +50°C, och direkt värmeåtervinning till uppvärmningssystemet. Därefter lönsammaste alternativ är när framledningstemperaturen i uppvärmningssystemet inte tillåter återvinning genom enbart kondenserings-temperaturhöjning, inkoppling av en extra värmepump med hög kondenserings-temperatur +70 å +90°C.

En generell rekommendation är således att om en klimatkyllanläggning har en driftstid över 1000 h per år bör en undersökning av möjligheter för värmeåtervinning göras.

Tabell 6.1 Sammanfattning av data för värmeåtervinning med befintliga klimatkyllaggregat.

Anläggning	Tid h	Effekt kW	Invest. kkr	Sp.invest. kkr/kW	Lönsam
Sjukhus ca	100	435	1100	2.5	nej
Hotell	4000	100	90	0.9	ja
Butikscentra	650	365	450	1.24	nej
Kontor & Ind.	1000	15	49	3.25	nej
Kontor I	8760	800	1100	1.38	ja
		450	120	0.27	ja
Kontor II	3600	272	265	0.98	ja
		220	50	0.20	ja
Kontor III	8760	850	490	0.58	ja

Tid anger det befintliga klimatkyllaggregatets driftstid per år. Effekt anger värmeåtervinningsanläggningens dimensionerande eller största effekt. (värmeeffekt)

Invest. anger grundinvesteringen för värmeåtervinningsutrustningen.

Sp.invest. Grundinvesteringen i värmeåtervinningsutrustningen dividerat med den dimensionerande effekten.

Lönsam anger om alternativet har bedömts som lönsamt eller ej.

Att alternativet har bedömts som olönsamt behöver inte innebära att det har ett negativt nuvärde vid den valda kalkylräntan, utan att ett annat alternativ kan vara lönsammare.

I de fall två alternativ har redovisats är dessa jämgoda. Det ena kan ha högre nuvärde och det andra kortare pay-off-tid.

Tabell 6.2 Valda alternativ enligt utvärderingen efter varje praktikfall.

#### Anläggning:

Sjukhus:	Ventilationsvärmeåtervinning skall ske via vätskekopplade värmeväxlare och ej via klimatkyllaggregatet.
Hotell:	Värmeåtervinning kan ske till tappvarmvattnet efter kondenseringstemperaturhöjning.
Butikscentra:	Värmeåtervinning ur frånluft och klimatkyll-behov till uppvärmningssystemet via ny värmepump ej lönsamt.
Kontor & Industri:	Värmeåtervinning till tappvarmvattnet via hetgasvärmeväxlare har tveksam lönsamhet. Ventilationsvärmeåtervinning via klimatkyllaggregatet ej lönsamt.
Kontor I:	Värmeåtervinning med extra värmepump med hög kondenseringstemperatur 90-70°C. Eller värmeåtervinning till uppvärmningssystemet efter kondenseringstemperaturhöjning.
Kontor II:	Värmeåtervinning till uppvärmningssystemet efter kondenseringstemperaturhöjning eller med extra värmepump med hög kondenseringstemperatur.
Kontor III:	Värmeåtervinning till uppvärmningssystemet efter kondenseringstemperaturhöjning.

#### Framtida problem

Fjärrvärmesaxor: Värmeåtervinning med hjälp av klimatkyllaggregat, från datahallar eller annat medför att abonnentens värmeuttag ur fjärrvärmenätet förändras. Abonnenten behöver mindre värmeenergi under året, men kan behöva hela byggnadens dimensionerande effektbehov under den kallaste tiden på året. Framledningstemperaturen i uppvärmningssystemet måste då vara så hög att värme enbart från värmepumpen eller klimatkyllaggregatet inte är tillräcklig. Detta medför att fjärrvärmen får

kort ekvivalent driftstid under året.

Värmeåtervinning och även värmepumpar kommer att gynnas av framtida oljeprishöjningar, eftersom värdet av den ersatta energin ökar. Elenergiprishöjningar kommer däremot att missgynna värmepumpar och värmeåtervinning eftersom priset på drivenergin ökar. I Sverige bedöms att oljan kommer att öka mer i pris än elenergin, varför den framtida prisutvecklingen bör gynna värmeåtervinning och värmepumpar. En viktig fråga som kommer att bli besvarad är hur klimatkyllaggregaten klarar av att arbeta med högre kondenseringstemperaturer än i nuläge.





**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
791085-2 från Statens råd för byggnadsforskning  
till Wahlings Installationsutveckling, Danderyd.**

**R85: 1982**

**ISBN 91-540-3749-2**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6700585**

**Abonnemangsgrupp:  
W. Installationer**

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

**Cirkapris: 30 kr exkl moms**