Forskning och Utveckling

FOU 1997:18

VÄRMEÅTERVINNING OCH PRODUKTION AV FRIKYLA - TVÅ SÄTT ATT ÖKA MARKNADEN FÖR FJÄRRVÄRMEDRIVNA ABSORPTIONSKYLMASKINER

Peter Margen, Margen-Consult AB

FJÄRRVÄRME

VÄRMEÅTERVINNING OCH PRODUKTION AV FRIKYLA - TVÅ SÄTT ATT ÖKA MARKNADEN FÖR FJÄRRVÄRMEDRIVNA ABSORPTIONSKYLMASKINER

Peter Margen, Margen-Consult AB

ISSN 1402-5191

FÖRORD

Projektet har initierats gemensamt av Göteborg Energi och Margen-Consult. Ursprungsförslaget formulerades: Återvinning av och avsättning för lågtemperaturvärme som produceras med absorptionskylmaskin för "Färdig kyla". Syftet var att belysa hur man kan förbättra lönsamheten för produktion av kyla med fjärrvärmedrivna absorptionskylmaskiner för kunder som har ett betydande kylbehov även under de kallare årstiderna då marginalkostnaden för produktion av fjärrvärme, som utgör kylmaskinernas drivenergi, är hög.

Det finns flera sätt att förbättra lönsamheten än enbart genom spillvärmeåtervinning, vilket även belyses i rapporten. Med hänsyn till denna breddning av projektet har titeln formulerats om till; "Värmeåtervinning och produktion av frikyla – två sätt att öka marknaden för fjärrvärmedrivna absorptionskylmaskiner".

Ett stort tack framförs till projektets delfinansiärer, Göteborg Energi AB, Malmö Värme AB, Tekniska Verken i Linköping AB, Västerås Energi & Vatten AB samt Svenska Fjärrvärmeföreningens Fjärrkylagrupp. Fjärrkylagruppen består av följande medlemmar; Borås Energi, Eskilstuna Energi & Miljö AB, Graningeverkens AB Värme, Gävle Energi AB, Göteborg Energi AB, Energiverken i Halmstad AB, Helsingborg Energi AB, Jönköping Energi AB, Tekniska verken i Linköping AB, Lunds Energi AB, Malmö Värme AB, Norrenergi AB, Norrköping Miljö & Energi AB, Sundsvall Energi AB, Stockholm Energi AB, Södertörns Fjärrvärmeaktiebolag, Telge Energi AB, Väsby Teknik AB, Uppsala Energi AB, Västerås Energi & Vatten AB samt den norska Fjärrvärmeföreningen.

Ett stort tack framförs även till Stefan Hellberg, Göteborg Energi AB, för värdefull information och många synpunkter framförda under arbetet med FoU-projektet.

Den inventering av data för kylsystemen och värmesystemen i två moderna kommersiella byggnader som återges i bilaga II och Tabell 4 har genomförts för FoU-projektet av Conny Nikolaisen, Fjärrvärmebyrån, och sedan använts bland annat i beräkningar av tillkommande investeringskostnader för åtgärder som möjliggör värmeåtervinning.

Nyköping, Oktober 1997

Peter Margen

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

Sammanfattning

Ett par svenska fjärrvärmeföretag med tillgång till billig värme från spillvärmeanläggningar och/eller avfallsförbränningsanläggningar, Göteborg Energi och Tekniska Verken i Linköping, har börjat bygga och driva lokala anläggningar för produktion av kyla med fjärrvärmedrivna absorptionskylmaskiner. Kylan säljs sedan till en eller flera lokala konsumenter under beteckningen "Färdig kyla".

Även för företag med tillgång till billig fjärrvärme under sommaren är dock marginalkostnaden för produktionen av fjärrvärme betydligt högre vår, höst och vinter, varför konceptet har lönsamhetsproblem vid tillämpning till konsumenter med påtagliga kylbehov även under dessa årstider, t.ex. för datakyla eller processkyla. Många av de större konsumenterna av kyla har sådana behov.

Undersökta sätt att angripa problemet

Detta FoU-projekt belyser och värderar fyra sätt att komplettera system för Färdig kyla för att reducera de rörliga produktionskostnaderna av kyla under ovannämnda kallare årstider, och därigenom råda bot på detta problem. Dessa olika sätt I t.o.m. IV gör det möjligt att,

I) använda anläggningens stora kyltorn för att producera så mycket kyla som möjligt direkt med kyltornet, utan att använda kylmaskinen, så kallat produktion av "frikyla", så att behovet att använda fjärrvärme som dyr drivenergi starkt begränsas, eller

II) återvinna spillvärme från absorptionskylmaskinernas kondensorer för att tillgodose lokala lågtemperaturvärmebehov, t.ex. för ventilationsvärme, förvärmning av tapp- och processvarmvatten m.m., eller

III) utnyttja absorptionskylmaskinerna som "frånluftsvärmepump" för att tillgodose ytterligare lågtemperaturvärmebehov vid tider då enheternas fulla effekt inte utnyttjas för produktion av kyla, eller

IV) tillämpa olika kombinationer av dessa sätt.

Lönsamheten för dessa alternativa sätt (kallat "uppslag" i rapporttexten) görs för olika kyllastprofiler och typiska marginalkostnader för produktionen av fjärrvärme under olika årstider.

Slutsatser

Följande slutsatser dras:
Uppslag I gör det möjligt att producera mellan 80 och 90 % av kylbehoven som inträffar vår, höst och vinter med *frikyla* och ersätter därigenom huvuddelen av åtgången på dyr fjärrvärme som drivenergi. Den erforderliga tilläggsinvesteringen beräknas blir återbetald på mindre än ett år i fall där kyleffektbehovet under ovannämnda kallare årstider uppgår till lägst några procent av det högsta sommarkylbehovet.

Trots ett större investeringsbehov än för uppslag I, kan *Uppslag II* åstadkomma ännu större nettokostnadsreduktioner än uppslag I i många fall där det lokala lågtemperaturvärmebehovet är på en nivå som bedöms vara typisk för t.ex. med luftvärmesystem uppvärmda kontorsbyggnader. Anledningen är att kylmaskinen då fungerar som *värmepump* som producerar mera nyttig värme än drivenergin den konsumerar. Produktion av frikyla, däremot, inbesparar bara drivenergin.

För många byggnader räcker inte lågtemperaturvärmebehovet ens under de kallare årstiderna för att förbruka hela spillvärmeeffekten från kylmaskinerna. I dessa fall medför en kompletterande produktion av frikyla att erforderlig produktion av fjärrvärme som drivenergi minskar ytterligare. *En kombination av uppslag I och II* ger därför i många av dessa fall ännu större total kostnadsreduktion än uppslag I eller II var för sig, även när erforderlig investeringskostnad beaktats.

Uppslag III är ett sätt att utnyttja den värme som finns i byggnadernas frånluft i fall där denna värme inte redan utnyttjas genom värmeväxling mellan frånluft och tilluft, eller kunde utnyttjas genom sådan värmeväxling för en begränsad investeringskostnad. Även när detta villkor är uppfyllt, lönar sig uppslag III främst som en komplettering av uppslag II, eftersom investeringen som krävs för att kunna utnyttja lågtemperaturvärme är gemensam för dessa uppslag.

Nettokostnadsbesparingen som kan åstadkommas genom tillämpning av dessa uppslag är givetvis störst för fall med stora kyleffektbehov under de kalla årstiderna.

De i rapporten angivna beräknade kostnadsbesparingar som kan uppnås vid tillämpning av de redovisade uppslagen gäller de sammanlagda kostnaderna för producenten av kyla (= fjärrvärmeföretaget) och konsumenten. Hur besparingen fördelas mellan producent och konsument avgörs av den prissättning för kyla som fjärrvärmeföretaget tillämpar i det enskilda fallet. Denna prissättning måste givetvis ta hänsyn till bland annat konsumentens alternativkostnad för produktionen av kyla.

Göteborg Energis har nu undersökt möjligheten att tillämpa uppslag I redan för vissa projekt. Detta har bland annat lett till beställningar av två stora anläggningar för produktion av Färdig kyla som utnyttjar uppslag I, och där absorptionskylmaskiner bedömts att inte kunna konkurrera med konsumentens alternativ (att bygga egna kompressorkylmaskiner) utan tillämpning av uppslag I. Dessutom har en mindre befintlig anläggning kompletterats på ett sätt som gör det möjligt att producera även frikyla. Möjligheten att utnyttja en kombination av uppslag I och II diskuteras för närvarande med en stor konsument av kyla i Göteborg.

Slutsatsen som kan dras av de redovisade beräkningar och analyser samt av ovannämnda tillämpningar är att *uppslagen i många fall har stor betydelse för genomslagskraften av konceptet Färdig kyla med absorptionskylmaskiner*. Varje objekt bör dock analyseras individuellt för att bedöma tillämpbarheten och för att kunna välja det mest lämpliga av de i rapporten behandlade uppslag eller kombinationer av uppslag.

Det kan tilläggas att samtliga beskrivna uppslag minskar kraftigt mängden fjärrvärme som behöver produceras med olika bränslen (eller el för värmepumpar) som primärenergi, och har därför en *gynnsam inverkan på miljön.*

Heat recovery and "free cooling" – two way to increase the market for district heat driven absorption chillers.

Summary

Two of the swedish district heating companies which have access to more cheap heat from waste heat recovery plants and/or garbage burning plants than needed for the summer load of their district heating systems, (those for Gothenburgh and Linköping), have started to build and operate local cooling energy production plants with district heat driven absorption chillers. The cooling energy is sold to one or more local consumers under the name of "ready cooling energy".

Even such district heating companies with access to surplus cheap heat in summer have however, much higher marginal productions costs for district heat during the other colder seasons. This increases the cooling energy production costs by this concept for consumers with considerable cooling energy demands during the colder seasons, e.g. for cooling computers or industrial processes. Many of the larger consumers have such needs.

Examined methods of meeting this problem
This R & D project examins four methods of meeting this problem by system modifications which reduce the cost of supplying cooling energy during the colder seasons. These four methods I to IV, make it possible to,

I) use the large cooling tower to which the waste heat from the absorption chillers is usually rejected in summer, to produce some or all of the cooling energy directly, without chillers during the colder seasons, i.e. achieve "free cooling" at these times, thus strongly reducing the consumption of expensive heat to drive the absorption chillers, or,

II) recover heat rejected from the chillers condensor, and use this heat to meet local low temperature heating demands, e.g. for heating ventilation air, prehating hot tap water or process water, etc., or,

III) use the absorption chillers as heat pumps which recover heat from the building exhaust air, for the purpose of meeting further demands for low temperature heat, at times when the full chiller capacity is not used to meet the cooling energy demand, or,

IV) more than one of the above functions in the same system.

The economic viability of these alternative methods is examined for various consumer cooling and heating load profiles and typical marginal productions costs for district heating energy in different seasons in Sweden.

Conclusions
The following conclusions are drawn:
Method I makes it possible to produce 80–90 % of the spring, autumn and winter cooling energy demand of typical consumers by *"free cooling"*, thereby eliminating the major part of the consumtion of expensive district heat as chiller driving energy. For consumers with cooling power demands during the colder seasons amounting at least to a few % of the highest summer cooling power demand, the investment needed to achieve the above result can be recovered during less than one year of operation. Because standard absorption chillers can only achieve relatively low condensor cooling water outlet temperatures (35–42 °C) at operating conditions for the colder seasons, substantial investments are required to permit the recovery of the rejected heat for various heating applications. Nevertheless heat recovery (= *method II)* is shown to

achieve even greater net reductions in annual costs of cooling energy supply to many customers with typical low temperature heating demands, e.g. for warm air heating systems. The reason for this is that heat recovery allows the chiller to operate as a *heat pump*, recovering not only the driving energy, but in addition the heat extracted from the buildings, whereas method I only eliminates the need for driving energy at times the cooling tower can supply the required cooling energy directly.

For many buildings the low temperature heat demand is insufficient to absorb all the heat rejected by chillers producing the entire cooling energy demand. In such cases a complimentary production of cooling energy directly by the cooling tower (= "free cooling") can further reduce the consumtion of district heat as chiller energy during the cooler seasons. Therefore a *combination of methods I and II* can achieve even greater costs savings than method I or II individually in many such cases, even when account is taken of the additional required investment.

Method III allows the heat in the air evacuated from buildings to be recovered, in cases where such redovery is not allready achieved by heat exchange between the evacuated air and entering ventilation air, or such heat exchange could not be achieved for a limited investment. Even in cases when such heat exchange is uneconomic, method III can rarely be justified other than as a supplement to method II, as the investment required to adapt the heating systems to the use of low temperature heat is common to these two methods.

The net cost reduction achievable by these methods is largest in cases of buildings with relatively high colder season cooling power demands.

The reported calculated cost saving achievable by the investigated methods are combined savings for the producer (= district heating company) and consumer of cooling energy. The price charged for cooling energy sold to the consumer determins the subdivision of these cost savings between producer and consumer. Obvioulsly the price charged by the producer must take account of the consumer's alternative production cost for cooling energy.

Göteborg Energi which owns and operates the district heating system in Gothenburgh, has allready exmined the possibility of applying method I to certain projects. This has resulted in orders for two large production plants with absorption chiller using method I. This feature was judged to be necessary to allow the absorption chillers to compete with compression chillers in both cases. In addition a small existing plant has been modified to permit also "free cooling" by method I. Discussions are in progress with a large consumer of cooling energy concerning a plant which would use a combination of methods I and II.

The *conclusion* which can be drawn from the reported analised cases as well as from the above mentioned practical applications is, that the proposed methods are often very important for the viability of the concept of "ready cooling energy" using district heat driven absorption chillers. Each case should, however, be analised individually to judge the applicability and select the most appropriate of the methods or combination of methods discussed.

On can add that *all the methods discribed* strongly reduce the required production of district heat using various fuels (or electricity to drive heat pumps), and therefor *reduce harmful emissions to the environment..*

Key words:
Absorption chillers. Heat redovery from chillers. Free cooling. District heat driven chillers.

1. Bakgrund

Under senare år har problemen som de traditionella kompressordrivna kylmaskinernas freonhaltiga köldmedier skapar för det globala klimatet fått ökad uppmärksamhet.

Ny lagstiftning tvingar fram anskaffning av nya kylmaskiner eller kostsam ombyggnad av befintliga kylmaskiner i många fall samt frekventa dyrbara inspektioner av sådana maskiner. Osäkerhet råder om eventuell fortsatt skärpning av lagstiftning i framtiden med ytterligare konsekvenser för användarna.

I detta läge har ägare av byggnader med kylbehov visat ökat intresse för lösningar där en större producent av kyla tar ansvar för dessa frågor och säljer kyla till dem. I större svenska städer så som Västerås, Stockholm, Solna, Uppsala med flera, med goda förutsättningar att producera kyla centralt till ett lågt pris på grund av befintliga stora värmepumpar eller närheten till ett kallt hav, har fjärrkylsystem byggts och fått en bred anslutning.

Det andra sättet att angripa problemet som introducerades i Sverige 1995 av Göteborg Energi under namnet "Färdig kyla" (Ref. 1) och som nu börjat användas även av Tekniska Verken i Linköping, är att bygga *lokala anläggningar* med kylmaskiner som drivs med fjärrvärme som drivenergi, så kallade absorptionskylmaskiner. Varje anläggning byggs för kylbehovet av en lokal byggnad eller en lokal grupp av byggnader, och ägs och drivs av fjärrvärmeföretaget. Kylan säljs på ungefär samma sätt som nu sker med fjärrvärme. Eftersom de värmedrivna kylmaskinerna har en låg kylfaktor, F, definierad som mängden producerad kylenergi per kWh drivenergi, det vill säga F på 0,7 – 0,75, jämfört med värden på 3–4 uppnåbara för individuella, eldrivna kylmaskiner i praktisk drift, kan konceptet bli lönsamt bara i fall där fjärrvärmeföretaget förfogar över värme med mycket låga rörliga kostnader under den varma årstiden, då merparten av kylenergin förbrukas. Göteborg Energi, Tekniska Verken i Linköping och flera andra svenska fjärrvärmeföretag har dessa förutsättningar eftersom deras sommarvärmebehov helt kan tillgodoses med anläggningar för spillvärmeåtervinning och/eller avfallsförbränning. Dessa anläggningar kan producera ännu mera värme under sommaren och har därför låga marginalkostnader för produktion av absorptionskylmaskinernas drivenergi.

Även hos dessa system svarar dock produktionsenheter med väsentligt högre rörliga produktionskostnader för marginalproduktionen av fjärrvärme under övriga årstider. Detta medför höga drivenergikostnader för absorptionskylmaskiner under vår, höst och vinter, vilket försämrar lönsamheten för "Färdig kyla" för byggnader med påtagliga kylbehov även under dessa tider, t.ex. datamaskinintensiva kontorsbyggnader eller byggnader för industrier med processkylbehov.

Detta FoU-projekt undersöker i vilken utsträckning man skulle kunna *förbättra lönsamheten* för leverans av "Färdig kyla" även till dessa byggnader genom att komplettera produktionsanläggningen på sätt som gör det möjligt att leverera kyla även under de kallare årstiderna för en låg rörlig kostnad.

2. Uppslag som undersöks

Följande uppslag undersöks inom detta FoU-projekt, för att kartlägga möjligheterna att,

I) utnyttja anläggningens stora kyltorn för att *producera så mycket frikyla som möjligt*, t.ex. att

   a) producera hela kylbehovet med frikyla under den kallaste årstiden och,

b) förkyla köldbäraren med frikyla och efterkyla med absorptionskylmaskinen, när uteluftens våttermometertemperatur inte är tillräckligt lågt för att uppnå den önskade sluttemperaturen enbart med frikyla,

II) *utnyttja absorptionskylmaskinens spillvärme för att tillgodose olika lågtemperaturvärmebehov* i byggnaden, t.ex. värmning av ventilationsluften och eventuellt även recirkulationsluften, förvärma tappvarmvatten, m.m.,

III) utnyttja absorptionskylmaskinen som *frånluftsvärmepump*, under tider då den inte är fullt utnyttjad för produktion av kyla,

IV) *Olika kombinationer av dessa uppslag.*

Uppslag I och II är inte nya, när det gäller sätt att komplettera driften av konventionella kompressordrivna kylmaskiner. De speciella möjligheter som finns att klara dessa uppgifter med absorptionskylmaskiner som har stora kyltorn och stora mängder spillvärme men begränsningar i de högsta temperaturerna för kylvattnet från kylmaskinens kondensor har dock inte ännu observerats och behandlats. När FoU-förslaget inlämnades till Fjärrvärmeföreningen, hade t.ex. ingen av möjligheterna I, II eller III tillämpats eller troligen föreslagits för något projekt för Färdig kyla med absorptionskylmaskiner i Sverige.

3. Metodik

I efterföljande avsnitt diskuteras först förutsättningarna för tillämpning av dessa uppslag, nämligen

* uppmätta eller beräknade *kyllastprofiler* för olika slags byggnader,

* viktiga parametrar för *drivenergiproduktionskällan*, fjärrvärme, t.ex. typiska marginalkostnader för fjärrvärmeproduktion under olika årstider, fjärrvärmens framledningstemperatur, som funktion av utelufttemperaturen för några aktuella fjärrvärmesystem, och möjligheten att anpassa framledningstemperaturen till absorptionskylmaskinernas egenskaper i vissa kritiska skeden,

* de relevanta egenskaperna för *systemets huvudkomponenter*, absorptionskylmaskiner och kyltorn.

Därefter diskuteras var och en av de fyra uppslagen i tur och ordning först principiellt, och sedan med fallstudier för olika typer av byggnader.

Slutligen dras så generella slutsatser som möjligt om uppslagens tillämpbarhet för olika slags byggnader och fjärrvärmesystem och deras inverkan på konkurrenskraften för Färdig kyla.

4. Allmänna förutsättningar för uppslagens lönsamhet

4.1 Kyllastprofiler för olika typer av byggnader och olika köldbärartemperaturkrav

4.1.1 Kyllastprofiler för ett antal undersökta byggnader

En viktig faktor för bedömning av uppslagens ekonomiska bärkraft är *kundernas lastprofiler*, till exempel fördelningen av kylbehovet på olika årstider, kylbehovets var-

aktighet [= (årsbehovet för kylenergi) / (högsta efterfrågade kyleffekt)] och den högsta kyleffekten per m^2 lokalyta.

För fjärrkylsystemet i Västerås uppmättes kyllastprofilerna för olika konsumenter av kyla under driftåret 1993–94 (Ref. 3) och i en senare etapp för driftåret 1995 (Ref. 4). Uppmätta resultat för 1993–94 framgår av Figur 1, 2 och 3 samt av Tabell 1.

En slutsats av denna undersökning och andra tidigare undersökningar blev att komfortkyla vanligtvis har en varaktighet på 800–900 timmar per år (se figur 1) och förekommer i huvudsak under fyra sommarmånader vid utetemperaturer på över 11 °C.

Den till antal och sammanlagd effekt största konsumentgrupp för kyla på de flesta fjärrkylsystem utgörs av större kontorsbyggnader. Deras kylbehov består av komfortkyla ofta kompletterad med en låg åretruntkyllast (så kallad baskyllast) för datorkyla som höjer den sammanlagda utnyttjningstiden. För centrala Stockholm, till exempel, där större kontorsbyggnader svarar för huvuddelen av kyllasten beräknas kylbehovets varaktighet för det totala systemet vara ca 1100 timmar per år. Samma varaktighet får man om man kompletterar ett komfortkylbehov med varaktighet 850 timmar per år med ett kontinuerligt baskyleffektbehov på 4 % av det högsta sommarkyleffektbehovet.

Undersökningen från Västerås visade att flera kundkategorier har betydligt högre varaktighet för kylbehovet än de vanligaste kontorsbyggnader, t.ex. på 2000–3000 timmar/år, se Tabell 1 samt Figur 2 och 3. Till dessa kategorier hör kontor för banker m.m. med en hög andel datakyla, och byggnader med en sammansättning av olika typer av verksamheter, t.ex. kontor, restauranger, hotell och affärer i samma byggnad. Stormarknader för matvaror har ofta höga utnyttjningstider på grund av behovet av åretruntkyla för bortkylning av värme från kondensorerna av deras kyldiskar. Visserligen kan det sistnämnda kylbehovet klaras med luftkylare eller kyltorn, och har därför ett lägre "alternativpris" än den primära kylan.

Figur 4 och 5 visar beräknade kyllastprofiler som två stora konsumenter av kyla i Göteborg, H och I, beräknat för sina behov, den ena med viss andel processkylbehov, den andra en industri som behöver i huvudsak processkyla året runt med undantag av veckoslutshelger och vissa övriga helger då fabriken är stängd. Den första av dessa konsumenter (= konsument H), har redan kompressorkylmaskiner som klarar kylbehovet nu, men önskar att byta ut ca hälften av dessa som använder miljöovänliga köldmedier mot ett miljövänligt alternativ, t.ex. Färdig kyla med absorptionskylmaskiner plus frikyla. Det genomsnittliga baskylbehovet för konsumenter H och I beräknas uppgå till ca 25 % respektive 67 % av det lägsta sommarkyleffektbehovet.

Sammanfattningsvis kan konstateras att merparten av konsumenterna av kyla förbrukar 20–25 % av kylenergin under vår, höst och vinter, då drivenergikostnaden för absorptionskylmaskinerna är mycket hög, och vissa konsumenter mer än hälften av kylenergin under dessa tider. Detta visar att det är viktigt i många fall att komplettera produktionen av kyla från fjärrvärmedrivna absorptionskylmaskiner på sätt som kan reducera drivenergikostnaden under dessa tider.

4.1.2 Temperaturer för köldbärarkretsen

De flesta av dagens konsumenter av kyla tillämpar en framledningstemperatur för köldbäraren på T_f = ca 6 °C och en returledningstemperatur på T_r = ca 12 °C.

Utvärderingen av fjärrkylsystemet för Västerås har dock visat att konsumenterna kan förmås att tillämpa högre returledningstemperaturer på exempelvis ca 16 °C, genom ekonomiska incitament i avgiften för kyla. För fjärrkylsystem är en höjning av köldbärarens returledningstemperatur en fördel, därför att detta medger användning av

klenare och därför billigare ledningar i distributionssystemet och en mindre stor ackumulator. Även lokala system för Färdig kyla som utnyttjar uppslag I tjänar på en höjning av returledningstemperaturen, eftersom detta ökar andelen frikyla som kan produceras under mellanårstiden, då frikyla förkyler köldbärarens returledningsvatten.

Många konsumenter av kyla accepterar även att köldbärarens framledningstemperatur höjs något under den kalla årstiden då kyleffektbehovet är förhållandevis låg, t.ex. till ca 8 °C. Även detta är till fördel för tillämpningen av uppslag I för Färdig kyla, eftersom det medger att man klarar produktionen av hela kyleffektbehovet med frikyla även vid något högre utetemperatur än vad som skulle vara fallet med 6 °C framledningstemperatur för köldbäraren. Dessutom ökar den högsta kyleffekt som en given absorptionskylmaskin kan producera med ca 4 % per °C höjning av köldbärarens framledningstemperatur vid givet köldbärarflöde, varför det finns anledning att försöka förmå konsumenten att acceptera ett något högre värde för T_f än 6 °C vid låga uteluftstemperaturer.

4.2 Fjärrvärme som drivenergi för absorptionskylmaskiner

4.2.1 Den rörliga marginalkostnaden för fjärrvärmeproduktion under olika årstider

Som tidigare nämnts, är Färdig kyla med fjärrvärmedrivna absorptionskylmaskiner ekonomiskt intressant bara för fjärrvärmesystem som disponerar överskott på spillvärme eller avfallsförbränningsvärme under sommaren. Göteborg Energi köper t.ex. spillvärme från raffinaderier och avfallsförbränningsvärme från ett företag ägt av flera kommuner och skulle kunna köpa ännu mera under sommaren. Tekniska Verken i Linköping äger ett avfallsförbränningsverk som får betalt för de sopor som förbränns, och därför producerar mera värme än fjärrvärmesystemet kan förbruka under sommaren, varför marginalproduktionskostnaden för fjärrvärme är noll sommartid. I fall dessa typer av produktionsanläggningar ägs av andra företag kan fjärrvärmeföretaget dock få betala något högre energipriser under sommaren än de verkliga rörliga marginalkostnaderna.

Även i dessa fall ger det faktum att produktion av Färdig kyla bara kan bli lönsamt med låga energipriser, samt det faktum att ägaren av dessa verk inte har någon annan avsättning för överskottet, fjärrvärmeföretaget goda förhandlingsmöjligheter för *rabatterade sommarpriser* för denna speciella tillämpning, t.ex. ca 15–30 kr/MWh. Med en genomsnittlig kylfaktor på 0,72 under sommaren, motsvarar detta drivenergikostnader på bara 21–42 kr/MWh kyla under 4–5 sommarmånader.

Vår och höst och under den varmare delen av vintern, svarar värmepumpar, hetvattenpannor som eldas med flis eller kraftvärmeverk för marginalproduktionen av fjärrvärme för de flesta fjärrvärmeföretag. Deras rörliga marginalkostnader för värmeproduktion uppgår i de flesta fall till belopp mellan ca 100 och 130 kr/MWh värme, eller motsvarande ca 130–180 kr/MWh kyla med en genomsnittlig kylfaktor på ca 0,74 som är aktuell för absorptionskylmaskiner vid de genomsnittliga lastförhållanden som råder under dessa tider. Detta är mycket högre än ovannämnda typiska drivenergipriser under sommaren på 0–42 kr/MWh kyla.

Under vinterns kallaste period, svarar ofta hetvattenpannor som eldas med olja eller naturgas för marginalproduktionen, med ännu högre rörliga marginalkostnader som följd, även när man beaktar att en del av denna produktion krediteras en skatterabatt på grund av fjärrvärmeleveranser till industrin och redovisad förbrukning av fossila bränslen.

Diskussionen visar att kylbehovet under vår, sommar och höst kan medföra en stor extrakostnad för absorptionskylmaskiners drivenergi även när de producerar kyla för

konsumenter med en relativt låg andel kylenergibehov under dessa årstider, och en helt avgörande höjning av kostnaden vid produktion av kyla för kunder med höga kylenergibehov under dessa tider, så som vissa typer av konsumenter som nämnts i avsnitt 4.1. Detta visar *hur viktigt det kan vara att få fram systemkompletteringar som reducerar användningen av drivenergi eller reducerar drivenergins kostnad under dessa årstider.*

4.2.2 Betydelsen av fjärrvärmevattnets temperatur

De vanligaste typerna av absorptionskylmaskinerna, så kallade enstegsmaskiner ("single effect absorption chillers") av litiumbromid typ, utvecklades från början för drift med lågtrycksånga vid ca 200 kPa tryck, motsvarande ca 120 °C mättningstemperatur, för de traditionella Nordamerikanska fjärrvärmesystemen, där värmen distribueras med lågtrycksånga. Maskinerna har sedan dess även adapterats så att svagt modifierade varianter kan drivas med hetvatten i stället för ånga, bland annat på grund av ett vaknande intresse från ägare av europeiska fjärrvärmeföretag som använder hetvatten som distributionsmedium. Dessa maskiner ger dock största effekt från en given maskin vid en hög vatteninlopps- och utloppstemperatur. Exempelvis medför en höjning av hetvatteninloppstemperaturen från det vanliga sommarvärdet för svenska fjärrvärmesystem 80 °C, till 110 °C, vid en temperatursänkning i maskinens förångare med 10 °C, ungefär en fördubbling av den högsta kyleffekten en given maskin kan prestera vid given kylvattentemperatur, sålunda cirka en halvering av anskaffningskostnaden för maskinen per kW. Därför tillämpas vanligtvis en höjning av framledningstemperaturen under sommarens hetaste dygn då kyleffektbehovet för normalkunden är högst, exempelvis en "glidande framledningstemperatur" som funktion av utetemperaturen, T_u, inom intervallet T_u = 19 °C och den högsta dimensionerande värde för T_u. Vid detta högsta dimensionerande värde på T_u kan t.ex. framledningstemperaturen ofta tillåtas glida till 110 °C. I vissa fjärrvärmesystem där spillvärmeproduktionsanläggningar som svarar för sommarproduktionsöverskottet på billig fjärrvärme inte klarar en så hög framledningstemperatur, tillämpas ett lägre värde för denna högsta framledningstemperatur, t.ex. 90 °C, för Göteborg.

En höjning av fjärrvärmevattnets framledningstemperatur T_{ff}, gör det även möjligt att höja den högsta temperatur till vilken kondensorns kylvatten kan värmas, och förbättrar sålunda möjligheten att utnyttja spillvärmen för lågtemperaturvärmebehov. Detta har betydelse under vintern då såväl T_{ff} som värmeeffektbehovet är höga.

4.3 Systemets huvudkomponenter

4.3.1 Absorptionskylmaskiner

Absorptionskylmaskiner marknadsförs i Sverige främst av de svenska representanterna eller filialerna av de amerikanska storföretagen York International och Carriers. Även japanska och europeiska leverantörer t.ex. franska Entropie och japanska Sanio börjar dock att visa ett intresse för den svenska marknaden. De uppgifter om maskinernas prestanda som citeras i avsnitt fyra är hämtade från kataloger eller offerter från de ovan specifikt nämnda amerikanska företagen som visar en betydande grad av samstämmighet angående inverkan av t.ex. variation av fjärrvärmevattnets och köldbärarens temperaturer på den högsta kyleffekten som en given kylmaskin kan producera, och inverkan av dellasten och temperaturer på köldfaktorn. Även prestandakurvorna i det tyska föredraget, Ref. 2, stämmer bra överens med dessa uppgifter. Däremot har uppgifterna om inverkan av fjärrvärmevattnets framledningstemperatur på den högsta temperatur till vilken kondensorkylvattnet kan värmas lämnats bara av en leverantör, Carrier.

Sammanfattningsvis kan följande konstateras när det gäller *inverkan av olika parametrar på den högsta kyleffekten* som en given absorptionskylmaskin kan producera vid i övrigt oförändrade förutsättningar:

a) En *höjning av hetvattnets inloppstemperatur höjer den högsta producerbara kyleffekten med 2–3 % per °C temperaturhöjning* vid givna vattenflöden för fjärrvärmevattnet och kylvattnet och givna köldbärartemperaturer och kylvatteninloppstemperatur. Som tidigare nämnts motiverar detta att fjärrvärmevattnets inloppstemperatur höjs under de varmaste sommardygnen då kyleffektbehovet är högt. Även hetvattnets utloppstemperatur har stor betydelse, varför *hetvattnets temperaturfall starkt bör begränsas*, t.ex. till ca 10 °C.

b) En *sänkning av kylvattnets inloppstemperatur till kondensorn höjer den högsta producerbara kyleffekten med 5–6 % per °C temperatursänkning*, vid givna vattenflöden för fjärrvärmevattnet och kylvattnet samt givna köldbärartemperaturer och hetvatteninloppstemperatur. Även kylvattenflödet har stor betydelse varför man bör begränsa kylvattnets temperaturhöjning till 6–8 °C vid DIM, men även bör beakta inverkan på pumpenergikostnaden i en optimering. Vid lägre effektkrav, t.ex. under vinter, vår och höst, kan man därför tillåta och uppnå högre kylvattentemperaturer, t.ex. utloppstemperaturer på 35–42 °C för olika fjärrvärmeframledningstemperaturer under de kallare årstiderna. Dessa värden är tillräckligt höga för att spillvärmen skall kunna tillgodose lågtemperaturvärmebehov för t.ex. byggnader som värms med varmluftsystem, m.m.

c) En höjning av köldbärarens inloppstemperatur för givna vattenflöden för fjärrvärmevattnet, kylvattnet och köldbäraren och given inloppstemperatur för hetvattnet och kylvattnet, höjer den högsta uppnåbara kyleffekten med ca 4 % per °C temperaturhöjning, så som tidigare nämnts. Av bl.a. detta skäl, bör man försöka förmå konsumenterna att acceptera något högre köldbärartemperaturer än de normala värdena, 6 °C och 12 °C fram- respektive returledningstemperatur. När det gäller *kylfaktorn, F*, uppgår värdena vid fullast och typiska dimensionerande utetemperaturer till ca 0,71 vid full last och höga utelufttemperaturer, för att stiga till ca 0,75 vid ca 30 % dellast och lägre ute- och kylvattentemperaturer.

   Det bör dock nämnas att den standardreglerutrustning som erbjuds av några leverantörer begränsar driftvariationsmöjligheten, t.ex. i ett fall tvingar fram att absorptionskylmaskinen drivs med konstanta vattenflöden i kondensorn och förångaren vilket ger onödig hög pumpeffekt vid låga kyleffekter. Även möjligheten att anpassa kondensorvattnets utloppstemperatur till önskemål om spillvärmeutnyttjning under de kallare årstiderna begränsas i något fall av standardutrustningen. Det finns dock möjlighet i sådana fall att komplettera reglerutrustningen och reglerprogrammen, i samarbete med kompetenta reglerföretag, så att den önskvärda flexibiliteten i driften uppnås.

4.3.2 Kyltornet

Bilaga I beskriver i korthet klassisk kyltornsteori och de kyltornsprestandaberäkningsmetoder som använts för detta projekt.

Allmänt kan sägas att ett oändligt stort kyltorn skulle kunna kyla ett kylvattenflöde till atmosfärsluftens våttermometertemperatur, T_{uv}. Kyltorn av praktisk storlek behöver däremot vissa temperaturskillnader mellan vattnet och T_{uv} som funktion av den effekt som skall kylas bort i förhållande till kyltornsstorleken, S, definierad i bilaga I. Dessa temperaturskillnader kan beräknas med de i bilaga I beskrivna metoderna.

Samoptimeringsproblemet för kyltornet och kylmaskinen som leder till valet av den för uppgiften optimala kyltornsstorleken beskrivs i avsnitt 5.2.

5. Utvärdering av uppslag I: Produktion av största möjliga andel frikyla med anläggningens kyltorn

5.1 Föreslagna principschemor och driftsätt

Figur 6.1 och 6.2 visar ett principschema som kan användas för en anläggning med en absorptionskylmaskin eller flera parallella maskiner och ett kyltorn bestående av lägst två moduler, när man önskar producera en mycket hög andel frikyla med kyltornet. Anläggningen kan drivas på följande tre principiella sätt:

a) Under *sommarens varma del*, då den rörliga kostnaden för absorptionskylmaskinens drivenergi är mycket lågt, och uteluftens våttermometertemperatur är för hög för att kunna producera frikyla, produceras all kyla med absorptionskylmaskinen. Kyltornets uppgift är att kyla bort spillvärmeeffekten, som består dels av drivenergin, dels av värmen som kyls bort från byggnaden. Flödesriktningarna visas av de vita pilarna i Figur 6.1.

b) Under *vintern*, då uteluftens våttermometertemperatur är tillräckligt låg för att kunna kyla köldbäraren till önskad framledningstemperatur, T_f, med enbart frikyla, produceras all kyla med frikyla från kyltornet. Den på schemat visade mellanvärmeväxlaren används för att överföra värme mellan det syrasatta vattnet i kyltornskretsen och köldbäraren. Flödesriktningarna visas av de svarta pilarna i Figur 6.1.

c) Under *mellanårstiderna*, då T_{uv} inte är tillräckligt lågt för att helt klara uppgift b), men är minst ett par grader lägre än köldbärarens returledningstemperatur, förkyls köldbärarens returledningsvatten med kyltornet och mellanvärmeväxlaren, se de vita pilarna i Figur 6.2, varefter det efterkyls till önskad sluttemperatur, T_f, med kylmaskinen, se de svarta pilarna i Figur 6.2. En av kyltornsmodulerna används då för att producera frikyla och det andra för att kyla bort kylmaskinens spillvärme.

Samma princip kan även användas för stora anläggningar med fler än två kyltornsmoduler och flera parallellkopplade kylmaskiner. Vid driftsätt a) och b) drivs då alla kyltornsmoduler parallellt, som i Figur 6.1. Vid driftsätt c) räcker det vanligtvis om en enda kyltornsmodul används för att kyla bort kylmaskinernas spillvärme vid relativt hög kylvattentemperatur, så att alla de övriga kan användas för att producera så hög frikyleffekt som möjligt för förvärmning av köldbäraren.

För en liten anläggning med bara en enda kyltornsmodul kan man använda principschemat Figur 7.1 och 7.2 för driftsätt a) och b) respektive driftsätt c). Vid tillämpning av driftsätt c) kräver dock detta schema noggrann reglering för att undvika att man vid låga utetemperaturer riskerar att nå kristaliseringstemperaturen för saltlösningen i absorptionskylmaskinen.

Det är en fördel om man kan välja ett kyltorn med ett vattenfördelningssystem som medger att man fritt kan variera vattenflödet för varje modul inom vida gränser för att få optimala driftförhållanden vid vitt skilda driftsätt, a), b) och c) och olika kyleffektkrav.

5.2 Kyltornets dimensionering för högsta sommarkyleffektbehov

Anläggningens kyltorn dimensioneras lämpligen för att kunna kyla bort spillvärmeeffekten, P_{tM}, som inträffar när kylmaskinen levererar den högsta önskade kyleffekten, P_M, vid den dimensionerande utelufttemperaturen T_{uM}, och motsvarande våttermometertemperatur, T_{uvM}.

Effekten som kyltornet måste kunna kyla bort vid dessa uteluftförhållanden uppgår sålunda till,

$$P_{tM} = P_M (1 + F)/F \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

där F = kylmaskinens kylfaktor, som vanligtvis har ett värde på ca 0,71 vid dessa förhållanden. Detta ger
P_{tM} = ca 2,41 P_M vid F = 0,71.

Som framgår av detta uttryck är kyltornets dimensionerande effekt nästan två gånger så högt som den av en kylare eller ett kyltorn som betjänar en kompressorkylmaskin för samma högsta kyleffekt, P_M. Detta är till fördel när det gäller förmågan att producera stora mängder frikyla.

I Göteborg förekommer utelufttemperaturer högre än 25 °C sällan, särskilt vid en relativ luftfuktighet högre än 50 %. Därför accepterar de flesta konsumenter av kyla en dimensionerande utetemperatur på T_{uM} = 25 °C vid 50 % relativ luftfuktighet, som motsvarar en dimensionerande våttermometertemperatur på T_{uvM} = 18 °C.

Kyltornet dimensioneras vanligtvis för att vid detta värde på T_{uvM} och maximal spillvärmeeffekt, P_{sM}, kunna kyla kondensorns kylvatten till 24–27 °C, vilket ger en tillräckligt stor temperaturskillnad mellan kondensorvattnets temperatur och T_{uvM}, för att klara uppgiften med ett kyltorn av rimlig storlek. Den exakta storleken på kyltornet och sålunda den kondensorkylvatteninloppstemperatur som kan uppnås vid detta driftfall beräknas dock genom en *samoptimering* av storlekarna för kyltornet och kylmaskinen. Eftersom en sänkning i kondensorns kylvattentemperatur ökar den högsta producerbara kyleffekt för en given kylmaskin med 5–6 %, medger valet av ett större, dyrare kyltorn att man kan välja en mindre och därför billigare kylmaskin. Därför erfordras *samoptimering*.

I ett klimat med högre dimensionerande utetemperaturer än den som gäller vanligtvis i Göteborg, leder denna samoptimering även till att något högre dimensionerande kondensorkylvatteninloppstemperaturer (= dimensionerande kyltornsvattenutloppstemperaturer) väljs än vad som är fallet för Göteborg.

I samoptimeringen bör man även beakta att ett stort kyltorn kan producera mera frikyla än ett litet kyltorn, vilket påverkar de rörliga kostnaderna för kylenergiproduktionen under året.

När man preliminärt bestämt den optimala kyltornsstorleken och de kylvattentemperaturer den klarar vid den dimensionerande kyleffekten, P_M, och våttermometertemperatur, T_{uvM}, ger man information om P_M, T_{uvM} och önskade kyltornsvatteninloppsoch utloppstemperaturer för det dimensionerande driftfallet till olika kyltornsleverantörer och inhämtar prisuppgifter för modeller som klarar denna specifikation samt tillåten ljudnivå för den valda förläggningsplatsen. Har man sedan definitivt valt kyltorn på basis av de priser man fått, kan man från storleken som motsvarar de specificerade prestanda vid DIM bestämma dess prestanda vid andra driftförutsättningar (t.ex. vid

produktion av frikyla), genom att använda den formel som beskrivs i bilaga I, eller genom att inhämta prestandauppgifter för driftfallet från kyltornsleverantören. Den väldokumenterade formeln i bilaga I av denna rapport har utnyttjats vid beräkningarna för detta FoU-projekt.

5.3 Kostnadsbesparingar som uppslag I beräknas ge som funktion av kyllastprofilens baslastandel

5.3.1 Beräkningsförutsättningar för denna parameterstudie

De kyllastprofiler för olika slags byggnader som illustreras i Figur 1, 3 och 5 visar att kyllasten ofta består av en lastandel som beror på komfortkylbehovet och en "baskyllast" för datakyla och/eller processkyla, samt i vissa fall även kylning av kyldiskars kondensorer.

Komfortkyleffektbehovet förekommer bara under årets varmaste 2300–3000 timmar (se Figur 1) och varierar kraftigt med utetemperaturen under denna tid, vilket ger en varaktighet på 800–900 timmar/år. För olika byggnader kan baskyleffektbehovet uppgå till värden mellan 0 % och ca 70 % av det högsta totala kyleffektbehovet, beroende på den verksamhet som bedrivs i byggnaden, vilket framgår av kurvorna i Figur 3 och 5.

För att belysa hur stor andel av absorptionskylmaskinernas drivenergibehov som kan ersättas med frikyla för olika kyllastprofiler, och vilken inverkan detta har på produktionskostnaden för kyla, har en parameterstudie genomförts, vars resultat redovisas i Tabell 2 och Figur 8. Kyllasten har antagits bestå dels av en komfortkyllast med en kyllastprofil motsvarande den som uppmättes i studien för Västerås (Ref. 3), se den heldragna kurvan i Figur 1, med en varaktighet på 850 timmar per år, dels en baskyllast för processkyla, datakyla m.m. som antagits vara konstant under året för varje beräkningsfall. Olika redovisade fall 1–4 (= kolumn 1–4) motsvarar olika storlekar på kvoten (baskyleffekt/högsta totaleffekt, P_M), nämligen 1,0, 0,67, 0,25 och 0,04 för fall 1, 2, 3 och 4. Därigenom representerar dessa fall olika kyllastprofiler. Baslastandelen 0,67 (det vill säga 67 % av P_M) motsvarar t.ex. kyllastprofilen för industri I i Göteborg (se Figur 3, kurva I), och baslastandelen 0,25 ungefär kyllastprofilen för företag H i Göteborg eller för Gallerian i Västerås (se Figur 5 respektive Figur 3). Baslastandelen 0,04 motsvarar ungefär genomsnittsvärdet för fjärrkylsystemet i Stockholm, enligt preliminär information.

De verkliga lastprofilerna, redovisade i Figur 3 och 5, visar visserligen att antagandet i Tabell 2 att baslastkylandelen är konstant under året inte stämmer helt med verkligheten – den brukar vara något högre under vintern än under sommaren – men antagandet har gjorts för att få ett enkelt definierbart referensfall. Betydelsen av praktiska avsteg från detta antagandet är mycket begränsat enligt kontrollberäkningar kommenterade i avsnitt 5.4. I avsnitt 5.4 kommenteras även betydelsen av andra avsteg från förhållandena som antagits för Tabell 2 som kan förekomma i olika praktikfall.

Beräkningarna är utförda för klimatdata för Göteborg, som illustreras av varaktighetskurvorna för utetemperaturer, T_u, och den våta termometerns temperatur, T_{uv}, i Figur 9. Kurvorna är baserade på SMHIs statistik, 1961–90, för temperaturerna under dagtid, då vanligtvis de högsta kyleffektbehoven inträffar. Beaktas även temperaturdata för nattetid, erhålls något lägre genomsnittsvärden för T_u och T_{uv} för varje årstid och sålunda något högre beräknad produktion av frikyla. Dock bortsågs från denna skillnad, för att erhålla en lämplig reglermarginal och säkerhetsmarginal för de beräkningsresultat som redovisas i rapporten.

Dessutom antages de i Tabell 2 punkt 4 visade rörliga marginalkostnader för fjärrvärme under olika årstider. De värden som tillämpats i parameterstudien motsvarar en fjärrvärmeproduktion med följande marginalkostnader:

- sommarfallet 15 kr/mWh baserad på överskottsspillvärme från spillvärme och avfallsförbränning,
- vinterfallet 150 kr/MWh baserad på olja- och gaspannor där fjärrvärme levererad till industri industribeskattas,
- övrig tid 115 kr/MWh som är ett representativt värde för värmepumpar, kraftvärme och fliseldade hetvattenpannor.

Beräkningarna i Tabell 2 har utförts för en byggnad med högsta kyllast, P_M, på 4000 kW (motsvarande t.ex. värdet för industri I i Göteborg), och ett kyltorn av en storlek valt med hänsyn enbart till en minimering av anskaffningskostnaden för kyltornet och absorptionskylmaskinerna sammanlagt, och sålunda utan hänsyn till det faktum att ett större kyltorn än detta skulle öka mängden frikyla som kan produceras. Det består av fyra moduler. Kyltornets dimensionering och prestanda beskrivs i bilaga I.

5.3.2 Beräknad produktion av frikyla och uppnådd reduktion i de rörliga produktionskostnaderna

Punkt 12b i Tabell 2 visar att kyltornet förmår att ensamt klara hela kyleffektbehovet med frikyla under de kallaste 30,5 % – 56 % av året för fall 1–4. [30,5 % för fall 1 där det höga baskyleffektbehovet medför att de erfordras en lägre våttermometertemperatur, T_{uv}, för denna uppgift än för övriga fall, 56 % för fall 4 på grund av dess låga baskyleffektbehov (4 %)]. På motsvarande sätt visar punkt 12c andelen av året (54,5 % – 29 %) då kombinerad drift med frikyla plus kylmaskiner är möjligt och fördelaktigt. Den totala produktionen av frikyla genom dessa två driftsätt uppgår till 5080 – 313 kWh/år per kW av det högsta kyleffektbehovet, P_M för ovannämnda fall. (Se punkt 13d, fall 1–4). De vita fälten i Figur 10 illustrerar frikylans produktionsbidrag för fall 3 under olika årstider.

Minskningen i fjärrvärmeföretagets rörliga produktionskostnad för absorptionskylmaskinernas drivenergi på grund av ovannämnda produktion av frikyla uppgår till 814 – 41 kr/kW_M.år, se punkt 15d). Därutöver minskar produktionen av frikyla mängden vatten som avdunstar i kyltornet (eftersom man slipper kyla bort kylmaskinernas drivenergi i motsvarande grad) och sålunda kostnaden för ersättningsvatten och utsläpp till avlopp, samt mängden el som förbrukas av pumpar och kyltornsfläktar. Beaktas även dessa driftkostnadsreduktioner vid ett antaget medelpris för el på 500 kr/MWh, inklusive nätavgifter, elskatt m.m., men exklusive moms, så blir den sammanlagda minskningen i driftkostnaden för produktionen av kyla för fall 1 t.o.m. 4, 890 – 44 kr/år per kW_M (punkt 17).

5.3.3 Erforderlig investering och dess återbetalningstid

Eftersom kyltornets storlek ej valts större för denna parameterstudie än det som hade valts även utan önskemål om produktionen av frikyla, består tilläggsinvesteringen för att möjliggöra produktionen av kyla enbart av kostnaden för mellanvärmeväxlaren, anslutningsrör, ventiler och två extra pumpar för kyltornskretsen. Även reglersystemet blir något mera komplicerat och därför något dyrare. Värmeväxlaren har i samtliga fall dimensionerats så att den kan överföra hela baskyllasteffekten med en logaritmisk medeltemperaturskillnad på bara 1 °C mellan kyltornsvattnet och köldbäraren. För fall 1 t.ex. medför detta en kostnad för värmeväxlaren på ca 500 kkr enligt erhållet budget-

pris (överförd effekt, 4000 kW), och kostnaden för övriga ovannämnda poster har beräknats till ca 700 kkr, så att den totala tillkommande investeringskostnaden beräknas uppgå till ca 1,2 Mkr, motsvarande 300 kr/kW baskyllast, men även 300 kr/kW av P_M. För övriga fall medför den lägre baskyllasten att det specifika investeringsbehovet per kW överförd baskyleffekt ökar, däremot att det totala investeringsbehovet per kW av P_M givetvis minskar, se punkt 18a, t.ex. till bara 32 kr/kW$_M$ för fall 4 med bara 4 % baskyllast.

Detta innebär att den "raka återbetalningstiden" = (investeringsbehovet)/(reduktionen i produktionsdriftkostnaden per år) uppgår till bara ca 0,4 – 0,8 driftår. Beräkningen visar sålunda att *investeringen är klart motiverad.*

Beaktas kapitalkostnaden som tilläggsinvesteringen medför vid 10 års amortering och 6 % realränta, blir *nettominskningen i produktionskostnaden* på grund av systemkompletteringen 849 – 39 kr/år per kW av P_M, (se punkt 21a), motsvarande ca 3,4 – 0,16 Mkr/år vid P_M = 4000 kW. Det rör sig sålunda om *stora nettobesparingar.* Uttryckt per kWh total kylenergiproduktion, blir den beräknade nettobesparingen 80 – 90 kr per MWh kyla för fall 1–3, och ca 31 kr/MWh för fall 4, där baslasten bara svarar för en liten del av det totala årsenergibehovet för kyla (punkt 15e).

Nettobesparing i kr/år per kW av P_M visas även som Kurva 1b i Figur 8, och nettobesparingen per MWh årskylenergibehov som Kurva 2, i båda fall som funktion av andelen baskyllast. Uttryckt *per kW baskyllast,* uppgår den beräknade nettobesparingen till belopp mellan 849 kr/kW.år (fall 1) och 996 kr/kW.år (fall 3), se kurva 3, Figur 8 eller punkt 21b, Tabell 2.

Det bör tilläggas att dessa kostnadsreduktioner gäller jämfört med ett system med absorptionskylmaskiner utan produktion av frikyla. I verkligheten blir dock absorptionskylmaskiner inte konkurrenskraftiga med kompressorkylmaskiner utan frikyla (eller annan åtgärd med motsvarande verkan), när baskyllastbehovet är högt, varför kompletteringen med frikyla (eller annan motsvarande åtgärd, se avsnitt 6 och 7) är en nödvändig (och vanligtvis tillräcklig) förutsättning för att absorptionskylmaskiner överhuvudtaget skall kunna bli konkurrenskraftiga för kyllaster med hög baskyllastandel.

Parameterstudien tyder sålunda på att *uppslag I utgör en mycket god lösning till problemet som beskrivs i rapportens inledning, avsnitt 1.*

5.4 Inverkan av andra parametrar än andelen baskyllast på uppslagets lönsamhet

Tabell 3 visar *känsligheten* i den beräknade nettokostnadsreduktionen som uppslag I beräknas ge för variationer i ett antal parametrar.

Givetvis har den *rörliga produktionskostnaden för fjärrvärme* under vår, höst och vinter betydelse. En minskning med t.ex. 10 % av alla dessa kostnader reducerar den beräknade kostnadsreduktionen som uppslag I ger med totalt nästan lika många procent (se Tabell 3, punkt 1c).

Som nämnts i avsnitt 5.3 stämmer antagandet i parameterstudien för Tabell 2 och Figur 8, att *"baslasten"* för processkyla, datakyla och kondenskyla är *konstant* under året inte helt med verkligheten. Så som de uppmätta lastprofilerna i Figur 3 visar, är kyleffektbehovet för de ca 5900 varmaste timmarna av året då inget komfortkylbehov vanligtvis förekommer i genomsnitt ca 38 % högre under den varmaste delen av denna period än

medelvärdet och under dess kallaste del ca 38 % lägre än medelvärdet, även om dessa avvikelser varierar något för olika byggnader. En kontrollberäkning har visat att ovannämnda typiska variationer i baskyllasten minskar den beräknade kostnadsreduktionen för uppslag I med 7 – 12 % i förhållandet till värdet enligt Figur 8 och ett baskylbehov i denna figur som motsvarar medelvärdet av det verkliga kyleffektbehovet under ovannämnda ca 5900 varmaste timmarna. Anledningen till denna minskning är dels prisskillnaden i drivenergi per kWh mellan olika årstider, dels skillnader i den frikyleffekt som kan produceras under olika årstider.

För *högsta kyleffektbehov, P_M, som är lägre än värdet 4000 kW* för beräkningarna i Tabell 2, används vanligtvis ett mindre antal kyltornsmoduler än de 4 modulerna antagna för Tabell 2, och detta leder till något lägre produktion av frikyla med kombinerad drift (= förkylning med frikyla och efterkylning av med kylmaskin). Dessutom medför ett lägre kyleffektbehov något högre specifika investeringskostnader för den tillkommande utrustningen. En minskning av värdet P_M = 4000 kW till 2000 kW reducerar exempelvis den beräknade totala nettokostnadsreduktionen p.g.a. uppslag I med ca 8–11 % av ovannämnda skäl.

Som tidigare nämnts valdes en *kyltornsstorlek* för parameterstudien som är optimerad för lägsta anskaffningskostnad av kyltorn plus kylmaskiner i fall där man inte ställer höga ljudkrav på kyltornet som kräver särskilda, kostnadskrävande ljuddämpningsanordningar. Beaktar man även de kostnadsreduktioner som produktionen av frikyla kan ge, finner man att ett något större kyltorn ger lägsta produktionskostnad. Detta större kyltorn ökar den kostnadsreduktion som uppslag I ger med några procent.

Kostnadsreduktionerna p.g.a. uppslag I som visas i Figur 8 är beräknade för system där baskyllastbehovet föreligger under årets samtliga dygn. I vissa fall, t.ex. för industri I i Göteborg, är *produktionsprocessen avstängd under veckohelger och vissa övriga semesterperioder under sommar och vinter*. Detta innebär att den beräknade kostnadsreduktionen som visas i Figur 8, kurva 1b bör multipliceras med (antalet driftdygn under vår, höst och vinter)/(totala antalet dygn under samma årstider). Däremot ger kurva 2 i Figur 8 som uttrycker kostnadsreduktionen i kr per MWh kyla producerad under året ungefär rätt resultat i dessa fall även utan korrektion, eftersom avställningsdygnen även påverkar det totala årsbehovet för kyla.

Sammanfattningsvis kan sägas att man i praktiska fall kan få förhållanden som leder till något lägre eller något högre kostnadsreduktion för uppslag I än de som beräknats i parameterstudien och sammanfattats i Figur 8. Vanligtvis rör det sig dock om *bara små avsteg från de i Figur 8 visade kostnadsreduktionerna, som inte påverkar slutsatsen att uppslag I är mycket lönsamt i fall där baslasten uppgår till några procent av det högsta kyleffektbehovet eller mera. Besparingen som uppnås ökar kraftigt med stigande andel baslast.*

Ytterligare ett specialfall diskuteras i avsnitt 5.5.

5.5 Inverkan av samkörning med existerande kompressorkylmaskiner

Vissa konsumenter av kyla har redan en maskinpark av existerande kompressorkylmaskiner. Några av dessa maskiner måste skrotas därför att de inte längre klarar miljökraven eller företagets ambition för miljöprofilen. Däremot kan andra bibehållas, i vissa fall efter konvertering till andra köldmedier.

Dessa konsumenter (till exempel konsument "H" i Göteborg) står inför valet att komplettera de befintliga kylmaskinerna som behålls för fortsatt drift med egna nya kompressorkylmaskiner med godkända köldmedier eller att köpa "Färdig kyla" från fjärrvärmeföretaget. I båda fall bör sedan samkörningsmöjligheten för nya och existe-

rande maskiner utnyttjas, så att enheterna som har de lägsta rörliga kostnaderna under olika årstider får producera baslasten.

I detta avseende har det stor betydelse huruvida absorptionskylmaskinerna för Färdig kyla kompletteras med möjligheten att med kyltornets hjälp producera frikyla eller huruvida de saknar utrustning som gör detta möjligt. Finns denna möjlighet ger Färdig kyla lägre rörliga produktionskostnader än de befintliga kompressorkylmaskinerna i nästan alla årstider och tilldelas sålunda uppgiften att producera baslasten under nästan hela året. Med ett lämpligt val av energiavgiften för kyla, kan vinsten som samkörning ger fördelas i lämpliga proportioner mellan producenten (fjärrvärmeföretaget) och konsumenten – en strategi som är nödvändig för att Färdig kyla verkligen skall kunna tilldelas baslastproduktionsuppgiften.

Utan komplettering av Färdig kyla med möjligheten att producera frikyla (eller annan komplettering som har motsvarande inverkan på de rörliga produktionskostnaderna), kommer de befintliga kompressorkylmaskinerna att ha lägre rörliga kostnader än Färdig kyla under vår, höst och vinter, och lägga beslag på baslastproduktionen under dessa årstider. Färdig kyla går därigenom miste om en betydande del av sina rörliga intäkter, när konsumenter har en betydande kyllast under dessa årstider. Diskussionen visar att det är ännu viktigare för fjärrvärmeföretaget att utnyttja möjligheten att producera frikyla, som anläggningens kyltorn ger i fall där denna samkörning med befintliga kylmaskiner är aktuell, än i övriga fall.

Fall 5 i Tabell 2 illustrerar denna möjlighet kvantitativt för samma kyllastprofil som för fall 3, det vill säga 25 % baslasteffektandel. 50 % av kyleffektbehovet klaras dock av befintliga kompressorkylmaskiner, varför den nya anläggningen för Färdig kyla dimensioneras för resterande 50 % = 2000 kW max. kyleffektbehov.

Trots att denna dimensionering medför att även storleken på kyltornet totalt och antalet kyltornsmoduler halveras, visar beräkningen för fall 5 att man uppnår en mycket stor produktion av frikyla även i detta fall. Den motsvarar ca 46 % av kylenergin producerad med Färdig kyla.

5.6 Slutsatser angående uppslag I

Beräkningarna som redovisats i avsnitt 5.3 och 5.4 visar att de föreslagna systemförbättringar som gör det möjligt att producera en mycket hög andel frikyla åstadkommer en mycket kraftig reduktion i produktionskostnaden för kyla från absorptionskylmaskiner under delen av året då fjärrvärme har en hög rörlig produktionskostnad. Nettokostnadsreduktionen som uppnås uppgår till ca 850–1000 kr per år per kW medelvärde av baskyllasten under denna tid, inklusive den mycket blygsammare kostnadsreduktion som uppnås även under den varmaste delen av den tid då den rörliga produktionskostnaden för fjärrvärme är låg. Den totala besparingen som uppnås per kW maximal kyleffektbehov, P_M, är givetvis störst för kyllastprofiler med hög andel kyllast. En baskyllast på några procent av det högsta kyleffektbehovet räcker dock för att göra uppslaget mycket lönsamt, vilket bland annat beräkningsfall 4 i Tabell 2 visar. Övriga variationer i förhållandena har betydligt lägre inverkan på lönsamheten än andelen baskyllast.

Diskussionen i avsnitt 5.5 visar att uppslag I har minst lika stor betydelse även i fall där Färdig kyla med absorptionskylmaskiner skall samköras med befintliga kompressorkylmaskiner. Den säkerställer då att anläggningen för Färdig kyla kan erbjuda så låga energiavgifter för kyla, att den vanligtvis skulle tilldelas baslastuppgiften året runt. Med väl avvägda energiavgifter för kyla, leder detta till samkörningsvinster både för producenten (fjärrvärmeföretaget) och konsumenten.

Genom att uppslag I är enkelt att tillämpa, medför en låg tilläggsinvestering och medför stora nettoreduktioner i produktionskostnaden av kyla bedöms den ha stor genomslagskraft för konsumenter med kylbehov även under de kalla delarna av året. Detta bekräftas av erfarenheter i Göteborg, där möjligheten att tillämpa uppslaget studerats för vissa konkreta projekt samtidigt med arbeten för FoU-projektet. Detta har redan lett till att två nya stora anläggningar med absorptionskylmaskiner kompletterade med möjligheten att producera frikyla enligt uppslag I beställts. I båda fall ansågs kompletteringen vara nödvändig för att absorptionskylmaskiner skall kunna konkurrera med konsumentens egna alternativ, den att bygga egna kompressorkylmaskiner. Dessutom har en mindre befintlig anläggning med absorptionskylmaskin och bara en kyltornsmodul kompletterats i enlighet med uppslag I för att förbättra lönsamheten i ett läge där ett kylbehov under de kallare årstiderna tillkommit.

Uppslag I kan även tillämpas för anläggningar med kompressorkylmaskiner om dessa utrustas med kyltorn istället för de för dessa anläggningar mera vanliga torra kylare. Kostnadsreduktionen som kan uppnås är dock lägre än i fallet absorptionskylmaskiner, eftersom erforderlig kyltornseffekt för kompressorkylmaskiner är bara cirka hälften av den för absorptionskylmaskiner, varför mängden frikyla som kan produceras är lägre, samt det faktum att drivenergikostnaden per kWh kyla vanligtvis är lägre under det kalla årstiderna än för absorptionskylmaskiner.

En anläggning med kompressorkylmaskiner som utnyttjar uppslag I har nyligen beställts av Norrköping Energi och Miljö, efter en studie genomförd för detta företag med underlag från detta FoU-projekt.

6. Utvärdering av uppslag II: Återvinning av absorptionskylmaskinernas spillvärme för lokala lågtemperaturvärmebehov

6.1 Varför utgör återvinning av absorptionskylmaskinernas spillvärme en intressant möjlighet?

Om den lokala byggnaden kan utnyttja absorptionskylmaskinens spillvärme för lågtemperaturvärmebehov som annars tillgodoses med fjärrvärme, minskar den erforderliga produktionen av fjärrvärme med (1 + F)/F kWh värme per kWh kyla producerad på detta sätt, det vill säga med 2,3 – 2,4 kWh värme per kWh kyla med typiska värden på kylfaktorn F på 0,71 – 0,75.

Detta är betydligt mera än de 1/F = 1,4 – 1,3 kWh reduktion i erforderlig fjärrvärmeproduktion som kan åstadkommas med 1 kWh frikyla som eliminerar drivenergibehovet. Denna fördel för uppslag II jämfört med uppslag I har ett stort ekonomiskt värde och gör uppslag II (spillvärmeåtervinning) klart intressant när det föreligger lokala lågtemperaturvärmebehov samt baskyllastbehov, trots det faktum att uppslag II kräver större investeringar än uppslag I.

I fall där lågtemperaturvärmebehovet inte räcker under vissa årstider för att avsätta all spillvärme från absorptionskylmaskiner som producerar all kyla, kan uppslag I ofta med fördel kombineras med uppslag II. Då låter man absorptionskylmaskinerna producera bara så mycket kyla att man kan helt utnyttja deras spillvärme och producerar resten av kylbehovet med frikyla. Räcker inte summan av dessa produktioner av kyla under vissa tider, får man givetvis komplettera med drift av absorptionskylmaskinerna utan spillvärmeutnyttjning.

Vissa förutsättningar måste dock tillgodoses om uppslag II skall vara intressant. De viktigaste av dessa diskuteras i avsnitt 6.2.

6.2 Förutsättningar för utnyttjning av absorptionskylmaskinernas spillvärme

6.2.1 Kan de vanliga typerna av absorptionskylmaskiner leverera tillräckligt varmt kylvatten för lågtemperaturvärmebehov?

På många håll finns föreställningen att man inte kan återvinna värme från absorptionskylmaskiner av standardtyp, därför att värmeåtervinning även för lågtemperaturvärmebehov anses kräva högre kylvattentemperaturer än de som de vanliga typerna av absorptionskylmaskiner förmår producera.

Som nämnts redan i avsnitt 4.2.1 och 4.3.1 visar beräkningar som utförts av en av leverantörerna av absorptionskylmaskiner av standardtyp (Carrier) att maskinerna kan värma kondensorkylvattnet till 35–42 °C vid framledningstemperaturer för fjärrvärme på 90–110 °C som vanligtvis tillämpas under de kalla delarna av året då merparten av värmebehovet förekommer. Visserligen medför en höjning av kondensorkylvattnets temperatur till dessa värden att den högsta kyleffekten som kylmaskinen kan producera blir lägre än kyleffekten de kan producera vid lägre kondensorvattentemperatur, men dessa lägre effekter räcker för kyleffektbehoven under de berörda kallare årstiderna. Kylvattentemperaturer på 35–42 °C är tillräckliga för att till exempel värma tilluften av byggnader som svarar för en stor del av många kommersiella byggnaders värmebehov, och för att vid behov även värma återcirkulationsluft. Dessutom räcker dessa temperaturer för att förvärma tappvarmvatten (som visserligen svarar för bara en liten del av värmebehovet av de flesta kommersiella byggnaderna) och processvarmvatten för industrier. Avsättningsmöjligheter för återvunnen spillvärme finns sålunda.

6.2.2 Lågtemperaturvärmebehovet för kommersiella byggnader

Uppföljningen av fjärrkylprojektet i Västerås, Ref. 3, visade att huvuddelen av komfortkylbehovet för den till projektet anslutna byggnader kom från kylning av ventilationsluft, som i genomsnitt kyldes i ca 2250 timmar per år, det vill säga ca 26 % av året (se Figur 1). Under större delen av resterande tid måste eller kan dessa byggnaders ventilationsluft värmas, för att tillgodose komfortvärmebehovet.
Ventilationsluftvärmning ställer låga temperaturkrav på mediet som skall värma luften. Kylvatten från absorptionskylmaskiner vid t.ex. ovannämnda uppnåbara 35–42 °C räcker för dessa behov.

För flera av de i Ref. 3 undersökta byggnaderna kyls dessutom återcirkulationsluft vid behov under den varma årstiden. Även i dessa fall kan en värmning av samma luft med kylmaskinernas spillvärme bli aktuellt under de återstående kallare delarna av året.

En tredje möjlighet är förvärmning av tappvarmvatten som visserligen svarar för bara en liten del av värmebehovet i de flesta kommersiella byggnaderna. Däremot har vissa industrier betydande behov av varmt processvatten, som skulle kunna värmas eller förvärmas med absorptionskylmaskinernas spillvärme.

Dessa överväganden tyder på att varaktighetskurvan för lågtemperaturvärmebehovet av kommersiella byggnader bör i genomsnitt ungefär likna varaktighetskurvan för fjärrvärme i sin helhet, med ett avdrag för mindre "basvärme" på grund av det låga värmebehovet för förvärmning av tappvarmvatten och för distributionsvärmeförluster. De sistnämnda kan givetvis inte ersättas med värme från kylmaskinerna. Figur 11 visar en sådan kurva baserad på data för Göteborg Energi.

För att få konkreta exempel på de kyl- och värmesystem som används i moderna kommersiella byggnader, deras kyl- och lågtemperaturvärmebehov samt data som kan användas för att beräkna investeringskostnaden som tillkommer för att förverkliga uppslag II för olika förutsättningar, har driftdata och systemdata för två moderna byggnader, Gallerian och Skrapan, samlats och analyserats. Den väsentliga informationen sammanfattas i Tabell 4 och diskuteras närmare i bilaga II med vissa figurer.

Den insamlade informationen bekräftar att varaktighetskurvan för lågtemperaturvärmebehovet har ungefär den i Figur 11 visade formen. För Gallerian och Skrapan uppgår det högsta lågtemperaturvärmeeffektbehovet till ca 1,12 respektive 1,20 gånger det högsta kyleffektbehovet.

6.3. Jämförelse mellan de driftkostnadsreduktioner som kan uppnås med uppslag I respektive II

Beräkningsexemplet i detta avsnitt för en ekonomisk jämförelse mellan uppslag I och II utgår från följande antaganden:

1) Kyllastprofilen motsvarar fall 3 i Tabell 2, som har en baskyleffektandel på 25 % av det högsta kyleffektbehovet, se kurva 1 i Figur 12.

2) Lågtemperaturvärmebehovet har antagits ha samma form som den i Figur 11 och ett högsta effektbehov som motsvarar 0,8 gånger det högsta kyleffektbehovet. Denna värmelastprofil illustreras av kurva 2 i Figur 12. Antagandet att det högsta lågtemperaturvärmeeffektbehovet uppgår till bara 0,8 av det högsta kyleffektbehovet representerar ett mera försiktigt antagande jämfört med de verkliga värdena 1,12 respektive 1,2 för de inventerade byggnaderna Gallerian och Skrapan.

En kylmaskin vars spillvärme används helt för att tillgodose lågtemperaturvärmebehovet kurva 2 i Figur 12, kan producera kyleffekten (kurva 2) x F/(F + 1). Vid de aktuella lastförhållandena är ett typiskt medelvärde för kylfaktorn F 0,74, vilket ger F/(1 + F) = 0,425. Därför kan denna absorptionskylmaskin producera en kyleffekt på 0,425 x (kurva 2) med spillvärmeåtervinning. Denna kyleffekt visas av kurva 3 i figur 12. Den kylenergi som produceras på detta sätt representeras av den sektionerade ytan i Figur 12.

Med dessa värden som bakgrund jämför Tabell 5 reduktionerna i de rörliga produktionskostnaderna för kyla som kan åstadkommas med uppslag I respektive II.

Jämförelsen visar (se kolumn 4, punkt 5a) att uppslag II beräknas ge ca 90 kr/år lägre rörlig produktionskostnad för kyla per kW högsta kyleffektbehov än uppslag I i detta fall. Uttryckt per kW baskylbehov blir skillnaden 90/0,25 = 360 kr/år per kW baskylbehov.

Anledningen till den större reduktionen i rörliga driftkostnader som uppslag II beräknas åstadkomma i detta exempel jämfört med uppslag I är att spillvärmeåtervinning kompenserar användningen av kylmaskinens drivenergi på samma sätt som uppslag I (per kWh producerad kyla producerad med uppslaget), men därutöver ersätter ytterligare fjärrvärmeproduktionsbehov på grund av återvinning av värme som kylts bort från byggnaden.

Vid en realränta på 6 %/år och ett krav att återbetala merinvesteringen inom 10 år, motsvarande en annuitet på 13,59 %/år, blir den högsta försvarbara merinvesteringen för uppslag II jämfört med uppslag I, 360/0,1359 = 2650 kr/kW baskyleffektbehov, motsvarande t.ex. 2,65 Mkr vid ett baskyleffektbehov på 1 MW kyla. Detta är en *stor försvarbar merinvestering*.

Tabell 5 visar även den beräknade ytterligare förbättring av driftresultatet som kan uppnås om uppslag II kombineras med uppslag I. Denna förbättring (se kolumn 5) kommenteras i avsnitt 8.1.

Om det lokala lågtemperaturvärmebehovet är lägre än vad som antagits för detta exempel minskar skillnaden mellan de driftresultatförbättringar som uppslag I och II ger. Även skillnaden mellan de driftresultatförbättringar som kombinationen uppslag (I och II) respektive uppslag I ger minskar, dock inte i samma utsträckning, av skäl som anges i avsnitt 8.1.

Även baslastkylandelen har betydelse för den ekonomiska jämförelsen mellan uppslag I och II. Vid en lägre baslastkylandel klarar uppslag II en ökad andel av kylenergibehovet däremot att andelen som kan produceras med uppslag I påverkas i betydligt mindre grad. Sålunda minskar kostnadsfördelen som uppslag II ger jämfört med uppslag I vid ökande baslastkyleffektandel, och ökar vid minskande baskyllastandel.

6.4 Principschema och investeringskostnad för uppslag II

Fjärrvärmevärmda varmluftsystem använder vanligtvis värmeväxlare mellan fjärrvärmevattnet och distributionsvattnet inom byggnaden som distribuerar värmen till luftbatterier för värmning av ventilationsluft och vid behov recirkulationsluft. I moderna byggnader förvärms ofta ventilationsluften genom roterande värmeväxlare mellan frånluften och tilluften i fall där luftinsläppskanalerna och utsläppskanalerna förlagts nära varandra, eller genom plattvärmeväxlare i kanalerna med en glykolfylld mellankrets vid större avstånd mellan dessa kanaler. Tappvarmvatten och eventuell processvarmvatten värms i särskilda värmeväxlare mellan fjärrvärmevattnet och dess medier.

I princip kan kretsen för uppslag II med spillvärmeåtervinning utformas på samma sätt, dock med en värmeväxlare mellan kondensorvattnet och distributionsvattnet istället för den mellan fjärrvärmevattnet och distributionsvattnet. Dessutom är det lämpligt att ha en mindre värmeväxlare mellan fjärrvärmevattnet och distributionsvattnet för "temperaturspetsning" av distributionsvattnet vid det lägsta utetemperaturerna.
Tappvarmvatten och processvatten som måste värmas till högre temperatur året runt än den man klarar med enbart spillvärme förvärms lämpligen med kondensorvattnet och eftervärms med fjärrvärmevatten i två separata värmeväxlare. En krets uppbyggd efter dessa principer visas i Figur 13.

För att få en uppfattning av den approximativa investeringskostnaden som behövs för att genomföra uppslag II har beräkningarna utförts för en byggnad som har samma lågtemperaturvärmebehov som Gallerian (se Tabell 4) och samma kyllastprofil som fall 3 i Tabell 2, motsvarande 25 % baskyleffektbehov. Detta representerar ungefär samma baskyllastandel som den för Gallerian.

Även antalet, effekten och lokaliseringen av varmluftsbatterierna i ventilations-, recirkulations- och eftervärmningssystemen har antagits vara identiska med värdena för dagens varmluftbatterier i Gallerian. Däremot har erforderlig värmeöverförande yta och batteriernas kostnad justerats för de lägre temperaturskillnader som råder när man tillämpar värmeåtervinning med ett schema motsvarande Figur 13. Som stöd för beräkningen av varmluftbatterikostnaderna i alla berörda system har budgetpriser inhämtats. Även kostnadsökningen för anslutningsrören, ventiler m.m. har beräknats med hänsyn till reduktionen i disponibel temperaturskillnad mellan inlopp och utlopp i dessa system och uppgifter om rörlängder i Tabell 4.

Tabell 6 visar de beräknade investeringskostnader för åtgärder som gör det möjligt att återvinna absorptionskylmaskiners spillvärme i den utsträckning som framgår av Figur 12. Därvid har följande tre fall behandlats:

a) höjd investeringskostnad av de berörda systemen för en *ny byggnad*,

b) och c) kostnaden för att *konvertera en existerande byggnad* med befintligt varmvattendistributionssystem på 55/30 °C respektive 80/40 °C, så att spillvärmeåtervinning blir möjlig.

Den tillkommande investeringskostnaden för fall a) är låg, eftersom den i huvudsak består av marginalkostnaden för användning av något större varmluftbatterier och anslutningsledningar samt större mellanvärmeväxlare.

Vid konvertering av en existerande byggnad, fall b) och c), erfordras mera omfattande åtgärder som kan variera från fall till fall och som medför större investeringsbehov. Värdena som visas i Tabell 6 är baserade på de antagna åtgärder som beskrivs i bilaga III. Kostnaden är störst för fall c).

En jämförelse mellan de beräknade totala investeringsbehovet för uppslag II, punkt 7, Tabell 6, och investeringsbehovet för uppslag I för en byggnad av samma storlek, punkt 8, visar att uppslag II kräver en större investering än uppslag I i samtliga fall (se punkt 9). En jämförelse av denna merinvestering, med skillnaden mellan de reduktioner i de rörliga kostnaderna som uppslag I och II åstadkommer, punkt 10 (som är baserad på beräkningen i avsnitt 6.3 och Tabell 5) visar dock att *merinvesteringen bedöms bli återbetald på mycket kort tid, nämligen inom 0,4 till 1,5 driftår.*

I praktiken kan de åtgärder som en konvertering kräver och erforderliga investeringskostnader variera från fall till fall beroende på lokala förutsättningar för de existerande värmesystemen, vilket kan påverka återbetalningstiden i viss utsträckning. Beräkningsexemplet i Tabell 6 visar dock att uppslag II *vanligtvis torde ge ännu bättre lönsamhet än uppslag I, i fall där kyllastprofilen har en betydande baskyllast och byggnaden värms med varmluftssystem.*

6.5 Slutsatser angående uppslag II

Beräkningsexemplet i avsnitt 6.3 visar att uppslag II ger *ännu större reduktion i de rörliga produktionskostnaderna* för kyla än uppslag I för byggnader som har ett påtagligt baskyllastbehov och ett lågtemperaturvärmebehov av ungefär den storlek som gäller för typiska byggnader med varmluftvärmesystem. Dessutom ger uppslag II i dessa fall en större reduktion i den primärenergi som går åt för att producera kyla än uppslag I, och sålunda en *ännu större miljöfördel.*

Beräkningsexemplet i avsnitt 6.4 visar att uppslag II vanligtvis kräver en *större investering* än uppslag I, men att skillnaden inte räcker för att uppväga den betydligt större kapitaliserade reduktion i rörliga produktionskostnader som åstadkoms vid rimliga amorteringstider för merinvesteringen. Sålunda bedöms uppslag II ge en *betydligt större nettoresultatförbättring* än uppslag I för de exempel som närmare undersökts.

Resultatförbättringen är störst för nya byggnader, men stor även för konvertering av befintliga byggnader som har varmvattendistributionssystem för måttliga vattentemperaturer.

Som vi skall se i avsnitt 8.1 bedöms dock en *kombination av uppslag I och II* ge ännu större resultatförbättring och större miljöfördelar i många fall än uppslag I eller II var för sig.

7. Diskussion av uppslag III: Användning av absorptionskylmaskinen som frånluftsvärmepump, när den inte utnyttjas till fullo för andra uppgifter

De flesta moderna, kommersiella byggnaderna har redan planerats med luftintag och luftutsläpp nära varandra, för att underlätta värmeväxling mellan frånluft och tilluft, t.ex. med roterande värmeväxlare, för att på detta sätt återvinna frånluftens värmeinnehåll. För vissa äldre byggnader har dock detta inte beaktats i planeringsstadiet, varför de koncentrerade luftintagen är lokaliserade för långt ifrån luftutsläppspunkter eller fördelade på för många punkter för att göra denna typ av värmeåtervinning lönsam, eller i vissa fall saknas helt. För dessa byggnader kan uppslag III vara ett bättre sätt att återvinna och utnyttja frånluftens värmeinnehåll.

På grund av den kraftiga variationen i kyleffektbehovet under året för de flesta byggnader med kylbehov, är absorptionskylmaskinens fulla effekt utnyttjad till fullo bara under en mycket kort tid. Under resten av året skulle den kunna användas som frånluftsvärmepump, det vill säga för att kyla frånluften som lämnar byggnaden vid ett eller några få luftutlopp, och utnyttja denna värme plus värmen från drivenergin för att tillgodose lågtemperaturvärmebehov inom byggnaden. Nettoreduktionen i erforderlig fjärrvärmeproduktion detta kan åstadkomma motsvarar dock enbart värmeuttaget från frånluften, eftersom absorptionskylmaskinens drivenergi produceras med fjärrvärme. Den högra sidan av principscheman, Figur 13, visar hur frånluften kan kylas med kylare i köldbärarsystemet kopplade parallellt med de övriga luftkylarna i detta system.

Reduktionen i erforderlig fjärrvärmeproduktion på grund av uppslag III utgör bara $F/(1 + F)$ = vanligtvis 41 % – 44 % av den värme som kylmaskinen levererar till lågtemperaturvärmesystemet med detta uppslag, jämfört med 100 % som gäller när uppslag II (spillvärmeåtervinning vid produktion av kyla) är tillämpbart. Därför bör man givetvis, när lågtemperaturvärmebehov föreligger, i första hand utnyttja uppslag II, återvinning av spillvärmen vid erforderlig produktion av kyla, och tillämpa uppslag III bara som ett eventuellt komplement när lågtemperaturvärmebehovet under vissa årstider är större än den man klarar enbart med uppslag II. Därför värderas denna möjlighet kvantitativt bara i avsnitt 8 som behandlar kombinationen av flera av uppslagen I, II och III.

För vissa konsumenter som har bara lågtemperaturvärmebehov och komfortkylbehov och sålunda ingen baskyllast kan uppslag III dock eventuellt vara aktuellt i sig själv.

8. Diskussion av uppslag IV: Olika kombinationer av uppslag I, II och III

I detta avsnitt diskuteras alla tänkbara kombinationer av uppslag I, II och III, för att se under vilka förhållanden vissa av kombinationerna kan medföra påtagliga ekonomiska fördelar jämfört med uppslag I, II och III var för sig.

8.1 Kombination av uppslag I och II

Så som visats i avsnitt 6.1 kan produktion av kyla enligt uppslag II med spillvärmeåtervinning reducera erforderlig fjärrvärmeproduktion med $(F + 1)/F$ = 2,3 – 2,4 kWh värme per kWh kyla producerad på detta sätt, däremot att produktion av kyla enligt uppslag I med frikyla reducerar erforderlig fjärrvärmeproduktion med bara $1/F$ = 1,3 – 1,4 kWh värme per kWh kyla producerad med frikyla. Byggs systemet så att man kan utnyttja båda möjligheterna, bör man sålunda prioritera driften enligt uppslag II, det vill säga normalt bara driva kylmaskinen med den effekt som erfordras för att

tillgodose lågtemperaturvärmeeffektbehovet, och sedan producera det återstående kyleffektbehovet med uppslag I, frikyla. Under den varmaste delen av året räcker dock vanligtvis inte ens denna kombination, varför en komplettering måste ske med viss effekt från absorptionskylmaskinen utan spillvärmeåtervinning.

Figur 14 visar ett exempel på ett schema som kan användas när man önskar kunna kombinera uppslag I och II på detta sätt. Den består av schemat Figur 6 utökad med spillvärmeåtervinningsfunktionen från schemat Figur 13.

För att illustrera kvantitativt vad man kan tjäna på denna kombination jämfört med en tillämpning av enbart uppslag II, visas i Figur 12, kurva 4, vilken kyleffekt som denna kombination kan producera för beräkningsexemplet som behandlats i avsnitt 6. De beräknade besparingar detta kan ge redovisas i Tabell 4, kolumn 5. Mellanskillnaden i effekt mellan kurva 3 och 4 i Figur 12 representerar tillskottet som man kan producera med frikyla, utan att minska produktionen av kyla med spillvärmeåtervinning. Tillskottet representerar en kylenergi på 212 kWh kyla/kW_M.år och medför en minskning i de rörliga kostnaderna för fjärrvärmeproduktionen med 49 kr/kW_M.år eller 196 kr/år per kW baskyllast. Denna besparing motsvarar en högsta försvarbar merinvestering jämfört med uppslag II enbart på 196/0,1359 = 1440 kr/kW baslasteffekt. Dessa uppgifter framgår även av Tabell 5, kolumn 5, punket 6a. Det verkliga tilläggsinvesteringsbehovet är betydligt lägre än 1440 kr/kW baskyleffekt nämligen 456 kr/kW_b, enligt Tabell 2, kolumn 3, punkt 18b.

I fall där lågtemperaturvärmeeffektbehovet är lägre än i detta exempel medför kompletteringen av uppslag II med möjligheten att producera även frikyla en ännu större minskning i erforderlig fjärrvärmeproduktion och ännu större reduktion i de rörliga produktionskostnaderna för fjärrvärme. Till slut når man dock en lägsta nivå på lågtemperaturvärmebehovet då kombinationen uppslag I + II inte längre kan konkurrera med enbart uppslag I, därför att den erforderliga tilläggsinvesteringen för kombinationen inte längre uppvägs av den uppnådda reduktionen i de rörliga kostnaderna.

Diskussionen visar att kombinationen uppslag I + II har ett klart ekonomiskt intresse inom ett band av lågtemperaturvärmebehov.

8.2 Kombination av uppslag II och III

Enligt diskussionen i avsnitt 7 kan denna kombination vara ekonomiskt intressant i fall där det föreligger ett betydande lågtemperaturvärmebehov under de kalla årstiderna, men bara låg baskyleffektbehov under dessa tider. Det förutsätter dock att lågtemperaturbehovet inte i huvudsak består av ventilationsvärme som på ett enkelt och billigt sätt skulle kunna tillgodoses genom frånluft/tilluftvärmeväxlare i byggnader där tilluftintaget ligger nära frånluftutsläppen. Den streckade delen av Figur 13 visar hur ett principschema för uppslag II kan kompletteras för att möjliggöra även återvinning av frånluftens värmeinnehåll enligt uppslag III.

För att belysa kombinationens ekonomiska fördel jämfört med enbart uppslag II i vissa fall, kan vi ta följande beräkningsexempel. Anta att en industri har ett lågtemperaturvärmebehov för processvärme som uppgår till 0,5 kW per kW högsta kyleffektbehov, men ett baskyleffektbehov på bara 0,1 kW per kW av P_M, som ger en spillvärmeeffekt på 0,1 (1 + F)/F = ca 0,23 kW/kW av P_M, och att byggnaden där industrin är lokaliserad inte är lämplig för värmeväxling mellan frånluft och tilluft.

Med en kombination av uppslag II och III har absorptionskylmaskinen tillräcklig effektmarginal under dessa förhållanden för att tillgodose hela lågtemperaturvärmebehovet under de ca 96 % av året under vilka kyleffektbehovet är lägre än 50 % av det högsta kyleffektbehovet, P_M, och i genomsnitt ca halva lågtemperatureffektbehovet

under resterande 4 % av tiden, totalt sålunda ca 98 % av årsenergibehovet för lågtemperaturvärme. Utan kompletteringen för uppslag III klarar man bara ca 0,23/0,50 = 46 % av lågtemperaturvärmebehovet på detta sätt. Mellanskillnaden uppgår till ca 54 % av 0,98 x 8760 x 0,5 kW/kW_M.år = ca 2320 kWh/kW_M.år, och minskar den erforderliga fjärrvärmeproduktionen med 2320 F/(1 + F) = ca 980 kWh/kW_M.år vid F = 0,73.

Med marginalkostnaderna för fjärrvärme under olika årstider som anges i beräkningsexemplet Tabell 2, skulle detta medföra en årlig minskning i produktionskostnaden för fjärrvärme på ca 178 kr/kW_M.år. Beaktas viss ökning i elförbrukningen för pumpar m.m., bedöms nettominskningen i de rörliga produktionskostnaderna bli ca 170 kr/kW_M.år, motsvarande en högsta försvarbar merinvestering för kompletteringen av anläggningen med funktionen för uppslag III på 170/0,1359 = ca 1250 kr/kW_M. För P_M = 4000 kW blir den högsta försvarbara merinvesteringen ca 5 Mkr. Enligt en preliminär bedömning är den verkligt erforderliga investeringen betydligt lägre och kompletteringen av uppslag II med uppslag III = frånluftsvärmepumpsfunktionen sålunda väl motiverad i detta exempel.

Den verkligt erforderliga investeringen påverkas bland annat av avstånden mellan frånluftsutsläppspunkterna och en lämplig lokaliseringsplats för absorptionskylmaskinen. Vid rimliga avstånd bedöms den erforderliga merinvesteringen bli mycket lägre än det ovannämnda försvarbara beloppet, och kompletteringen sålunda vara mycket väl motiverad i detta fall.

8.3 Kombination av uppslag I + III

En kombination av uppslag I och III har mycket små möjligheter att kunna konkurrera med de bästa av de övriga möjligheterna som beskrivs i denna rapport. Bäst är förutsättningarna för denna kombination i fall där det finns ett högt lågtemperaturvärmebehov, men mycket låg baskyllast, så att alternativ II, produktionen av kyla med spillvärmeåtervinning inte kan ge nämnvärda produktionsbidrag, däremot att kombinationen I + III kan klara en betydande del av kylenergibehovet med frikyla, och lågtemperaturvärmebehovet med kylmaskinen använt som frånluftsvärmepump. Även under sådana förhållanden blir kombinationen dock mycket sällan det bästa alternativet.

8.4 Kombinationen I + II + III

Uppslag I, II och III var för sig samt kombinationerna I + II och II + III ger enligt diskussionen i denna rapport en god möjlighet att välja det uppslag eller kombination av uppslag som ger det bästa utfallet för olika förhållanden. Det är möjligt att det finns vissa förhållanden där kombinationen I + II + III kan ge ytterligare någon liten ekonomisk fördel över det bästa av ovannämnda alternativ, på bekostnad av viss komplikation av systemet. Detta torde dock förekomma i så få fall och åstadkomma så liten resultatförbättring att man i nuvarande skede kan koncentrera sig på de ovan listade lovande möjligheterna.

Referenser:

1) Göteborg Energi AB. "Färdig Kyla för bekymmersfri och miljövänlig kyla". Informationsbroschyr, 1995.

2) Schönberg I., Noeres P., Althaus W., (Umsicht). "Kälte aus Fernwärme - Optimierungs- und Etwicklungspotentiale", AGFW-Fachtagung/Messe Heitzwirtschaft 1996; Leipzig; maj 1996.

3) Lars Lindgren och Urban Eklund. "Utvärdering av Fjärrkyla i Västerås". Värmeforskningsrapport, hetvattenteknik, 534, februari 1995.

4) Lars Lindgren och Conny Nikolaissen, hetvattenteknik, 543. "Utvärdering av Fjärrkyla i Västerås. Mätvärdesinsamling för perioden 23/5 – 30/9 1996." Orientering FOU 1997.

5) Merkel, F. "Verdunstungskühlung". V.D.I. Forschungsarbeiten, Berlin, 1925, No. 275.

6) Margen P. "The application of friction/heat transfer correlations to cooling-tower design". Proceedings of the Institution of Electrical engineers (U.K.), 1954.

7) Kennedy G.F. and Margen P. "The economic selection of cooling towers for generating stations". (Samma Proceedings som för Ref. 6)

Symbolförteckning

A. Symboler och definitioner som används i huvudtexten, i tabeller och i figurer

DIM = dimensionerande temperaturförhållandena för kyltornet och kylmaskin.

F = kylfaktor för kylmaskin = $\frac{\text{producerad kylenergi - eller effekt}}{\text{konsumerad drivenergi - eller effekt.}}$

Drivenergin består av värme för absorptionskylmaskiner och el för kompressorkylmaskiner i båda fall exklusive el för fläktar och pumpar.

P = kyleffektbehov eller producerad kyleffekt vid en viss tidpunkt, kW

P_M = årets högsta kyleffektbehov, kW

P_t = kylmaskinens kondensoreffekt (= spillvärmeeffekt, = P(1 + F)/F när P betecknar kyleffekten producerad med kylmaskinen, kW

P_{tM} = årets högsta värde på P_t. (Motsvarar vanligtvis kyltornets dimensionerande effekt vid de dimensionerande temperaturförhållandena, DIM), kW

S = kyltornets storlek (se del B av symbolförteckningen för definition)

T_f, T_r = köldbärarens fram- och returledningstemperatur, °C

T_u, T_{uv} = uteluftens temperatur (torr termometer) respektive dess våttermometertemperatur, °C

T_{uM}, T_{uvM} = värdena av T_u och T_{uv} vid DIM, °C

T_{ff} = fjärrvärmesystemets framledningstemperatur, (= temperatur på hetvattnet som matas till absorptionskylmaskinens generator), °C

B. Ytterligare symboler som dock används enbart i bilaga I*

i = entalpi av luft, kJ per kg torr luft i luft/ångablandningen, kJ/kg

i_v = entalpi av mättad luft vid temperaturen för vattnet i en given punkt av kyltornet, kJ/kg

i_L = temperatur av luften som strömmar förbi vattnet i ovannämnd punkt av kyltornet, kJ/kg

i_{vm} = värdet av i_v vid medeltemperaturen $T_{vm} = (T_{v1} + T_{v2})/2$ mellan kyltornvattnets inlopps- och utloppstemperatur, kJ/kg

Δi_m = $(i_{vm} - i_u)$ = drivkraften för värmeöverföring och värmetransport i kyltornet, kJ/kg

Δi_{mM} = värdet av drivkraften för kyltornet vid de dimensionerande utelufts- och kylvattentemperaturerna, kJ/kg

S = parameter som kallas "kyltornets storlek" i denna rapport och i Ref. 6 och 7. Den bestämmer effekten P_t kyltornet kan överföra vid fullt fläkt-

varvtal enligt uttrycket, $P_t = S\Delta i_m$**, och beräknas från förhållandena vid DIM, $S = P_{tM}/\Delta i_{mM}$, kW/kJ/kg)

T_{v1}, T_{v2} = kyltornsvattnets inlopps- och utloppstemperatur

---

* med undantag för S, kyltornets storlek, som förekommer även i Tabell 2 och i vissa textavsnitt, tillsammans med en hänvisning till definitionen i bilaga I.

** vid mycket låga "approachtemperaturer", (T_{v2} - T_{uv}), erfordras viss korrektion till denna term, se bilaga I.

Tabell 1. Data för olika typer av byggnader, från utvärderingen av fjärrkyla i Västerås, juli 1993 – augusti 1994 (Ref. 3)

Byggnad	Verksamhet	Typ av kyla*	Kyld yta m^2	Effekt kW	Specifik effekt W/m^2	Returledningstemp. °C	Utnyttjningstid timmar
Skrapan	Hotell, kontor, affär	Vent, sek, kond.	28 700	1003	36	15,5	3080
Gallerian	Kontor, affärer	Vent, sek, kond.	16 600	930	56	16,5	2670
Mimer	Kontor	Vent, sek.	44 500	1960	44	15-16	2350
Stadshuset	Kontor	Vent, sek, datorer	30 000	600	20	12,5	2160
Västerås E & V	Kontor	Vent, sek.	3 100	90	29	17,2	990
Manfred	Kontor, rest., affärer	Vent	8 900	311	35	15,0	790
Alla	Komfortkylandel				40-45		800-900

* Vent = kylning av ventilationsluften
sek = sekundärkyla, t.ex. kylning av recirkulationsluft i varmluftsystem eller individuella rum
kond = kondenseringskyla, t.ex. kylning av kondensorer från frysdiskar m.m.

Tabell 2:

Utvärdering av uppslag I (Systemkomplettering för frikyla): Inverkan av andelen baskyllast på uppnåbar besparing.

Gemensamma antaganden för samtliga fall:

1.	Dimensionerande uteluft data,	(= DIM):	T_{uM} = 25 °C,	T_{uvM} =	18 °C
2.	Kyltornets vattentemperaturer vid DIM,		in, 30 °C,	ut	24 °C
3.	Köldbärarens temperaturer,		fram, 7 °C,	retur,	15 °C
4.	Fjärrvärmens rörliga marginalkostnad,				
	a) sommartid, (3400 timmar/år)		15 kr/MWh (spillvärmeöverskott)		
	b) vintertid, (medelvärde under 1500 timmar/år)		150 kr/MWh		
	c) övrig tid (3860 timmar/år)		115 kr/MWh		
5.	Max sommarkyleffektbehov vid DIM,		P_M = 4000 kW		
6.	Kyltornets storlek för att klara DIM (se bilaga I för definition och beräkning),		S = 283,5 kW/(kj/kg), uppdelad på 4 moduler**		
7.	Antal dygn i drift under året,		365 dygn		
8.	Varaktighet för komfortkylandel		850 timmar/år		

Övriga antaganden för olika fall:

	Beräkningsfall		**1**	**2**	**3**	**4**	**5**
9.	Baslastandel som % av P_M,	%	100	67	25	4	25
10.	Effekt av befintliga kompressorkylmaskiner som kan samköras med ny anläggning för Färdig kyla,	% av P_M	0	0	0	0	50
	Beräkningsresultat						
11.	Varaktighet för kyllasten, beräknad från punkterna 7, 8 och 9	timmar/år	8760	6170	2828	1160	2828
12.	Procent av tiden under vilka man kan,						
	a) utnyttja enbart kylmaskinen,		15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
	b) utnyttja enbart frikyla,		30,5	40,5	48,5	56,0	42,5
	c) kombinerad drift,		54,5	44,5	36,5	29,0	46,5
13.	Kylenergiproduktionen med frikyla:						
	a) Sommartid***	kWh/kW_M.år	590	430	230	74	190
	b) Vintertid (årets kallaste 1500 timmar)	"	1500	1010	380	60	380
	c) Övrig tid	"	2990	2250	1010	179	680
	d) **Totalt**	"	**5080**	**3690**	**1620**	**313**	**1250**
	e) som procent av årskylenergibehovet, = (13d)/(11)	%	58,0	60,0	57,3	27,0	44,2
14.	Medelvärde på absorptionskylmaskinernas kylfaktor under tiderna då frikyla ersätter deras produktion eller en del därav,	F	0,71	0,72	0,735	0,75	0,725
15.	Reduktion i drivenergikostnad på grund av produktion av frikyla,						
	a) under sommartid = (13a) x (4a)/(14),	kr/kW_M.år	13	9	5	1,5	4
	b) under vintertid = (13b) x (4b)/14),	"	317	210	78	12,0	77
	c) mellanårstiderna = (13c) x (4c)/(14),	"	484	359	158	27,4	105
	d) **Totalt**	"	**814**	**578**	**241**	**40,9**	**186**
	e) per MWh kyla producerad totalt, = (15d)/(11)	kr/MWh	88	89	80	31	68

Beräkningsfall		1	2	3	4	5
16. Reduktion i kostnad för påspädningsvatten till kyltornet och för el till pumpar och kyltorns-fläktar på grund av produktionen av frikyla,	kr/kW$_M$.år	76	55	24	4,7	19
17. Reduktion i den rörliga produktionskostnaden av kyla totalt, = (15d) + (16),	kr/kW$_M$.år	890	633	265	43,6	205
18. Merinvestering för systemkomplettering (= mellanvärmeväxlare, anslutningsrör m.m.)						
a) kr per kW högsta kyleffektbehov,	kr/kW$_M$	300	227	114	32	103
b) kr per kW baskyleffekt = (18a)/(9),	kr/kW$_b$	300	339	456	800	412
19. Bidrag av merinvesteringen till kostnaden för kyla/MWh, vid 10 års annuitet, och 6 % realränta (= 13,59 %/år av pkt 18a),	kr/kW$_M$	41	31	16	4,4	14
20. Nominell återbetalningstid för investeringen, = (18a)/(17),	år	0,34	0,36	0,43	0,73	0,50
21. Nettokostnadsreduktion p.g.a. uppslag I						
a) per kW av P_M, = (17) - (19),	kr/kW$_M$.år	849	602	249	39,2	191
b) per kW baskyllast, = (21a)/(9),	kr/kW$_b$.år	849	899	996	988	764

* Blandning av oljepannor och gaspannor, med viss del skatterabatt på grund av fjärrvärmeleveranser till industrin.

** Med undantag för fall 5, där Färdig kyla svarar för bara 50 % av de dimensionerade P_M, och kyltornet därför antages bestå av bara två moduler med sammanlagd storlek 141,8 kW/(kJ/kg).

*** Under sommarens kallaste del.

Tabell 3:

Känslighetsanalys för beräknad kostnadsreduktion p.g.a. uppslag I.

Avsteg från förhållandena eller antagandena för Tabell 2:

	Resulterande ökning (= +) respektive minskning (= -) av nettokostnadsreduktionen p.g.a. uppslag I jämfört med värdena enligt Figur 8, kurva 1b.	
1. 10 % högre respektive 10 % lägre rörlig produktionskostnad för fjärrvärme:		
a) under vintern (1500 timmar/år:	+ (3,7 – 3,0) % resp.	- (3,7 – 3,0) %
b) under mellanårstiderna (3860 timmar/år):	+ (5,7 – 7,0) % resp.	- (5,7 – 7,9) %
c) under både vintern och mellanårstiderna	+ (9,4 – 10,0) % resp.	- (9,4 – 10,0) %
2. 38 % lägre baslast under kallaste vintern och 38 % högre baslast under den varmaste delen av de ca 5800 timmar per år då inget lokalvärmebehov föreligger, enligt Figur 1	- (7 – 12) %	
3. Max kyleffektbehov, P_M, = 2000 kW istället för värdet 4000 kW för Tabell 2:	- (8 – 11) %	
4. Val av optimal kyltornsstorlek med hänsynstagandet av även inverkan på mängden frikyla som kan produceras:	+ några %	
5. Inget baslastkylbehov under samtliga veckohelger och under en fabriksstängningsvecka under vintern:	- ca 32 %	

Tabell 4. Data för två undersökta moderna byggnader i Västerås

(I båda förvärms ventilationsluften genom värmeväxling mellan frånluft och tilluft under uppvärmningssäsongen.)

1.	Byggnad		**Gallerian**				**Skrapan**			
2.	Verksamhet		Kontor och affärer				Hotell, kontor, affärer			
3.	Kyld yta,	m^2	16 600				28 700			
			Kyla		Värme		Kyla		Värme	
4.	Högsta effektbehov,	kW	930		1090 (1040)*		1003		1300 (1200)*	
5.	Effekt/m2	W/m^2	56		66 (63)*		36		45 (42)*	
6.	Approx. effektfördelning**	kW	%	kW	%	kW	%	kW	%	
	a) Ventilation	kW/%	580	62	800	73	490	49	1050	81
	b) Recirkulation	"	100	11	50	5	–	–	–	–
	c) Efterkylning-/värmning	"	20	2	130	12	240***	24	–	–
	d) Kondenskyla	"	75	8	–	–	200	20	–	–
	e) Datakyla	"	155	17	–	–	70	7	–	–
	f) Tappvarmvatten	"	–	–	110	10	–	–	250	19
7.	Mediernas temperatur									
	a) Distributionsvatten,	°C	5/10		55/30		7/12		55/30	
	b) Luft i vent.batterier	"	25/15		0/20		25/15		0/20	
	c) Luft i recirk.batterier	"	25/15		15/25		saknas		saknas	
	d) Luft i efterkylnings- & eftervärmningsbatterier	"	25/15		15/25		saknas		saknas	
8.	Dimensionerande effekt för luftbatterierna:									
8.1	Ventilation:									
	a) Sammanlagd effekt	kW	1215		1251		1491		1050	
	b) Antalet batterier		5		5		10		9	
	c) Medeleffekt per batt.	kW	243		250		49		116	
8.2	Recirkulation:						Byggnaden är uppdelad i olika klimatzoner med var sitt luftintag och temperaturstyrning av ventilationsluften vid luftintaget. På vissa punkter sker lokal efterkylning genom "kyltak".			
	a) Sammanlagd effekt	kW	217		83					
	b) Antalet batterier		15		7					
	c) Medeleffekt/batteri	kW	15,5		11,6					
8.3	Efterkylning:									
	a) Sammanlagd effekt	kW	44		217					
	b) Antal batterier		6		42					
	c) Medeleffekt/batteri	kW	7,3		9,4					
9.	Medelavståndet mellan dagens produktionspunkt för kyla, och luftintag för värmeutsläpp	m	70		70		56		56	

* Värdet inom parentes gäller beräknad andel lågtemperaturvärmeeffektbehov.

** Gäller approx vid timmen med högsta effektbehov. Se bilaga II för använt sätt att skatta fördelningen.

*** Kyltak.

Tabell 5:

Driftresultatförbättringar som kan uppnås med uppslag I, II, respektive I + II för ett beräkningsexempel.

Kyllastprofil enligt fall 3, Tabell 2 (= 25 % baslastandel).
Kylfaktor och fjärrvärmekostnadsdata enligt Tabell 2.
Lågtemperaturvärmelastprofil: form enligt Figur 11, kurva 1. Högsta effektbehov = 80 % av högsta kyleffekt (se Figur 12).
Annuitet, 13,59 %/år motsvarande återbetalningskrav 10 år vid 6 % realränta.
Högsta kyleffektbehov och baslastkyleffektbehov = 4 MW respektive 1 MW, som för fall 3, Tabell 2.

Uppslag		I frikyla	II spillvärme-återvinning	(I + II)	Skillnad II – I	Skillnad (I+II) - II
1. Minskning i produktion med kylmaskin utan spillvärme-återvinning som uppslagen åstadkommer	$kWh/kW_M.år$	1620	1269	1481	- 451	+ 212
2. Minskning i erforderlig fjärrvärmeproduktion,	$kWh/kW_M.år$	= (1)/F = 2204	= (1)(1+F)/F = 3004	3288	+ 800	+ 284
3. Reduktion i produktions-kostnaden för fjärrvärme,	$kr/kW_M.år$	241	345	391	104	46
4. Reduktion i kostnaden för kyltornsvatten & el för pumpar & fläktar,	$kr/kW_M.år$	24	10	13	- 14	3
5. Total reduktion i de rörliga driftskostnaderna = (3) + (4), a)	$kr//W_M.år$	265	355	404	90	49
b) (5a)/0,25 = kr/kW baskyllast.år		1060	1420	1616	360	196
6. Högsta försvarbara merinvestering* a) kr/kW baslast = (5b)/0,1359	kr/kW_b	7800	10450	11890	2650	1440
b) totalt vid P_M = 4000 kW (baslast = 1000 kW)	Mkr	7,8	10,45	11,89	2,65	1,44

*Jämfört med system med absorptionskylmaskiner utan något av uppslagen.

Tabell 6: Beräknad approximativ merinvestering och lönsamhet för ett utförande som klarar spillvärmeåtervinning, = uppslag II

Antaganden:

i) Byggnadens lågtemperaturvärmebehov och övriga data motsvarar uppgifter för Gallerian i Tabell 4 med följande undantag:
   * det högsta kyleffektbehovet uppgår till 1,25 av det högsta lågtemperaturvärmeeffektbehovet
   * för fall c) antages att distributionsvarmvattensystemet har temperaturer 80/40 °C innan konvertering i stället för värdena för Gallerian, 55/30 °C.

ii) Vattentemperaturer med spillvärmeåtervinning:

	i värmeväxlare mellan kondensorkylvatten och distributionsvarmvatten		i eftervärmaren med fjärrvärmevatten under topplasttid:
Kondensorkylvattnet,	ut 32 °C,	in 37 °C	—
Distributionsvarmvattnet,	in 24 °C,	ut 36 °C	in, lägst 36 °C, ut, max 44 °C

Beräknade investeringskostnader för uppslag II:

Fall --->		a)	b)	c)
Post		Ny byggnad: Merkostnad jämfört med ny byggnad utan värmeåtervinning	Konvertering av befintlig byggnad Konverteringskostnad	
Distributionsvarmvattentemperaturer i byggnad utan spillvärmeåtervinning,	°C	55/50	55/30	80/40
A. Investering för uppslag II				
1. Varmluftbatterier + installation	kr/kW$_V$*	72	207	301
2. Rörledningar ventiler & pumpar + installation,	"	93	260	260
3. Mellanvärmeväxlare & eftervärmare (även för tappvarmvatten) + anslutningsledningar, ventiler, pumpar	"	88	82	82
4. Totalt, 1) + 2) + 3)	"	241	549	643
5. Konsulter och övrigt, 15 % av 4)	"	36	82	96
6. Totalt inklusive 5)	"	277	631	739
7. Investeringskostnad per kW max. kyleffektbehov, = 6)/1,25	kr/kW$_M$	222	505	591
B. Jämförelse med uppslag I:				
8. Investeringsbehov för uppslag I för byggnad med samma kylbehov,	"	140	140	140
9. Merinvestering för uppslag II jämfört med uppslag I, = 7)–8)	"	82	365	451
10. Ökning i reduktionen i de rörliga produktionskostnaderna p.g.a. uppslag II jämfört med uppslag I, från Tabell 5,	kr/kW$_M$.år	404	404	404
11. Återbetalningstid för merinvesteringen, = 9)/10),	antal driftår,	0,2	0,9	1,1

* kr/kW$_V$ = kr per kW av högsta lågtemperaturvärmeeffekt för byggnaden.

LIST OF TITLES OF FIGURES

Figure 11:

Assumed load duration curve for low temperature heat demand

Figure 12:

Production of cooling energy using method II or a combination of methods II and III.

Figure 13:

Schematic for absorption chiller with recovery of the waste heat from the chiller (= method II) and, when necessary, recovery of heat also from the building exhaust air (= method III).

Figure 14:

Schematic for combined use of methods I and II

Figure 15:

Dry and wet bulb temperatur, relative moisture and enthalpi of moist air (= mollierdiagram for air)

Figure 16:

Cooling load profiles for two modern buildings with cosiderable base load cooling loads and low temperature heat demands

(From measurements in reference 3 and 4)

Figure 17:

Mean montly heat demands for two buildings, Gallerian and Skrapan

Figure 18

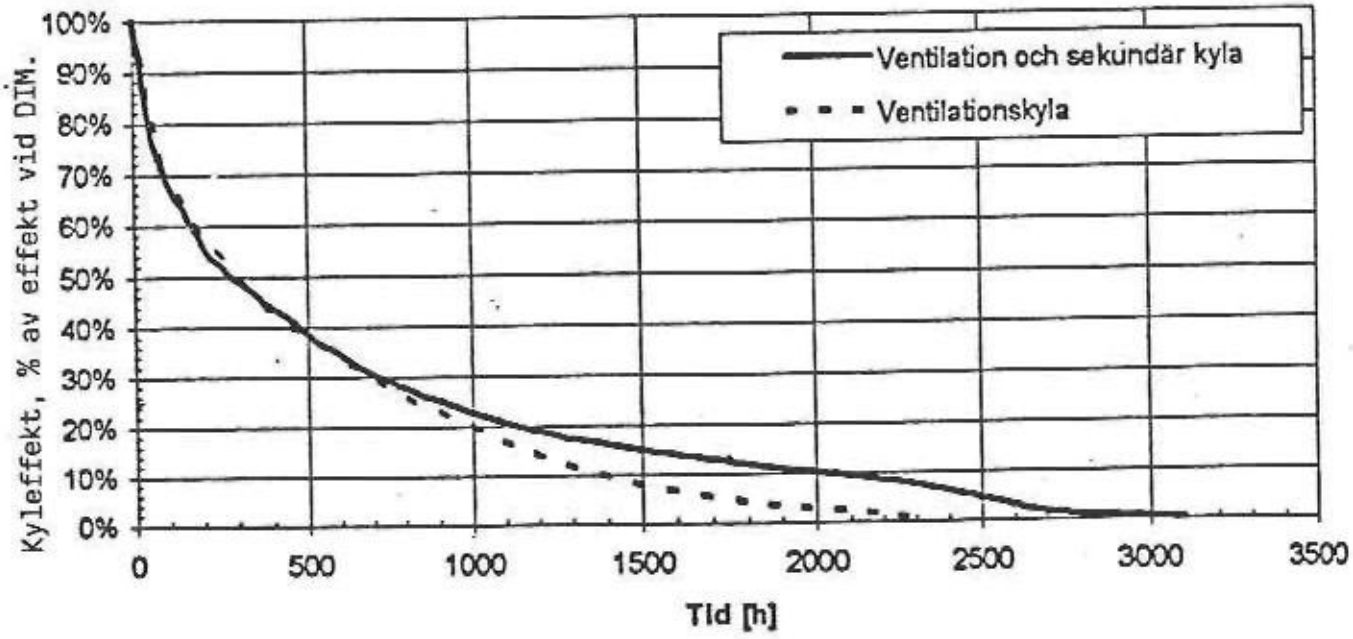
Extrapolation of heat demand data from Figure 17 to obtain the heat demands at the design temperature (-20°C) for the heating systems

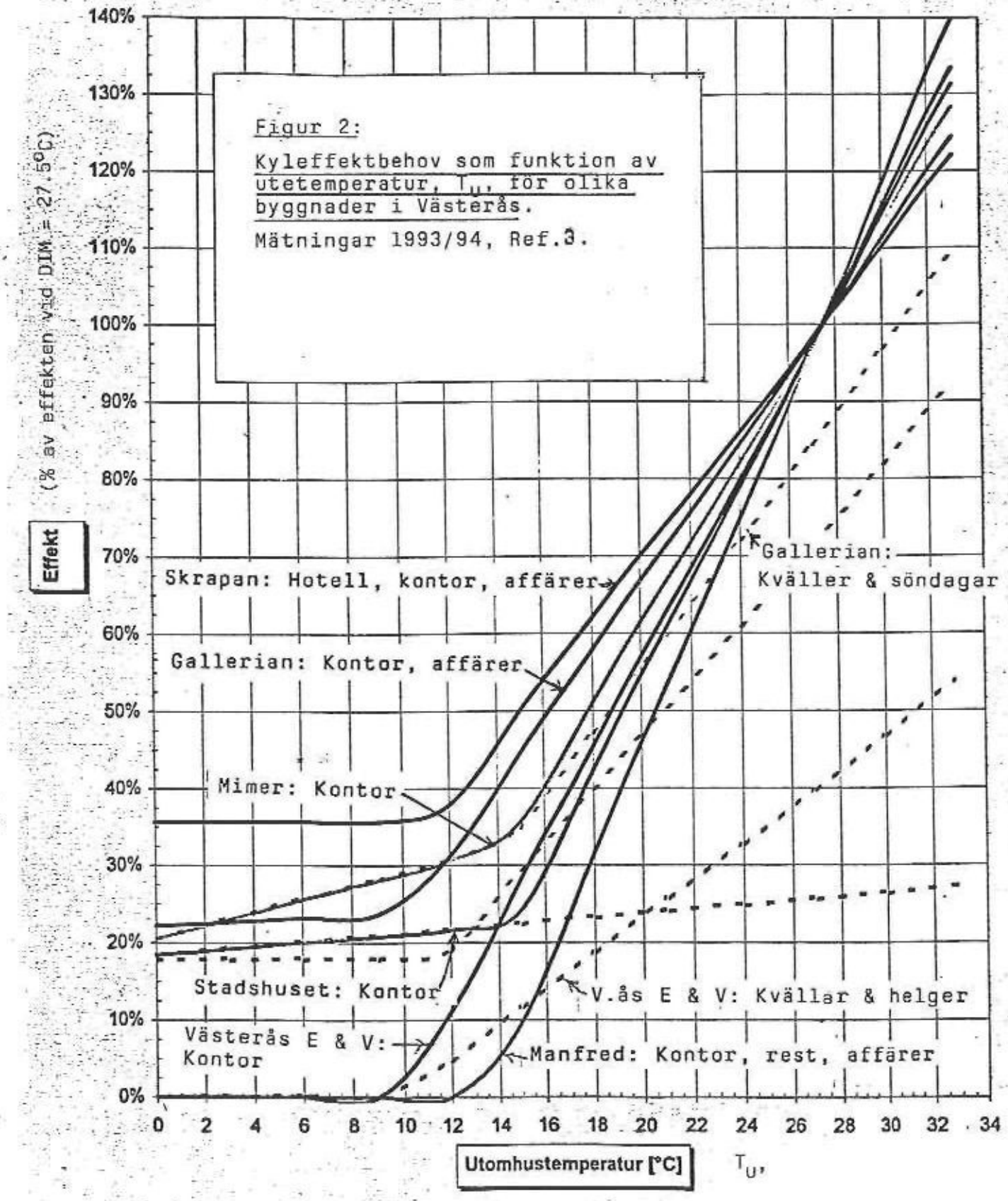
Figure 19

Sketches of building layouts for Gallerian and Skrapan which show location of ventilation air inlets and outlets and locations of production plants for cooling energy and heat.

Figur 1:

Varaktighet av kyleffektbehov för komfortkyla:
Mätningar, 1993/94 för byggnaderna som anslutits till fjärrkyla.
i Västerås, Ref. 3.

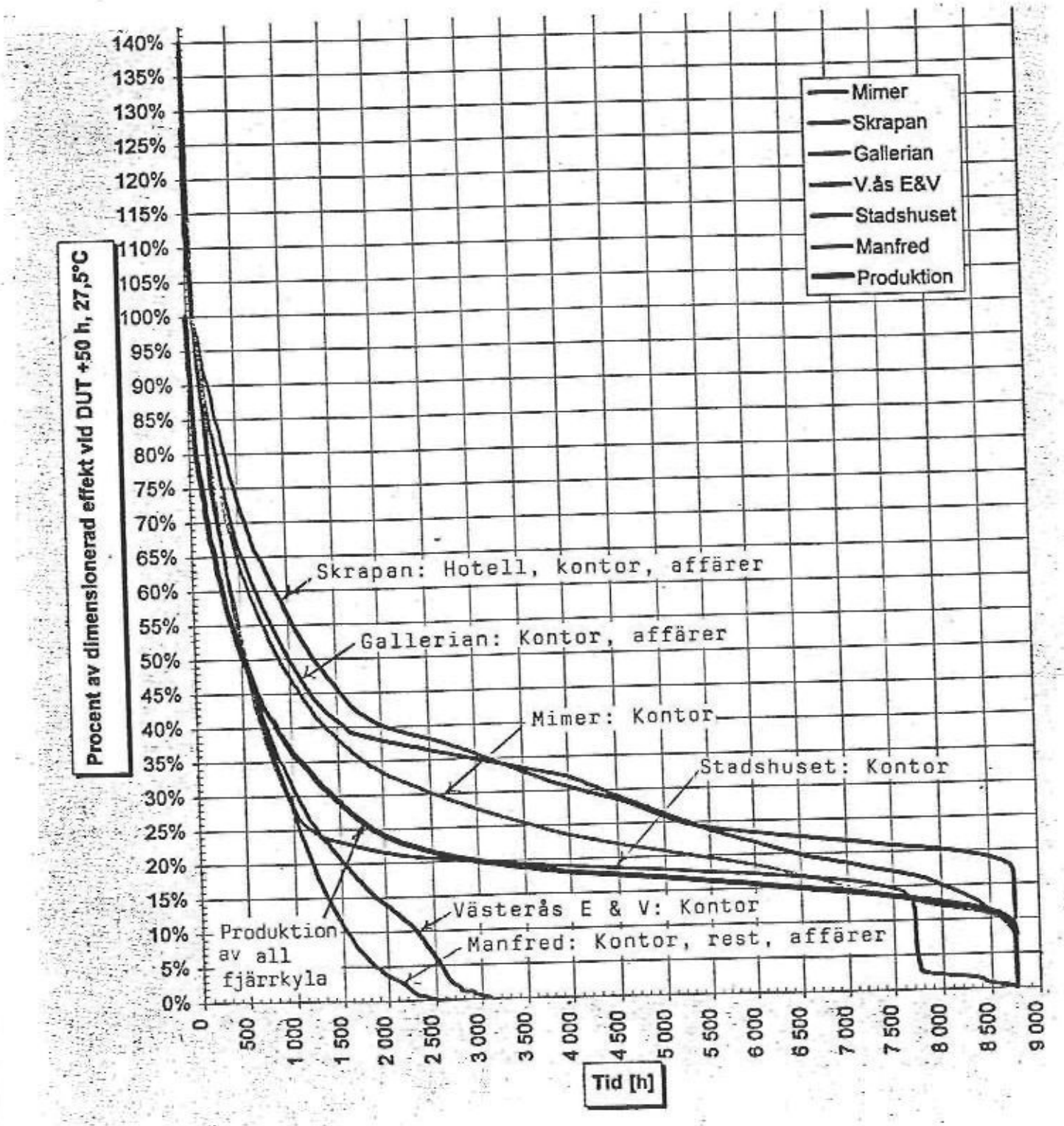



Figur 2:
Kyleffektbehov som funktion av utetemperatur, T_U, för olika byggnader i Västerås.
Mätningar 1993/94, Ref.3.
Effekt (% av effekten vid DIM = 27,5°C)
140%
130%
120%
110%
100%
90%
80%
70%
60%
50%
40%
30%
20%
10%
0%
Skrapan: Hotell, kontor, affärer
Gallerian: Kontor, affärer
Mimer: Kontor
Stadshuset: Kontor
Västerås E & V: Kontor
Gallerian: Kväller & söndagar
V.ås E & V: Kvällar & helger
Manfred: Kontor, rest, affärer
0 2 4 6 8 10 12 14 16 18 20 22 24 26 28 30 32 34
Utomhustemperatur [°C]
T_U,

Figur 3.

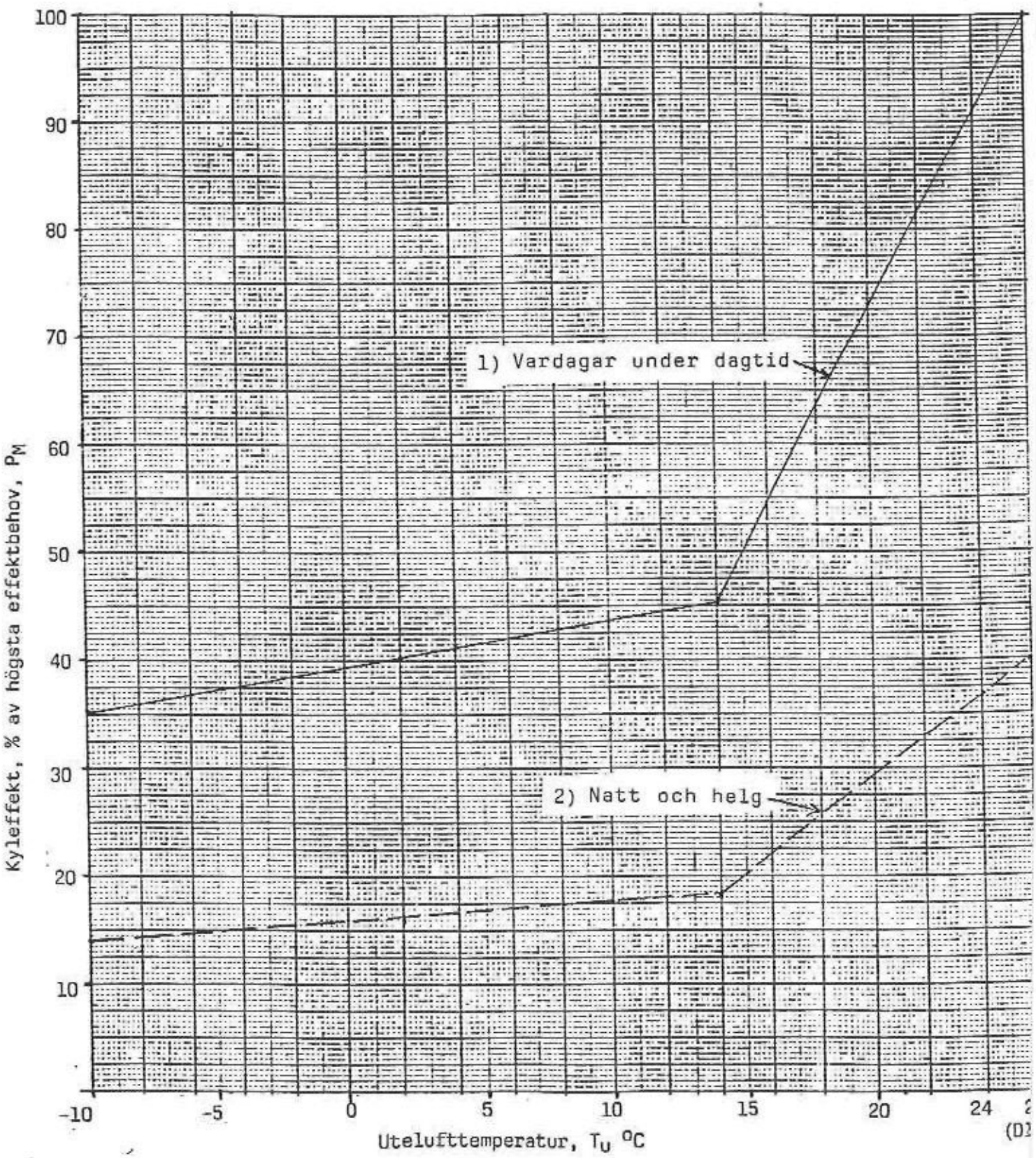
Varaktighetskurvor för kyleffektbehovet för olika byggnader i Västerås anslutna till fjärrkylsystemet

Mätningar 1993/94, Ref.3.



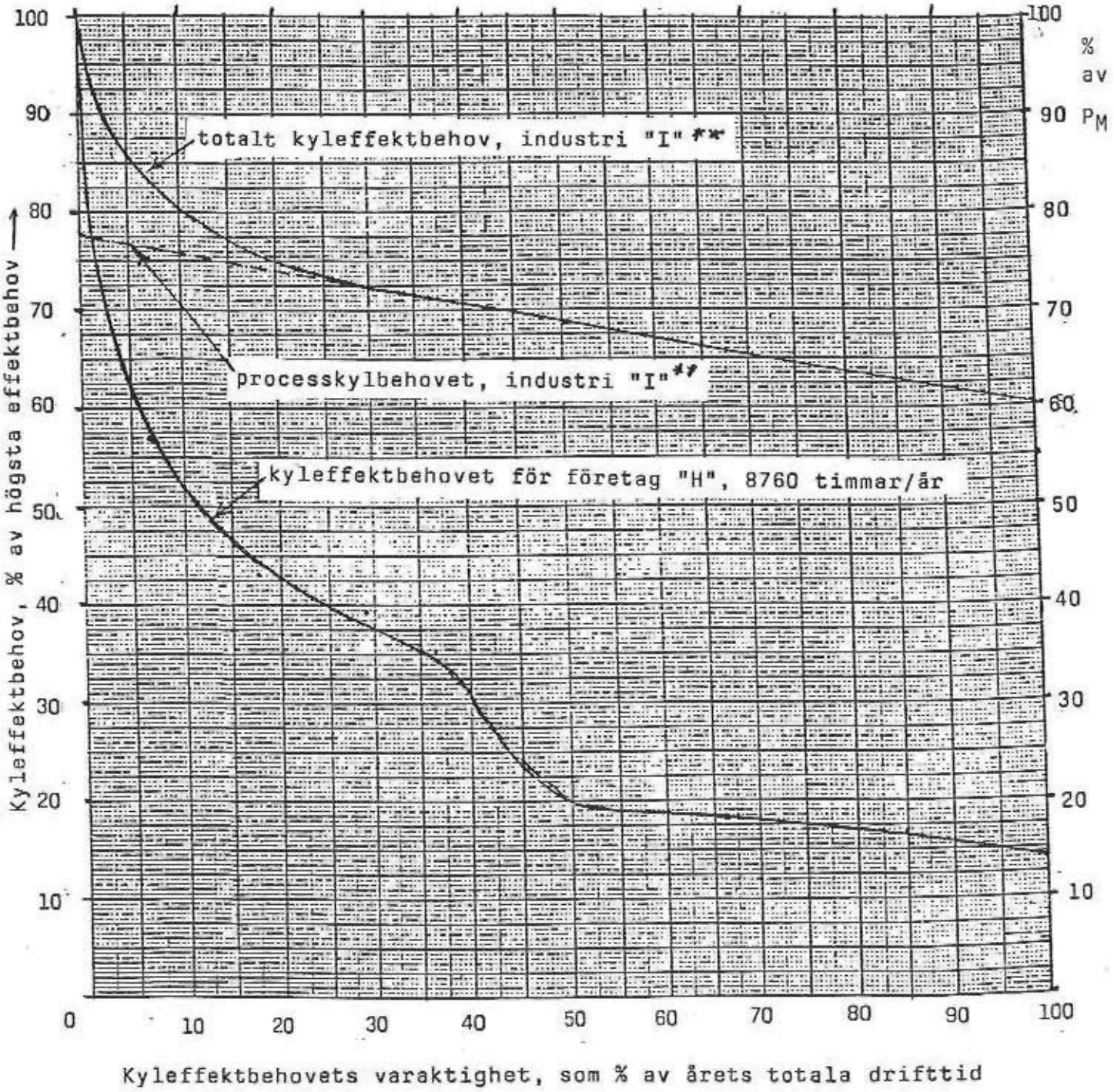
Figur 4:

Kyllastprofil för stor konsument av kyla i Göteborg, företag "H"
(Specifikation av företagets konsult)



Figur 5:

Varaktighetskurvor för kyleffektbehovet för två större konsumenter av kyla, "H och "I", i Göteborg



* Sammanställd från lastprofilerna för vardagar dagtid respektive natt och helg, Figur 4.

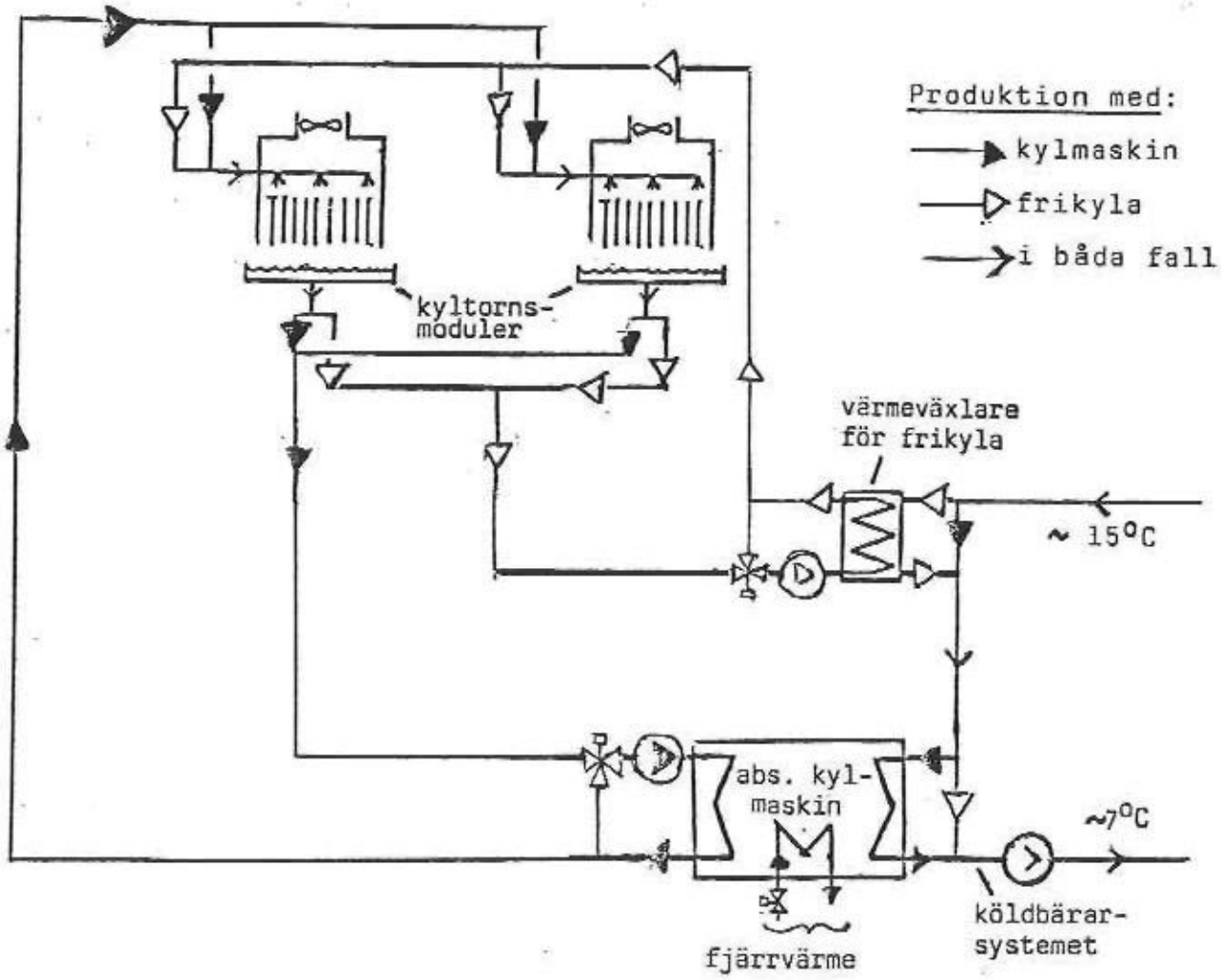
** Fabriken och produktionen av kyla avstängd under veckohelger samt en vecka under vintern och 2 veckor under sommaren. Varaktighetskurva enligt företagets konsult.

Figur 6.1:

Principschema för uppslag I, absorptionskylmaskin plus frikyla: Variant med lägst 2 kyltornsmoduler.

Driftsätt med enbart kylmaskin, respektive enbart frikyla.

(= driftsätt a) respektive b))

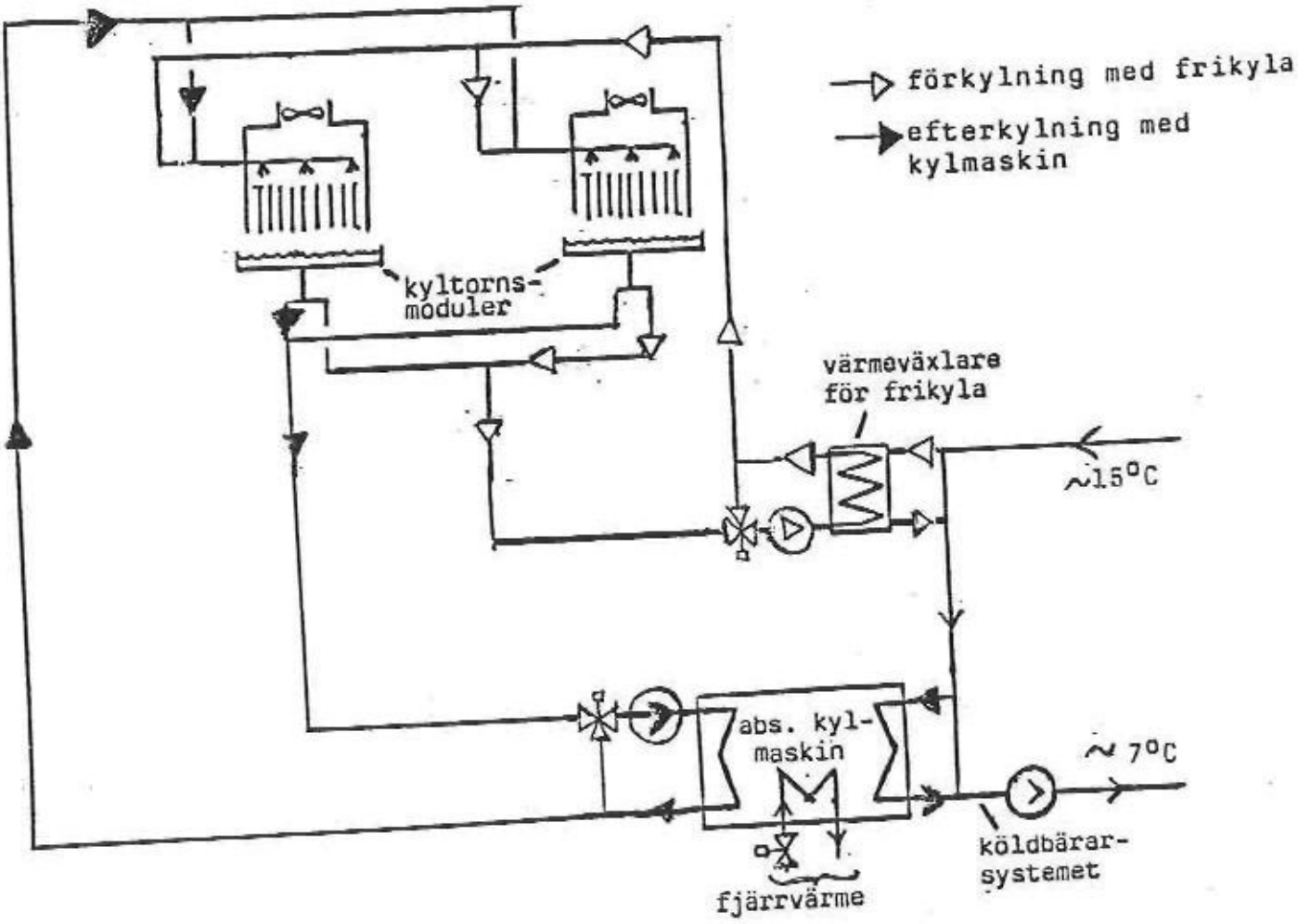


(Principschemat visar 3 reglerventiler, men inte övriga ventiler, dubblerade pumpar eller bufferttanken)

Figur 6.2:

Principschema för uppslag I, absorptionskylmaskin plus frikyla: Variant med lägst 2 kyltornsmoduler.

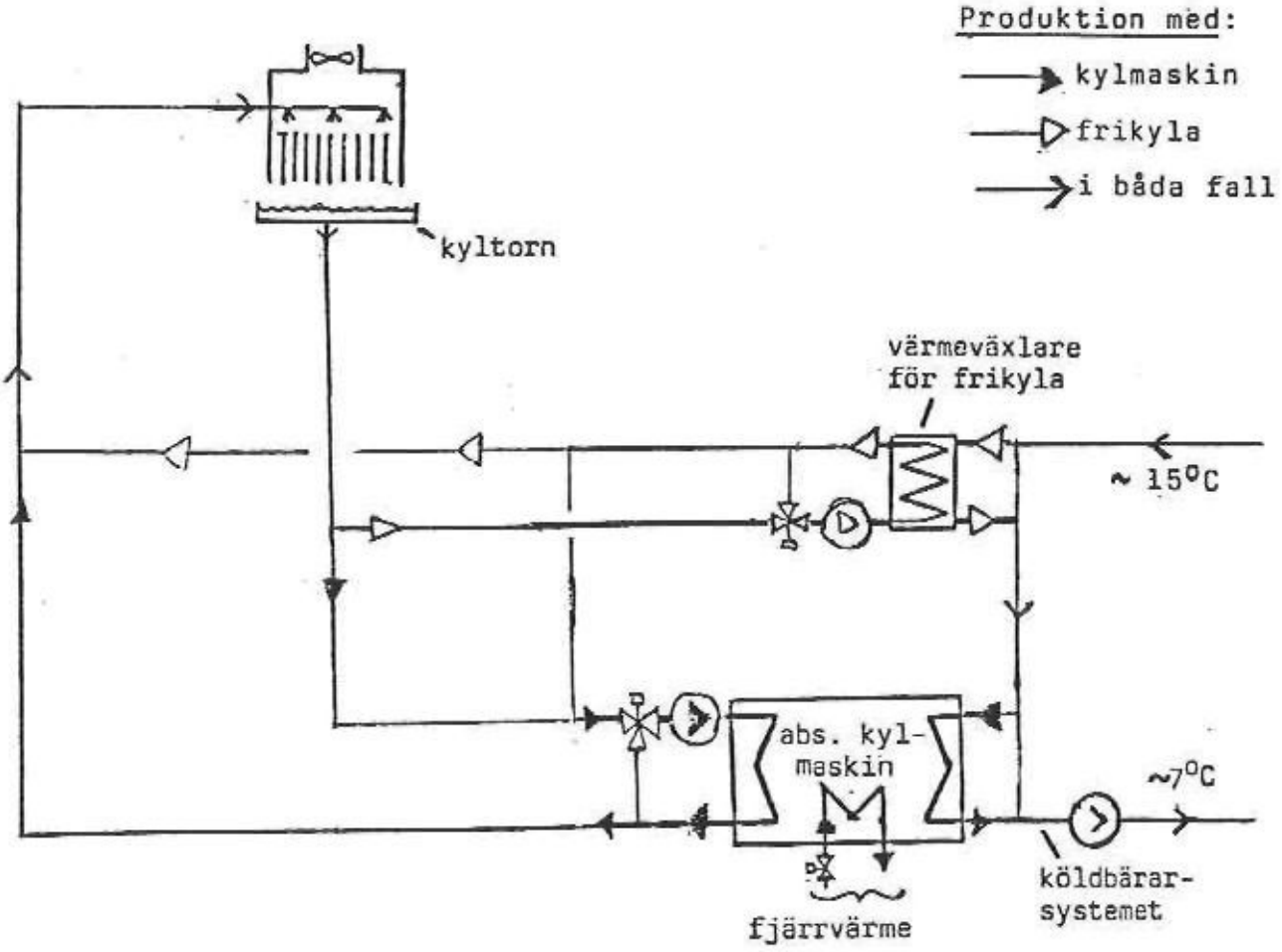
Driftsätt c): Kombinerad drift



(Principschemat visar 3 reglerventiler, men inte övriga ventiler, dubblerade pumpar eller bufferttanken)

Figur 7.1

Principschema för uppslag I, absorptionskylmaskin plus frikyla:
Variant för kyltorn med bara en modul.
Driftsätt med enbart kylmaskin, respektive enbart frikyla.
(= driftsätt a) respektive b))

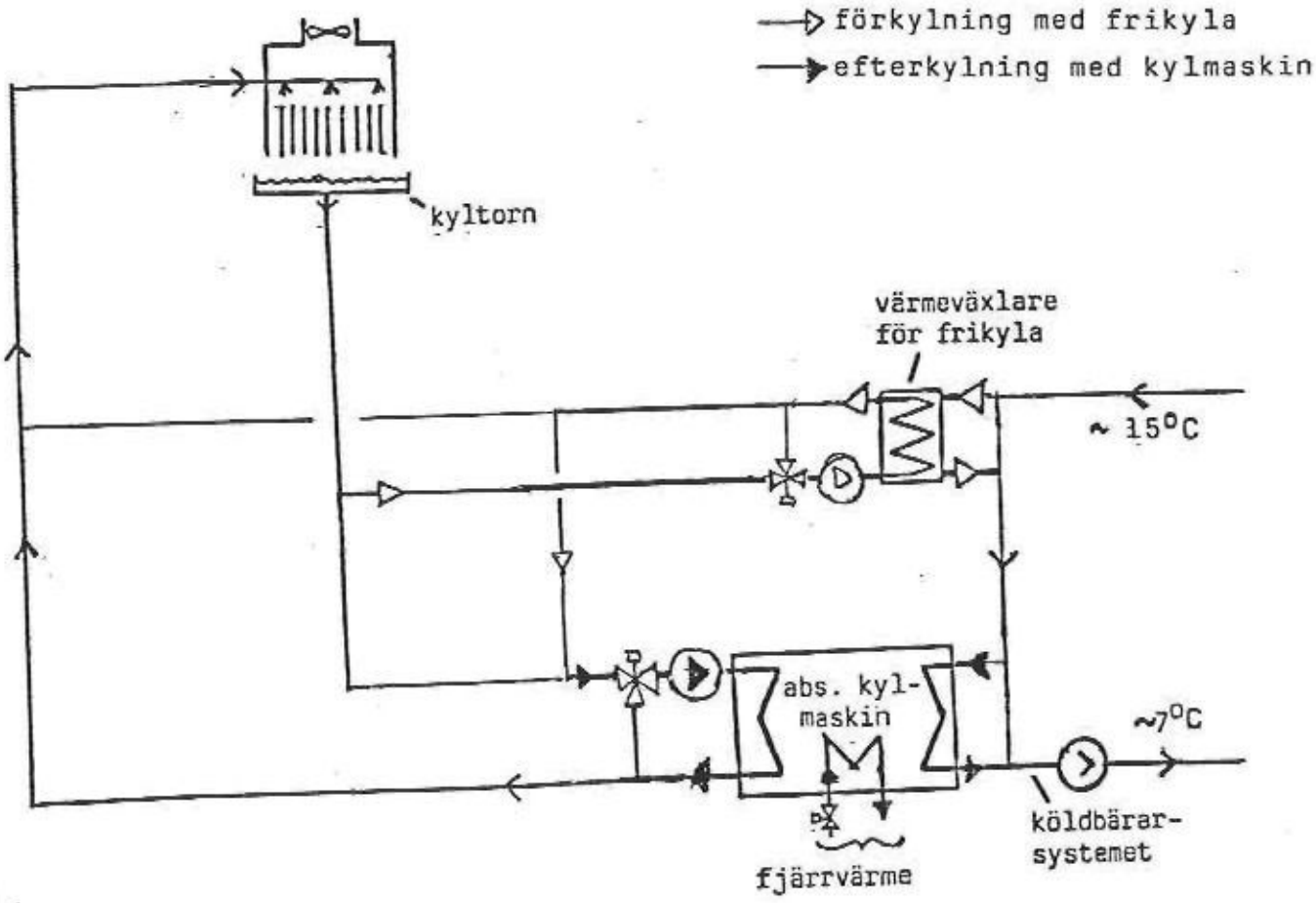


(Principschemat visar 3 reglerventiler, men inte övriga ventiler, dubblerade pumpar eller bufferttanken)

Figur 7.2

Principschema för uppslag I, absorptionskylmaskin plus frikyla:
Variant för kyltorn med bara en modul.

Driftsätt c): kombinerad drift

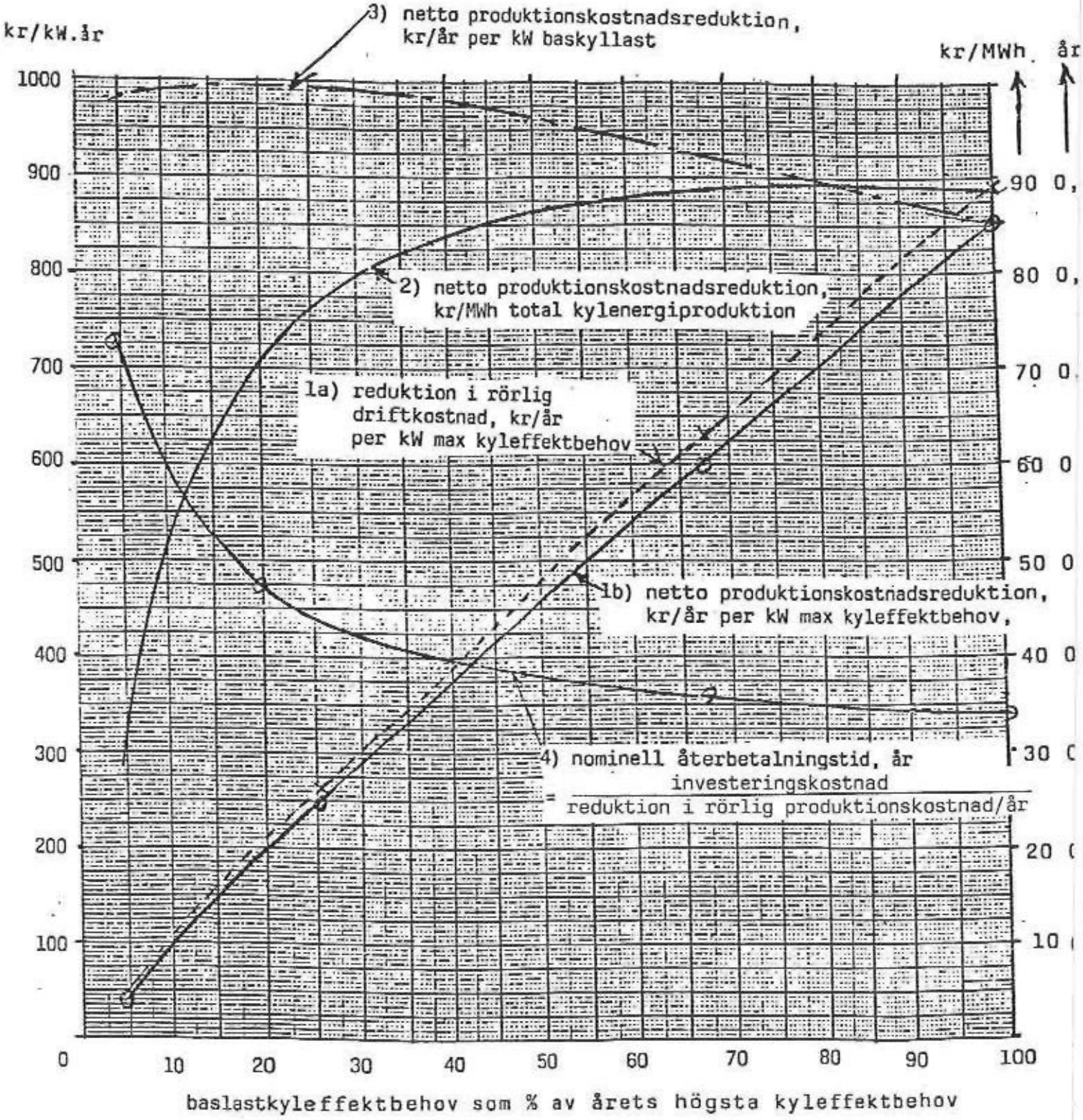


(Principschemat visar 3 reglerventiler, men inte övriga ventiler, dubblerade pumpar eller bufferttanken)

Figur 8

Beräknad produktionskostnadsminkning på grund av uppslag I, och återbetalningstiden för tilläggsinvesteringen:

Resultat av parameterstudien, Tabell 2.

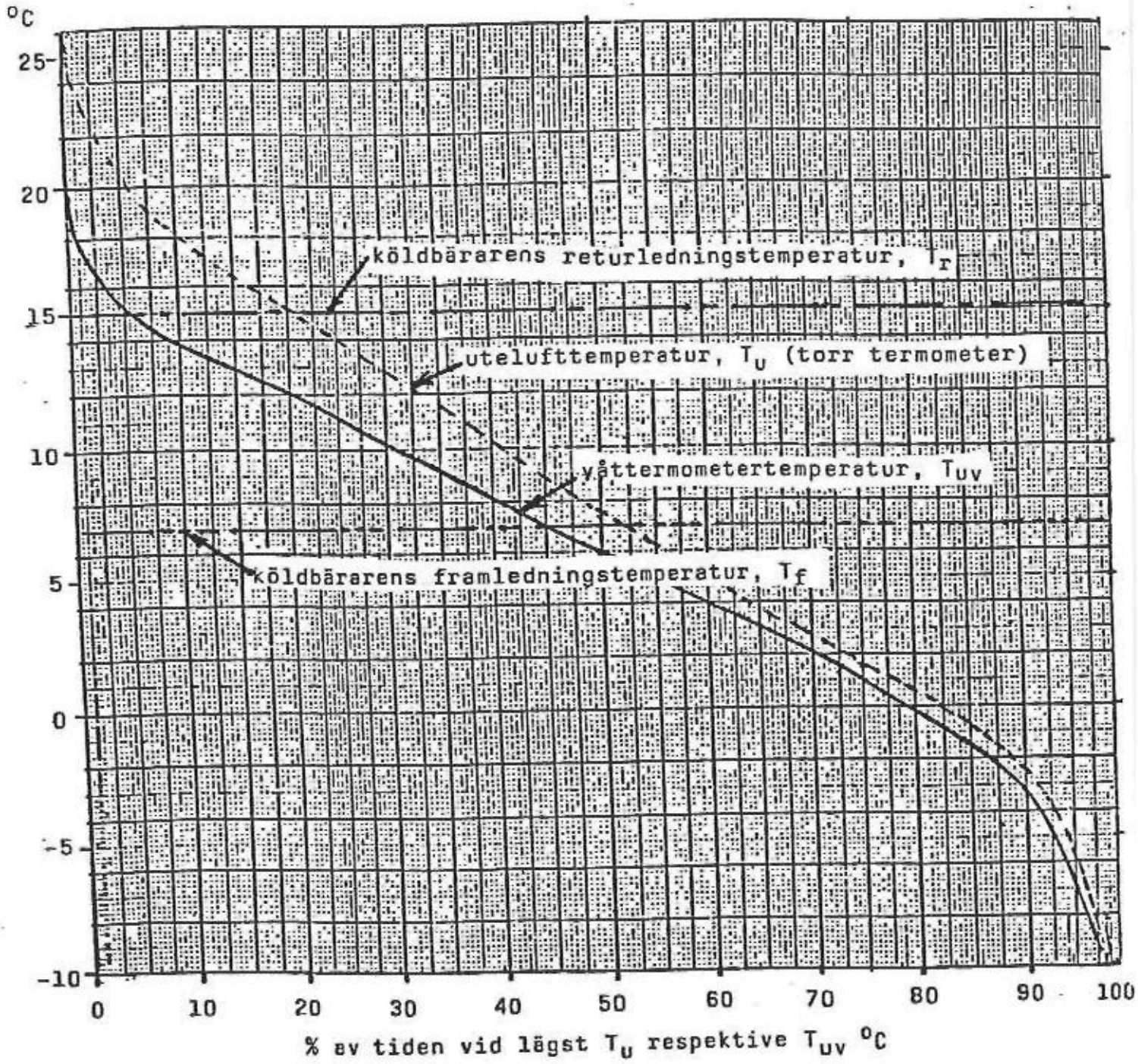


Figur 9:

Lufttemperaturer och köldbärartemperaturer för beräkningsexemplen i denna rapport:

Uteluftemperaturerna, T_u (= torr termometer) och T_{uv} (= våt termometer) har baserats på medelvärden för SMHIs långtidsstatistik, 1961-1990, för Göteborg (Säve) under dagtid,

Köldbärartemperaturerna, T_f (framledning) och T_r (returledning) är typiska lämpliga värden för system med absorptionskylmaskiner och frikyla.



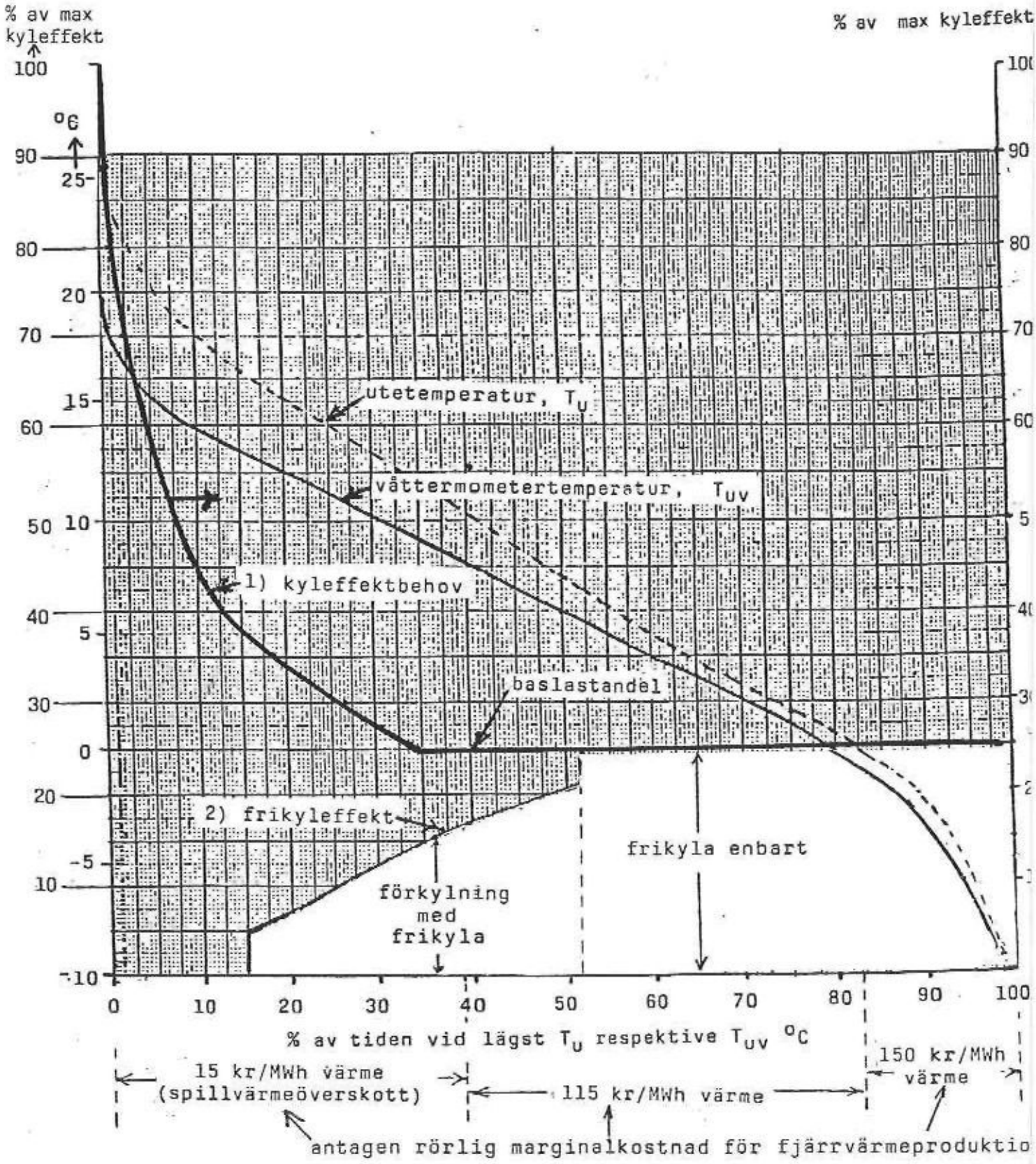
Kommentar:

Med ett kyltorn och en mellanvärmeväxlare av lämplig storlek kan man vanligtvis producera hela kyleffektbehovet så länge som (T_f-T_{uv}) uppgår till lägst 2 till 4°C, beroende på baskyleffektandelens storlek.

Kombinerad drift med förkylning av köldbäraren med frikyla och efterkylning med kylmaskin är vanligtvis möjligt och motiverad med uppslag I, så länge som (T_r-T_{uv}) uppgår till lägst ca 2°C.

Figur 10:

Antagen kyllastprofil för fall 3, Tabell 2, och beräknad andel av kyleffekten som kan produceras med frikyla



Figur 11:

Antagen varaktighetskurva för lågtemperaturvärmebehovet

Mot bakgrund av diskussionen i avsnitt 6.2.2. om likheter och olikheter mellan formena för varaktighetskurvorna för lågtemperaturvärmebehovet och fjärrvärmebehovet har denna varaktighetskurva beräknats från följande formel:

$P_v/P_{vM} = (P_{fv} - 0{,}06\ P_{fvM})/0{,}94$ där,

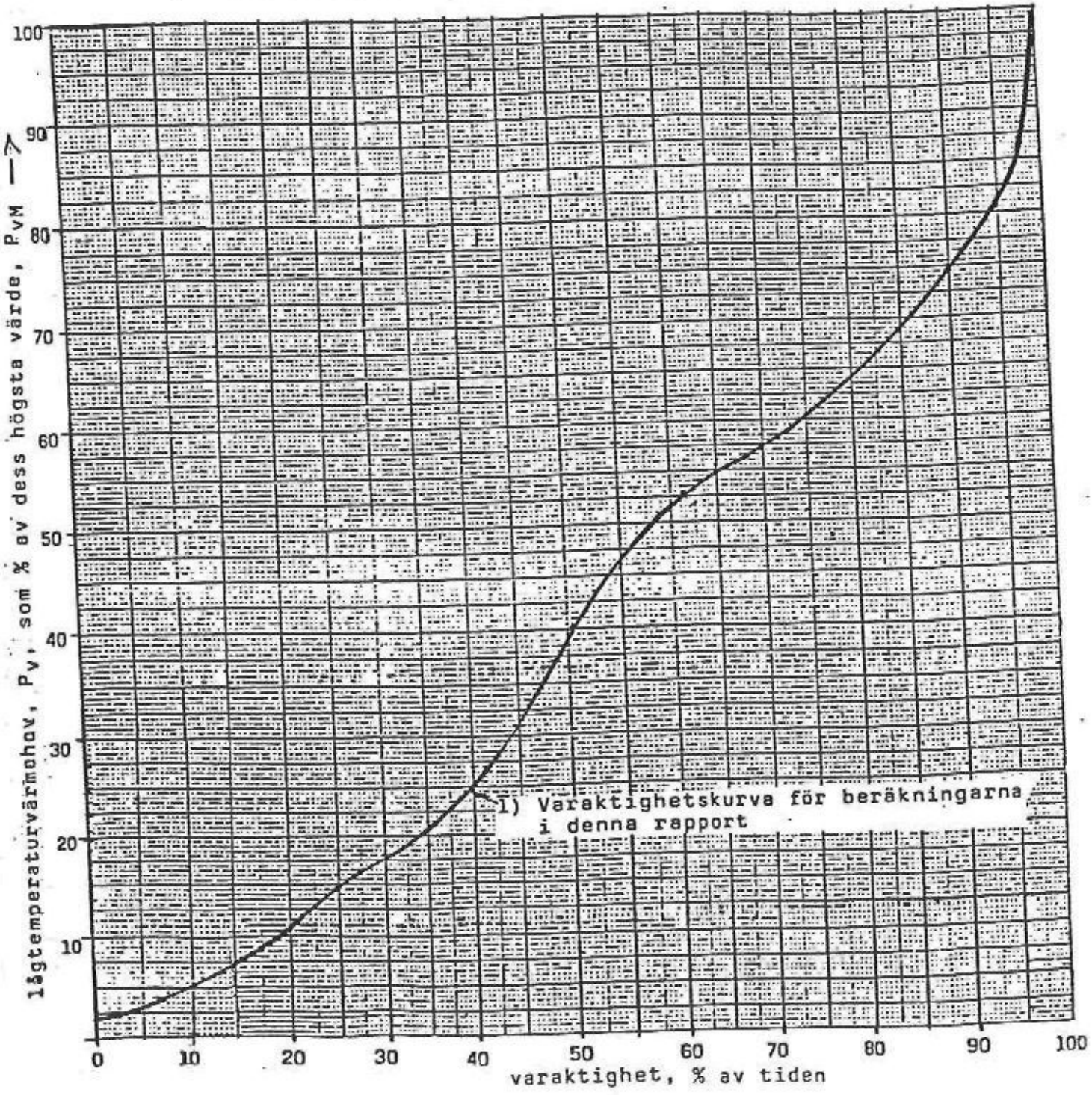
P_v = lågtemperaturvärmeeffektbehovet som funktion av tiden,

P_{vM}= det högsta värdet på P_v,

P_{fv}= Göteborg Energis fjärrvärmeproduktionseffekt som funktion av tiden,

P_{fvM}=det högsta värdet på P_{fv},

$0{,}06\ P_{fvM}$ = korrektion för skillnaden i form mellan varaktighetskurvorna för lågtemperaturvärme och fjärrvärme därför att P_v saknar fjärrvärmeproduktionens distributionsförlsustandel och har en lägre andel tappvarmvattenvärme än P_{fv}.



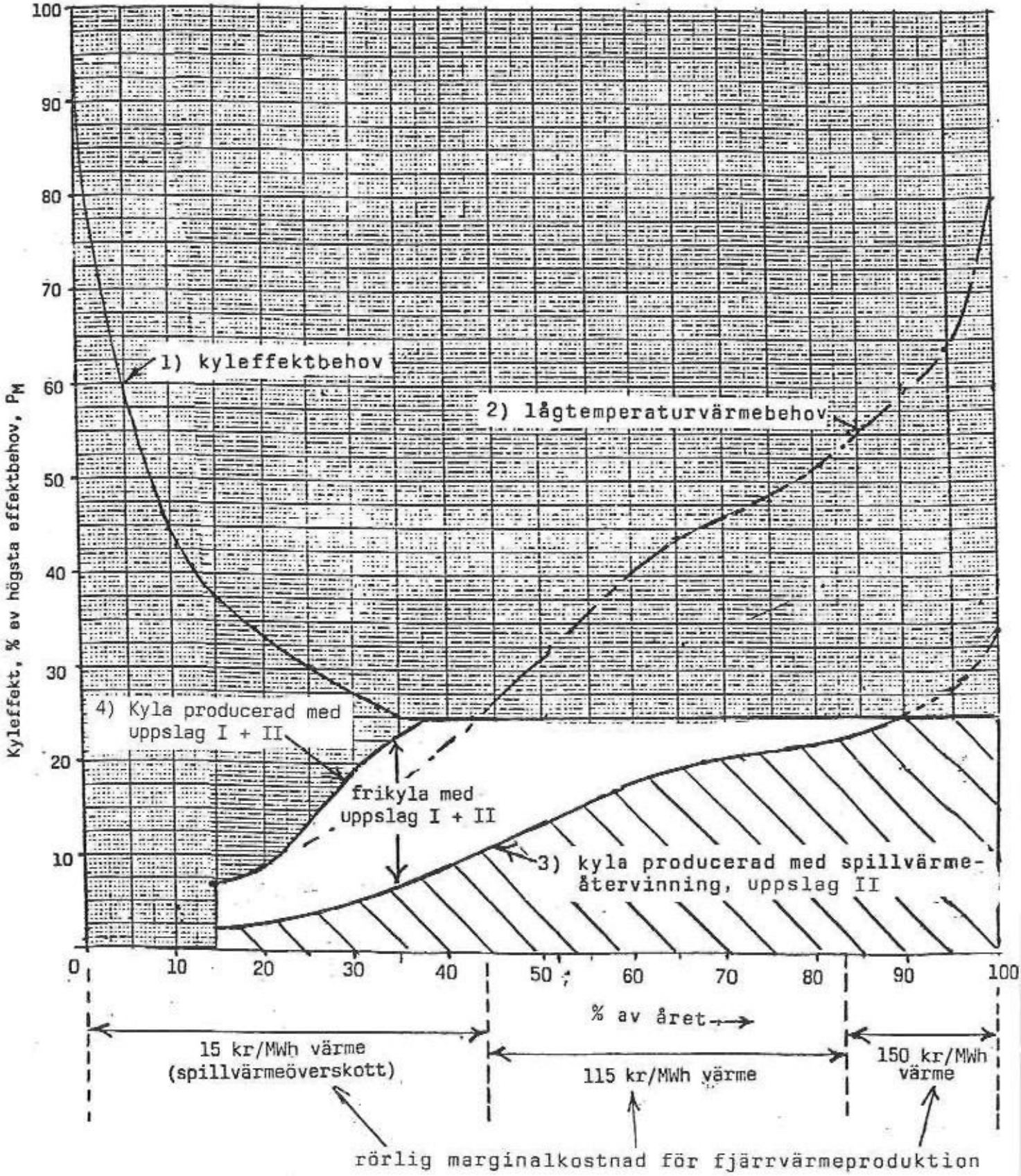
Figur 12

Produktionen av kyla med uppslag II, alternativt I + II

Antaganden:

* Kyllastprofil enligt fall 3, Tabell 2 (= 25% baslastandel)
* Lågtemperaturvärmebehov med varaktighet enligt kurva 1 Figur 11, och högsta effektbehov motsvarande 80% av högsta kyleffektbehovet.

(Tabell 4 visar de ekonomiska konsekvenserna av denna driftfördelning)

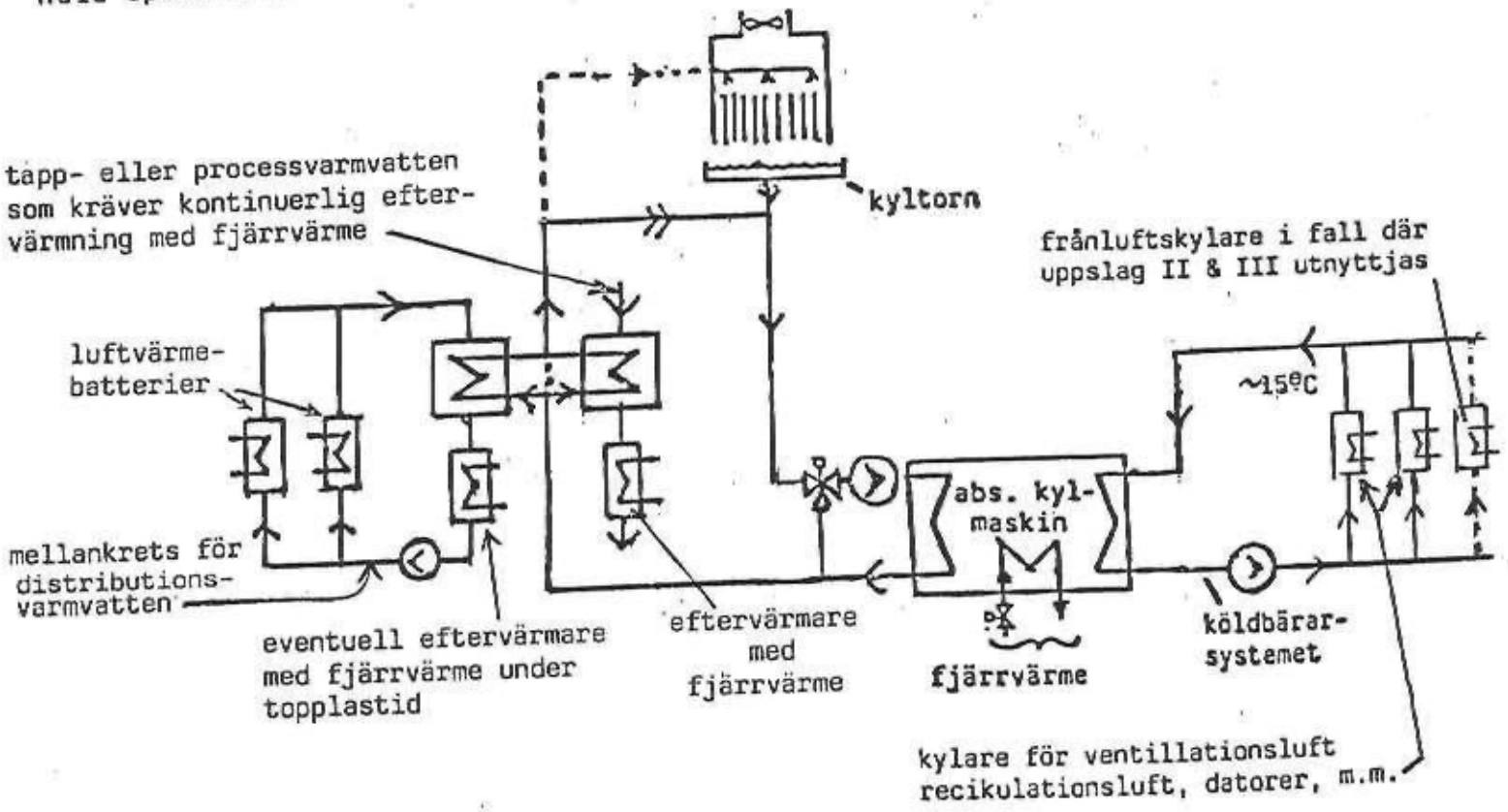


Figur 13:
Principschema för absorptionskylmaskin med spillvärmeåtervinning för lågtemperaturvärmebehov (=uppslag II), samt, vid behov, frånluftsvärmepumpfunktion (=uppslag III)

→ spillvärmeeffekten kan helt återvinnas för lågtemperaturvärmebehov,

··· ▸ lågtemperaturvärmebehovet räcker inte för att kyla bort hela spillvärmeeffekten; kyltornet får kyla bort resterande del.

(När det inte finns något lågtemperaturvärmebehov, kyler kyltornet bort hela spillvärmeeffekten)



Figur 14.

Principschema för kombination av uppslag I och II.

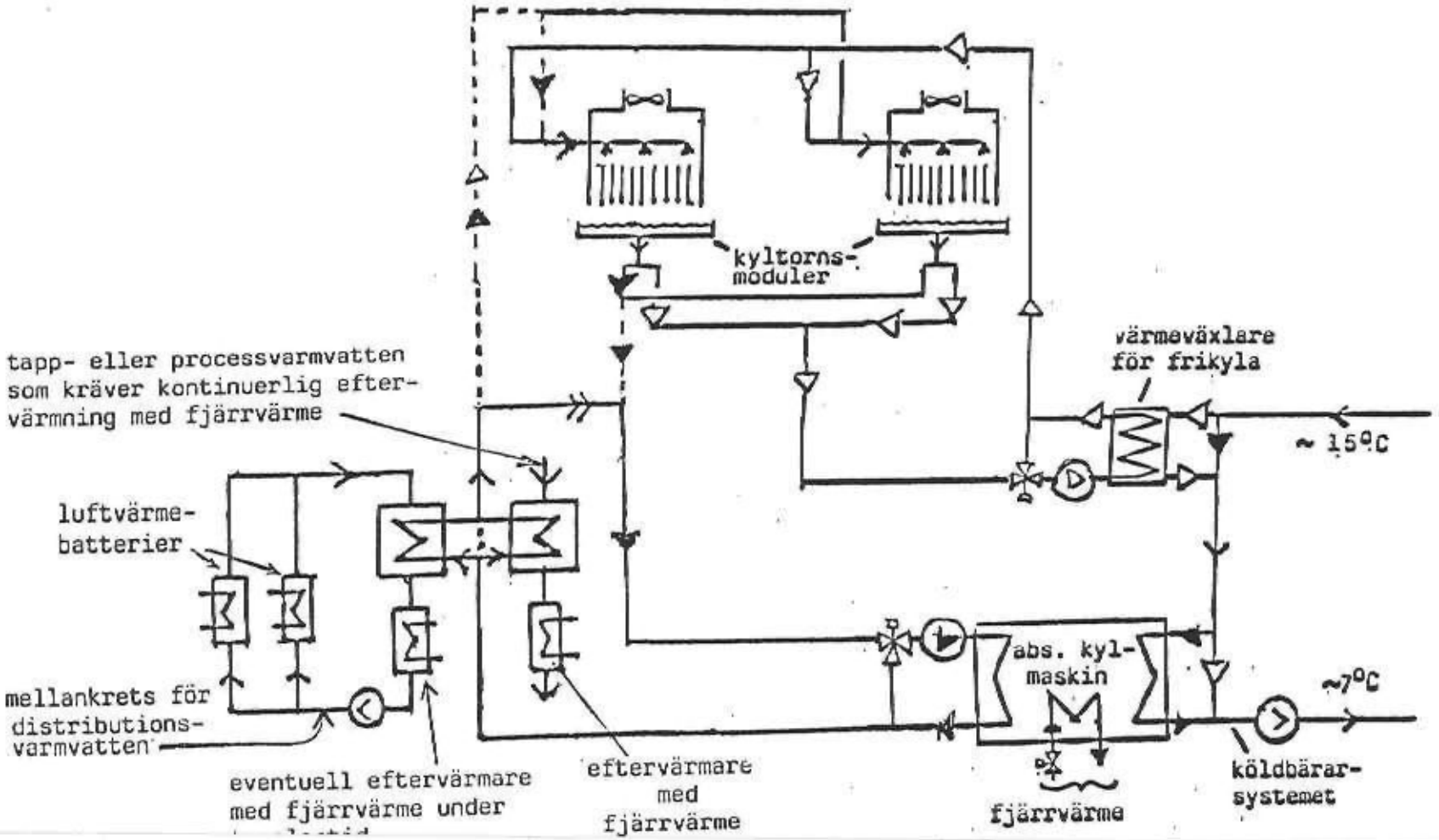
(När lågtemperaturvärmebehovt inte räcker för att kunna producera hela kyleffektbehovet med spillvärmeåtervinning, kompletteras produktionen av kyla med frikyla helt, eller så långt möjligt)

förkylning av köldbäraren med frikyla, vid behov,

efterkylning av köldbäraren med kylmaskinen,

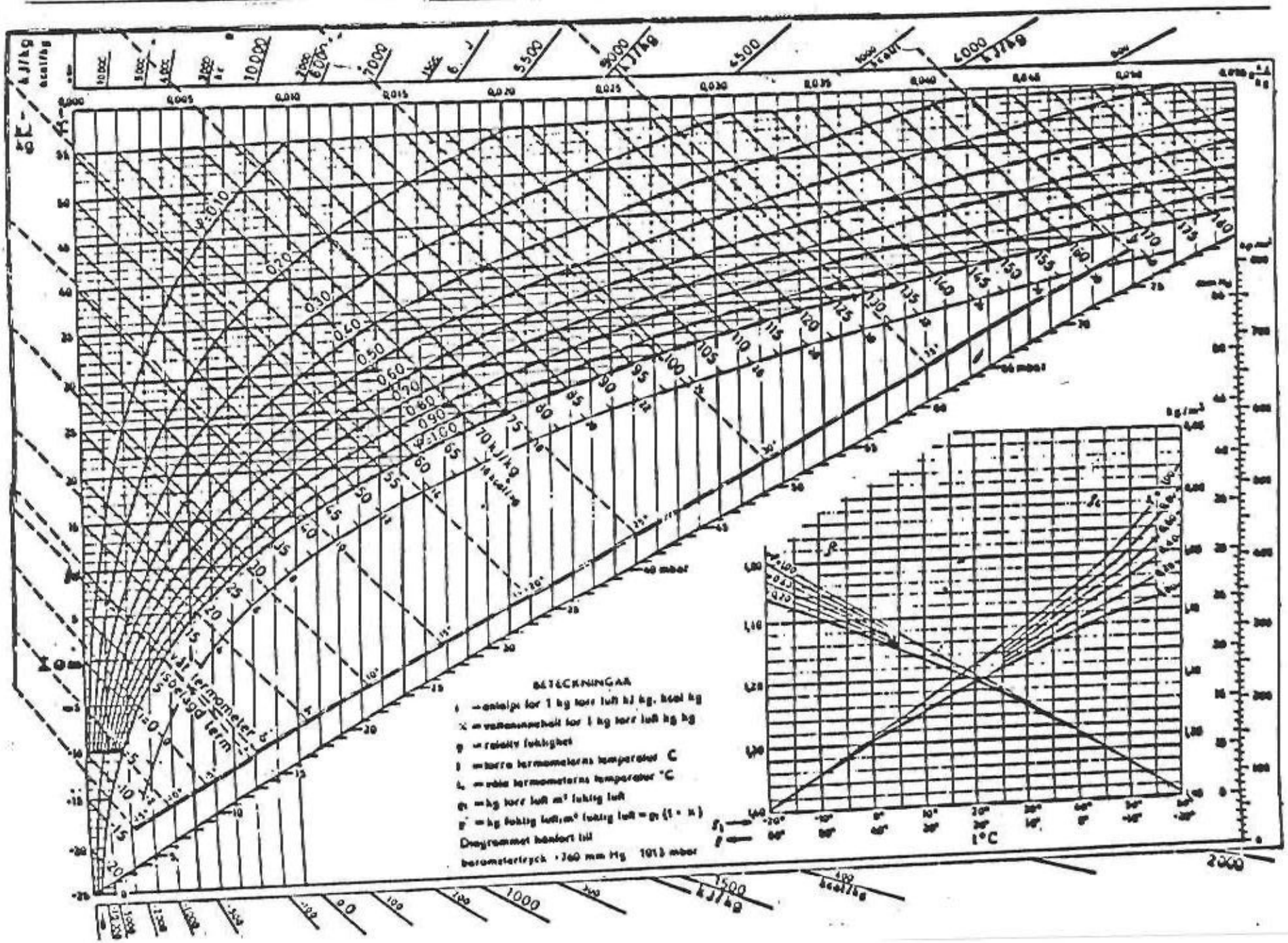
spillvärmeeffekten kan helt återvinnas för lågtemperaturvärmebehov,

kyltornet kyler bort den del av spillvärmeeffekten som inte kan utnyttjas för lågtemperaturvärmebehov.



Figur 15:

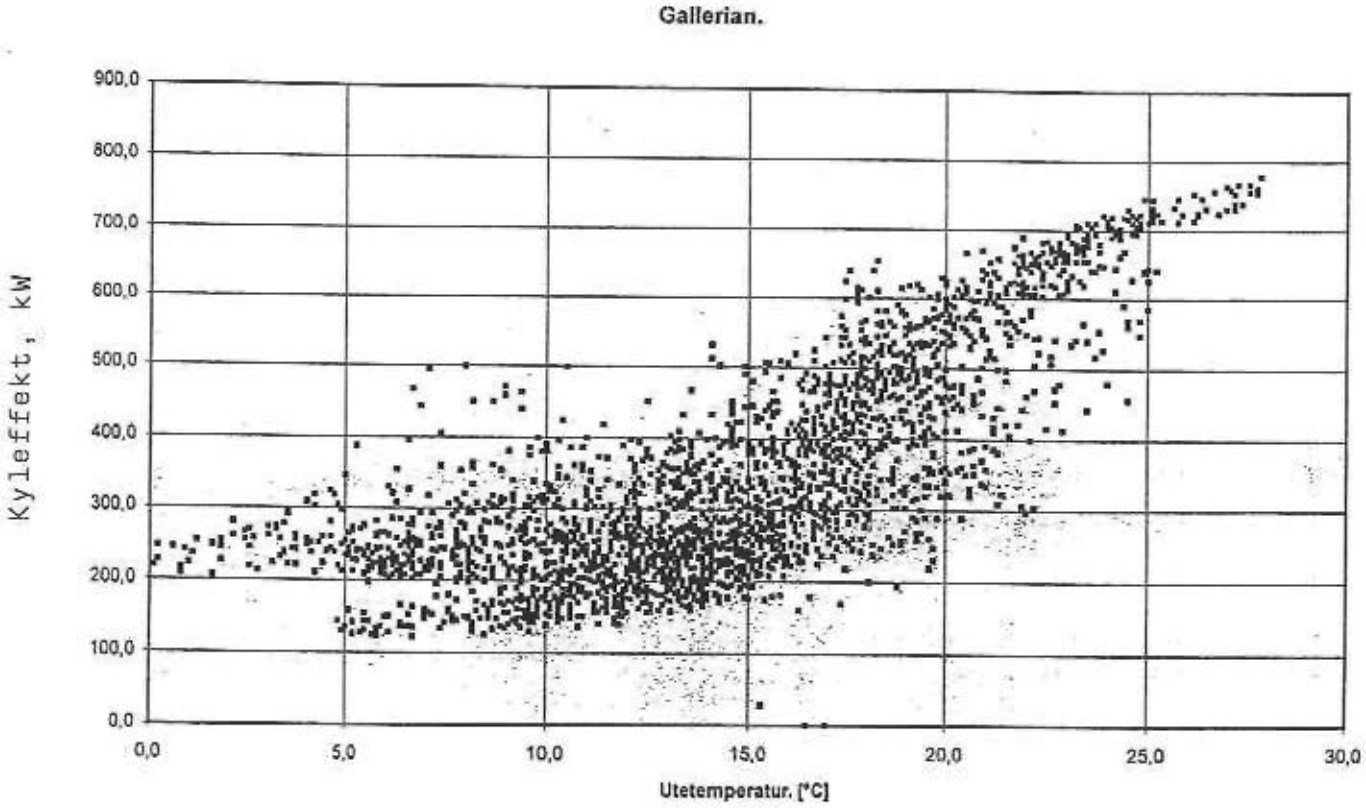
Torr och våt termometertemperatur, relative fuktighet och entalpi för luft (= Mollierdiagram för luft)

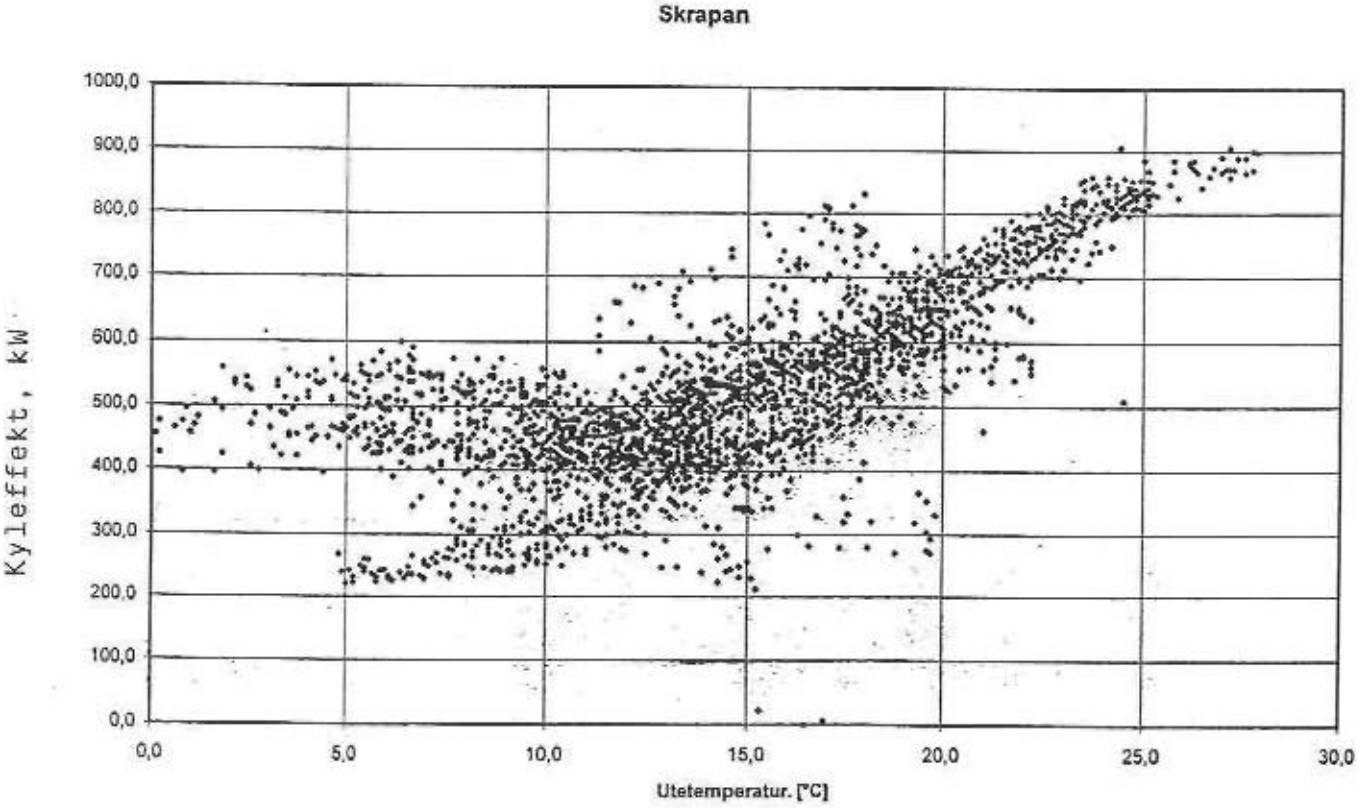


Figur 16:

Kyllastprofiler för två byggnader med betydande baskyllast och lågtemperaturvärmebehov.

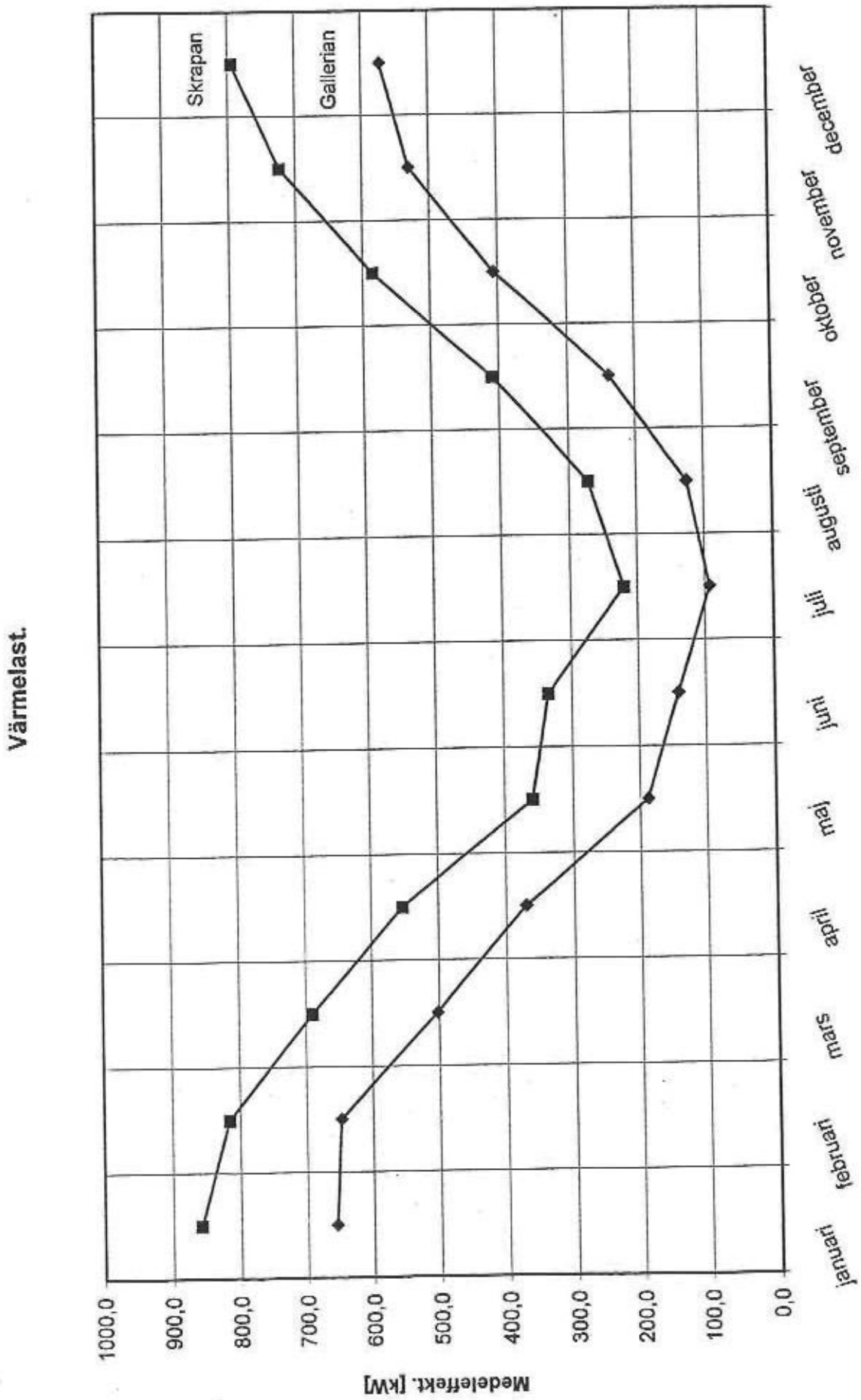
(från mätningar, Ref. 3 och 4)





Figur 17:

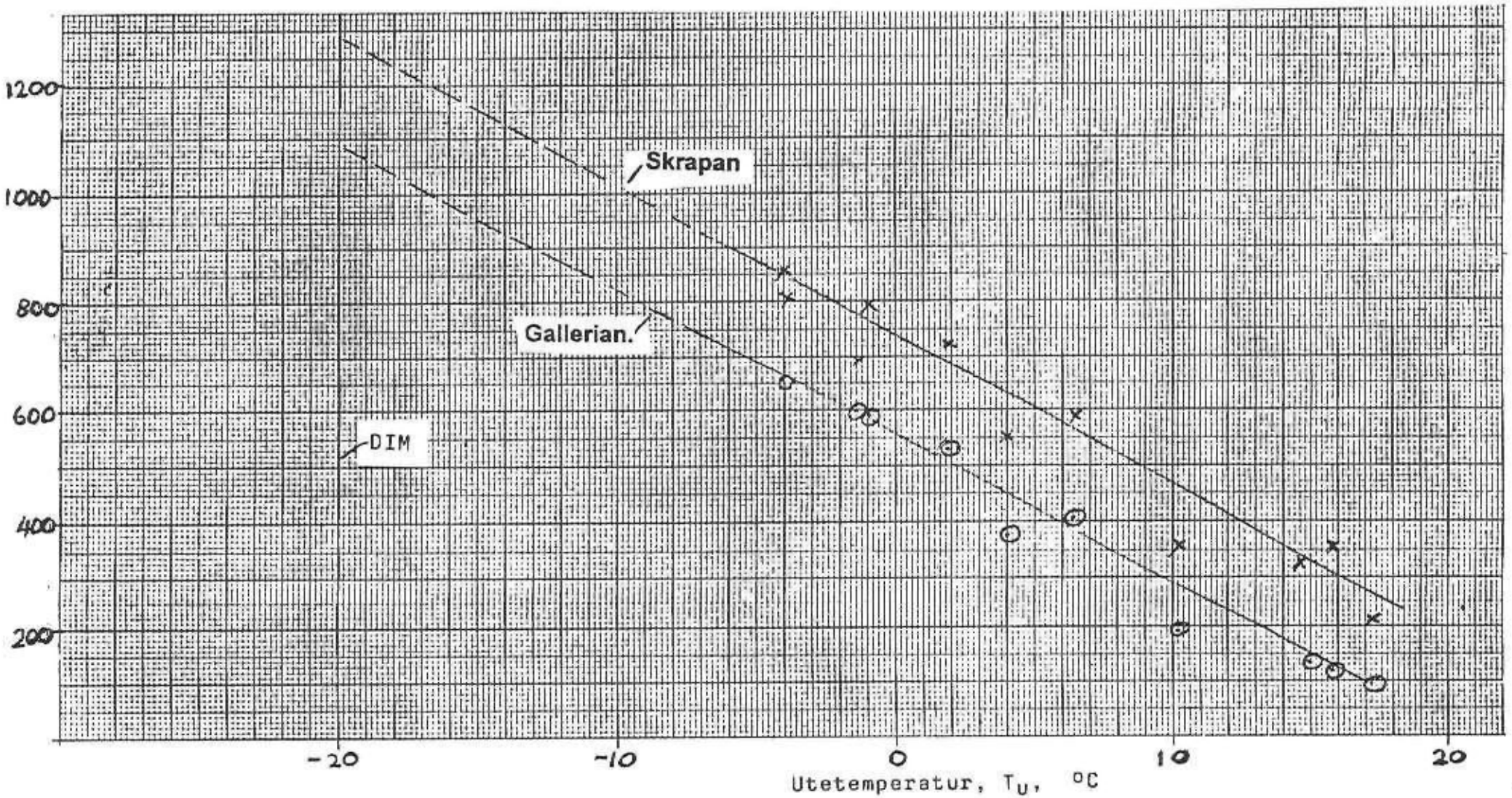
Medelvärmeeffektbehov per månad för Gallerian och Skrapan



Figur 18:

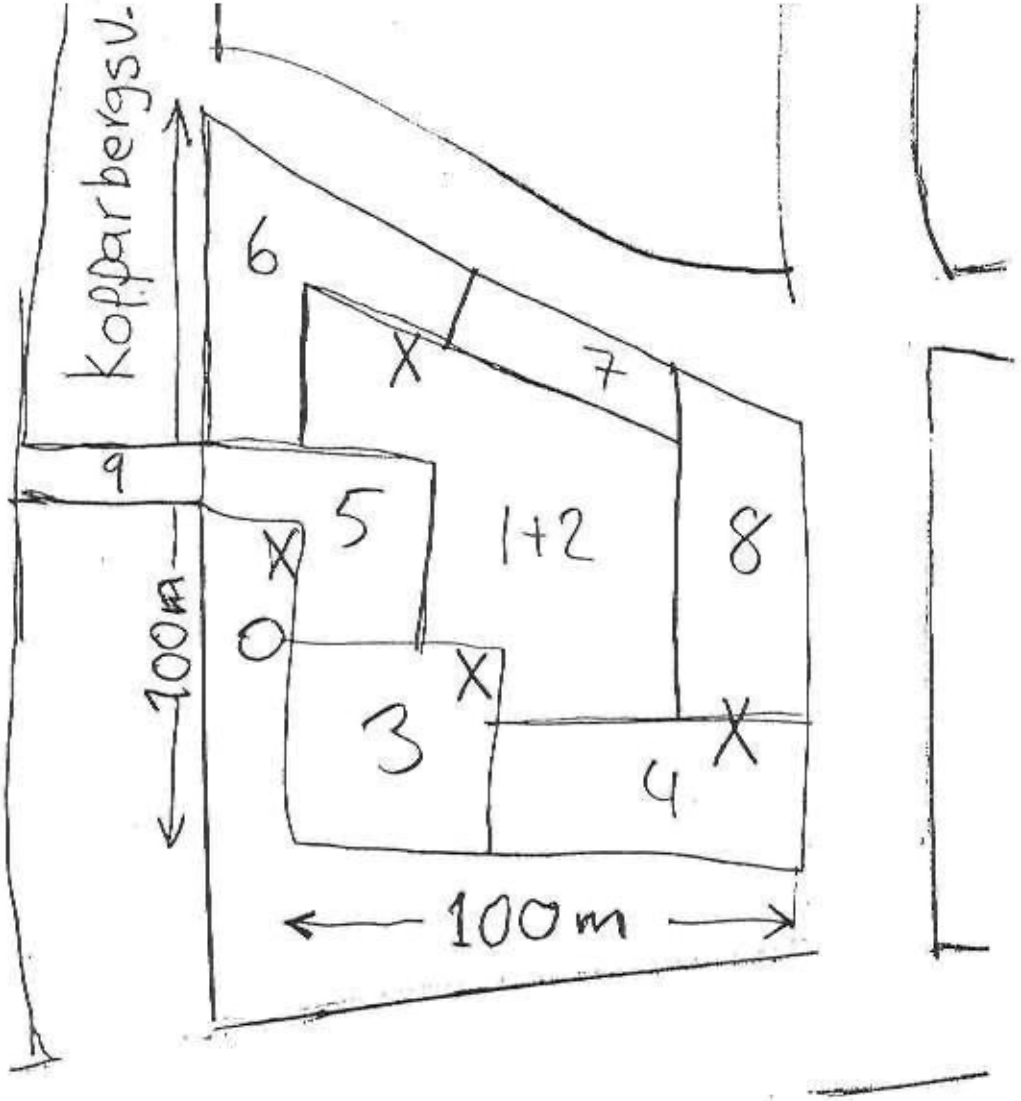
Extrapolation av månadsmedeleffekterna som funktion av utetemperaturen för att bestämma värme-effektbehovet vid dimensionerande utetemperatur, -20°C

⊙ X månadsmedeleffekterna från Figur 17 som funktion av långtidsmedelvärden av månadernas utetemperatur

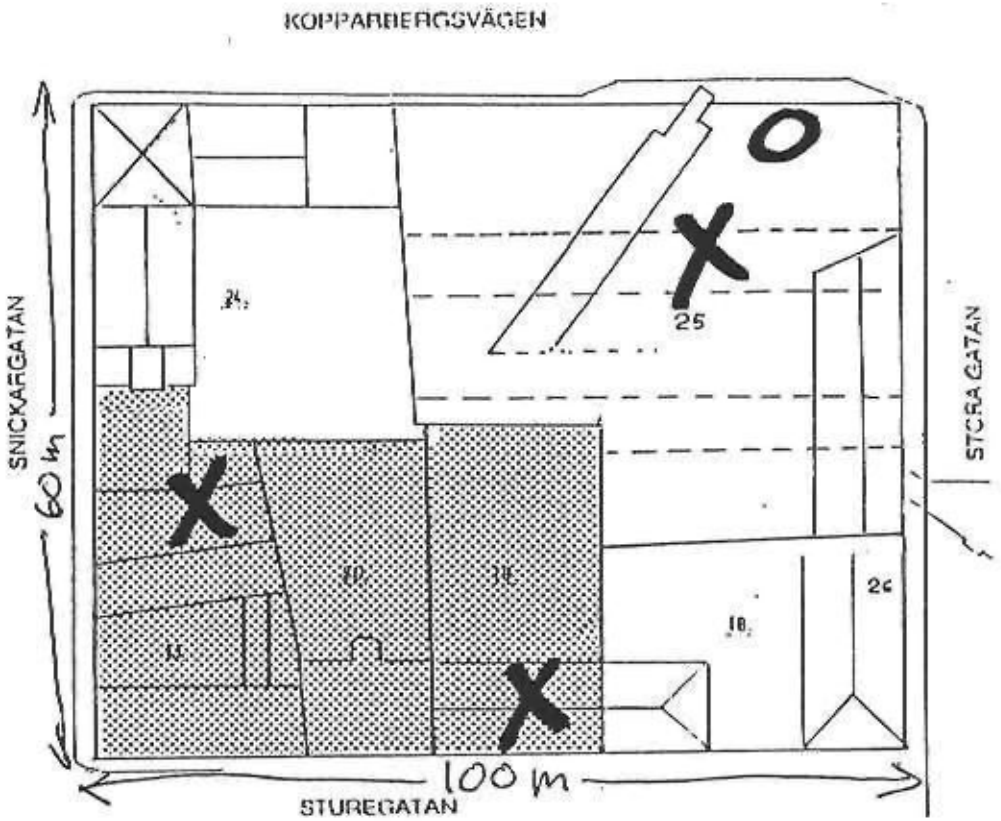


Figur 19:
Planskisser för Gallerian och Skrapan som visar lokaliseringar för luftin- och utsläpp och kylcentral och värmecentral

Gallerian.



Skrapan



X = In- och utsläppspunkter ventilation.

O = Fjärrkylcentral och fjärrvärmecentral.

Bilaga I

Använd metod att beräkna kyltornsprestanda för olika driftförhållanden

I.1 Bakgrund till den använda metoden

Ett kyltorn består av ett antal fasta ytor, över vilka vatten flödar. Vattnet bildar en film på dessa ytor. Luften som skall kyla vattnet strömmar förbi vattenfilmen i motström eller tvärström, driven av propellerfläktar vid luftutloppet på kyltornets tak eller radialfläktar vid luftinloppet på kyltornets undersida. Vattnet kyls dels genom värmeöverföring på grund av temperaturskillnaden mellan vattenfilmen och luften, dels genom avdunstning av vatten.

Dagens beräkningsmetoder för kyltornsprestanda bygger på ett grundläggande samband som Merkel visade teoretiskt och genom verifierande försök i Tyskland redan 1925 (Ref. 5), nämligen att den värmeeffekt som överförs sammanlagt genom ovannämnda processer (överföring av sensibel värme och avdunstning) vid en viss punkt i kyltornet *står i proportion till entalpiskillnaden i denna punkt*, mellan

i_V = entalpin av mättad luft vid vattenfilmens yttemperatur i denna punkt, och
i_L = medelentalpin av den förbiströmmande luften,

i båda fall som kJ per kg torr luft i blandningen mellan luft och ånga. Mättnadslinjen i mollierdiagrammet, Figur 15, kan användas för att bestämma värdena på i_V och i_L som funktion av temperaturen.

Detta grundläggande samband har sedan utnyttjats för att utveckla olika formler för dimensionering av kyltorn och optimering av deras konstruktioner. Mina egna bidrag till denna process på tidiga 50-talet beskrivs i ett antal i England publicerade föredrag bland annat ref. 6 och 7.

En formel som visat sig kunna förutsäga prestanda av kyltorn av varierande konstruktioner vid olika uteluftförhållanden, vattentemperaturer m.m. med tillräckligt god noggrannhet för de flesta ändamål, till exempel prestandaberäkningar av det slaget som behövs för detta FoU-projekt, när man känner till den av kyltornet överförda effekten vid *en* kombination av dessa parametrar, t.ex. vid de dimensionerande förhållandena som även vanligtvis representerar leverantörens garantipunkt, är

$$P_t = S\,\Delta i_m \qquad \text{..... (2)}$$

där, P_t = effekten som överförs vid ett givet luftflöde, kW

$\Delta i_m = (i_{vm} - i_u)$, kJ/kg torr luft, ... (2a)

i_{vm} = värdet av i_V vid de aritmetiska medelvärdet mellan vattnets temperaturer vid kyltornets inlopp och utlopp, kJ/kg

i_u = entalpin av uteluften, dvs. värdet av i_L vid tornets luftinlopp, kJ/kg

S = en konstant för kyltornet vid ett givet luftflöde. Jag kallar dess värde *vid tornets högsta luftflöde* (t.ex. fläktarnas högsta varvtal, när fläktar med varvtalsreglering tillämpas) *kyltornets "storlek"*, som mäts i kW/(kJ/kg).

Formeln gäller oberoende av vattenflödet inom området av vattenflöden där vattenfördelningssystemet som används ger god vattenfördelning, det vill säga våta ytor för alla insatsytor.

Termen Δi_m kan även betecknas som *driftkraften* för värmetransport längs luftkanalerna och för värmeöverföring mellan vattnet och luften i kanalerna. Mera sofistikerade sätt att beräkna denna term än det enkla medelvärdet, uttrycket (2a), har utvecklats för speciella behov, och kan t.ex. behöva användas när $(i_{v1}-i_u)$ är flera gånger större än $(i_{v2}-i_u)$, där i_{v1} och i_{v2} är värdena på i_v vid tornets vatteninlopp och utlopp. Vid sådana förhållanden överskattar uttryck (2a) drivkraften. I övriga fall har jag använt ekvation (2) med uttrycket (2a) i beräkningarna för denna rapport.

Kyltornets storlek väljs så att den dimensionerande kyltornseffekten, P_{tM} klaras vid värdet Δi_{mM} av drivkraften vid DIM och fullt fläktvarvtal enligt uttrycket $S = P_{tM}/\Delta i_{mM}$.

I.2 Beräkningsexempel för industri med 4 MW åretruntprocesskylbehov, (= Fall 1 i Tabell 2) utan komfortkylbehov

a) Erforderlig kyltornsstorlek

Förutsättningar vid DIM:
Kyleffektbehov, $P_M = 4000$ kW.
Kylvattentemperaturer, 30 °C, 24 °C, medelvärde = 27 °C; motsvarande entalpi av mättad luft från mollierdiagram, Fig. 15, $i_{vM} = 88$ kJ/kg.
Utelufttemperaturen = 25 °C vid 50 % R.F., motsvarande entalpin, $i_{uM} = 50$ kJ/kg.
Drivkraften $\Delta i_m = (i_{vm} - i_u) = 34$ kJ/kg.
Kylmaskinens kylfaktor vid max. effekt, F = 0,71.
Spillvärmeeffekten som kyltornet måste kyla bort vid DIM (från ekvation 1, sida 12 i texten)

$$P_{tM} = P_M (1 + F) / F = 9640 \text{ kW vid } F = 0{,}71.$$

Erforderlig kyltornsstorlek, $S = P_{tM}/\Delta i_m = 9640$ kW/34 kJ/kg = *283,5 kW/(kJ/kg)*.
Så stora kyltornsmoduler finns inte. Tornet uppdelas lämpligen på *fyra moduler* av storlek *70,87 kW/(kJJkg)* var, eller närmaste standardstorlek).

b) Andel av drifttiden med enbart frikyla

Effekten som kyltornet måste kyla bort vid detta driftfall = P = 4000 kW.
Erforderlig drivkraft = Δi_m = P/S = 4000 kW/283,5 kW/(kJ/kg) = 14,1 kJ/kg.

Specificerade köldbärartemperaturer: fram = 7 °C, retur = 15 °C.
Värmeväxlaren dimensioneras för 1 °C logaritmisk medeltemperaturskillnad vid frikyleffekten, 4000 kW, som erfordras för att klara baskyllasten. (Kostnad ca 400 kkr trots denna låga temperaturskillnad.)
Vid temperaturskillnader mellan medierna på 0,5 och 1,8 °C på värmeväxlarens kalla respektive varma sida ger detta kylvattentemperaturer på 6,5 och 13,2 °C, medelvärde 9,85 °C.
Motsvarande entalpi av mättad luft vid denna temperatur, $i_u = 28$ kJ/kg.
Högsta entalpi av mättad luft som ger erforderlig drivkraft,
$i_m = i_{vm} - \Delta i_m = 28-14{,}1 = 13{,}9$ kJ/kg.
Motsvarande våttermometertemperatur, $T_{uv} = 2{,}8$ °C (från mollierdiagrammet, Fig. 15).

Eftersom temperaturskillnaden mellan denna våttermometertemperatur och vattnets sluttemperatur dock är låg och sålunda även ($i_{v2} - i_u$) är mycket lågt i förhållandet till ($i_{v1} - i_u$), överskattar uttrycket (2a) drivkraften och erforderlig våttermometertemperatur något. En noggrannare beräkning ger 2,2 °C.

Varaktigheten för våttermometertemperaturer på högst 2,2 °C, från Figur 9 är 30,5 % av dagtiden.
Andel av nattetid är större, men jag räknar ändå något pessimistiskt med bara *30,5 %* av årstiden, för att få reglermarginal och säkerhetsmarginal för bedömningen. Detta innebär att 30,5 % av årsenergin kan produceras med detta driftsätt, det vill säga med enbart frikyla, i detta fall (konstant kyleffektbehov under hela året).

c) Bidraget från frikyla vid kombinerad drift

Vid Tuv över 2,2 °C, klarar frikyla inte uppgiften att ensamt uppnå önskad sluttemperatur för köldbäraren vid 4000 kW kyleffekt. Då måste slutkylningen ske med kylmaskin, och dess spillvärmeeffekt kylas bort av en kyltornsmodul, samtidigt som övriga tre kyltornsmoduler klarar produktionen av frikyla för förkylning av köldbäraren.

Följande är ett exempel för beräkning av punkterna på en varaktighetskurva av producerbar frikyleffekt av den typ som visas i Figur 10, kurva 2 för fall 3. I detta fall gäller dock punkterna fall 1.

Med tre kyltornsmoduler som producerar 3000 kW frikyleffekt, erfordras drivkraften 3000 kW/212,6 kW/(kJ/kg) = 14,1 kJ/kg.

Köldbäraren förkyls från 15 °C till 9 °C, och värmeväxlaren kräver en medeltemperaturskillnad på 0,75 °C. Sålunda är kylvattnets medeltemperatur (15 + 9)/2 – 0,75 = 11,25 °C, och entalpin av luft vid denna temperatur, i_{vm} = 31 kJ/kg.

Erforderlig entalpi av uteluften, $i_u = i_{vm} - i_m$ = 31–14,1 = 16,9 kJ/kg, motsvarande T_{uv} = 4,3 °C. Den noggrannare beräkningen ger i detta fall *4,0 °C*.

Nästa steg i beräkningen är att kontrollera att resterande kyltornsmodul klarar bortkylning av kyltornseffekten när kylmaskinen producerar resterande 1000 kW för slutkylning av köldmediet, vilket i detta fall klaras med marginal.

Proceduren upprepas med 2000 kW frikyleffekt, 1000 kW frikyleffekt och 500 kW frikyleffekt, för att få punkterna på en kurva som visar effektbidraget från frikyla som funktionen av varaktigheten, lika den som ritats i Figur 10 för Fall 3.

Sedan kan man beräkna andelen av kylenergin som produceras med frikyla från ytan under varaktighetskurvan för frikyleffekten.

Bilaga II

Information om kyl- och värmesystemen för två moderna byggnader med betydande kylbehov och lågtemperaturvärmebehov

1. Val av byggnader och informationskällor

Två moderna byggnader Gallerian och Skrapan i Västerås har inventerats i detalj för att få representativa exempel på de kyl- och värmesystem som används idag för fjärrvärmeförsörjda byggnader.

Valet föll på dessa byggnader, därför att de har kyllastprofiler för vilka problemet som detta FoU-projekt behandlar uppstår, är utrustade med datainsamlingssystem och har dessutom redan varit föremål för viss datainsamling i samband med FVs utvärderingsprojekt för fjärrkyla, Ref. 3 och 4.

Conny Nikolaisen, Fjärrvärmebyrån, en av författarna till Ref. 4, fick uppdraget att för nuvarande FoU-projekt insamla erforderlig kompletterande information för dessa byggnader och fick hjälp därvid av byggnadernas fastighetsskötare.

Västerås är givetvis inte intressant för lokala anläggningar av Färdig kyla, eftersom man redan har ett centralt fjärrkylsystem. Man får istället föreställa sig samma byggnad förlagd till en annan stad med goda förutsättningar för lokala absorptionskylmaskiner.

Tabell 4 visar en sammanställning av informationen för dessa två byggnader som samlats eller beräknats och huvudtextens avsnitt 6.4 kommenterar informationen. Sättet att ta fram informationen kommenteras i avsnitt 3–6 av denna bilaga.

2. Principerna för dessa byggnaders kyl- och värmesystem

Både Gallerian och Skrapan används för kontor och affärer, och Skrapan dessutom för ett hotell. Luftsystem används både för kylning och värmning av lokalerna, med ventilationsluft med bara ett fåtal intags- och utsläppspunkter där luften kyls- eller värms med batterier vid luftintagspunkterna som huvudsystem. Förvärmning av luften sker dock med värmeväxling mellan frånluft och tilluft. I Gallerian kompletteras ventilationsluftkylningen- och värmningen vid behov, dels med lokala efterkylnings- och eftervärmningsbatterier för ventilationsluften, dels med några batterier som kyler eller värmer rumsluft som recirkuleras genom dessa batterier och matas till vissa delar av byggnaden. Skrapan är istället indelad i vissa klimatzoner och temperaturen för luften som tillförs dessa zoner regleras vid luftintagspunkterna som betjänar dessa zoner.

3. Kyleffekt och värmeeffektbehov

Kyleffektbehovet som funktion av utelufttemperaturen uppmättes 1993/94 och 1996 (Ref. 3 och 4) och visas i Figur 3 samt i Figur 16 där individuella mätvärden visas. Medelvärmeeffektbehovet per månad registreras kontinuerligt och visas i Figur 17. Motsvarande värden för lågtemperaturvärmebehovet erhålls genom att dra av delen av tappvarmvatteneffektbehovet som man inte kan klara genom avtappvarmvattnets värmning med spillvärme.

Eftersom Figur 17 inte ger det högsta värmeeffektbehovet för året, utetemperaturen -20 °C, har värdena för det högsta lågtemperaturvärmebehovet som visas i Tabell 4

punkt 4 erhållits från kurvan för lågtemperaturvärmeeffektbehovet för Gallerian som funktion av utelufttemperaturen i Figur 18 och kurvans extrapolation till den dimensionerande utetemperaturen, - 20 °C.

4. Approximativ fördelning av effektbehovet mellan olika tillämpningar

Någon direkt mätning av fördelningen av kyl- och värmeeffektbehoven mellan olika behov, t.ex. ventilation, recirkulation, efterkylning- eller värmning m.m. förekom inte. Fördelningen som redovisas i Tabell 4 punkt 6 a t.o.m. f har därför *skattats* på följande sätt:

Baslastbehovet för kyla (= punkt 6d + 6e) har beräknats från kyleffektbehovet under den kallare delen av året då inget komfortkylbehov föreligger. Fastighetsskötarna hade noteringar över andelen av detta behov som består av kondenskyla. Resterande del antogs utgöra datakylbehovet.

På motsvarande sätt har *baslastvärmeeffektbehovet* under juli (se Figur 17) antagits bestå enbart av tappvarmvattenbehovet = punkt 6f.

Mellanskillnaden mellan de totala effektbehovet för kyla respektive värme punkt 4 och ovannämnda baslastvärmeeffektbehov utgör *summan av effektbehoven för ventilation, recirkulation och efterkylning eller värmning*. Detta behov har sedan uppdelats mellan dessa tre delposter genom en proportionering till de sammanlagda dimensionerande kyl- och värmeeffekter för de tre typer av kyl- respektive värmebatterier som redovisas i punkt 8.1, 8.2 och 8.3.

5. Data för kyl- och värmebatterierna

Dimensionerande temperaturer och effekter för alla kyl- och värmebatterier finns dokumenterade, och har använts för att redovisa värdena i punkt 7 och 8 av Tabell 4. En jämförelse mellan värmebatteriernas sammanlagda effekt för Gallerians ventilationssystem, punkt 8.1b, och detta systems skattade högsta värmeeffektbidrag, punkt 6a, visar att batterierna kan producera 56 % större effekt än effektbehovet enligt den skattade effektfördelningen mellan systemen. Till större del torde denna skillnad kunna förklaras av de faktum att olika system och olika batterier i ett system inte får sin högsta belastning vid exakt samma tidpunkt, och därför måste dimensioneras med viss effektmarginal. Det är möjligt att detta inte räcker som förklaring och att batterierna dessutom är större än vad som verkligen behövs i dagsläget. I så fall behövs inte lika stor tillkommande batteriyta vid konvertering av en liknande byggnad för återvinning av spillvärmen från en absorptionskylmaskin som antagits för beräkningen i Tabell 6, vilket gör dessa beräkningar något pessimistiska ur denna synpunkt.

6. Avstånd mellan frånluftsutsläpp/tilluftsintag och produktionspunkterna för kyla respektive värme idag.

Denna information, punkt 9 i Tabell 4, har uppmätts från bland annat planskisserna för byggnaderna, Figur 19.

Vid beräkning av kostnaden för nya ledningar för ventilationsvärme i beräkningsexemplet, Tabell 6, har det antagits att mellanvärmeväxlarna för produktionen av lågtemperaturvärme kommer att placera nära dagens produktionscentral för kyla, och att ledningarnas längd därför motsvarar avstånden som uppges i punkt 9, Tabell 4.

Bilaga III

Kommentarer till beräkningen av investeringskostnaden för uppslag II

Som förklarats i huvudtexten, avsnitt 6.4 har investeringskostnaderna för uppslag II beräknats för tre fall, a), b) och c) och redovisats i Tabell 6. I samtliga fall har byggnadernas värmesystem och planlösningar utan värmeåtervinning samt lågtemperaturvärmebehov och erforderliga effekter för varmluftbatterier m.m. baserats på systemen, planlösningarna och värdena för Gallerian idag.

För *fall a), ny byggnad*, uppstår merkostnaden för varmluftbatterierna, *punkt 1*, Tabell 6, på grund av det faktum att uppslag II leder till en reducerad temperaturskillnad i batterierna mellan distributionsvarmvattnet (44/24 °C) och luften från värdena som gäller för ett system utan uppslag II, där distributionsvattnet antages ha samma temperaturer som för Gallerian, 55/30 °C. Den reducerade temperaturskillnaden gör det nödvändigt att använda batterier med större värmeöverförande yta som sålunda kostar något mer. Denna kostnadsskillnad p.g.a. ökad batteriyta visas i punkt 1, kolumn a) av Tabell 6.

Merkostnaden för rörsystemen, punkt 2 i Tabell 6, beror på att man måste använda större ledningsdiameter i kretsen för distributionsvarmvattnet, när det disponerbara temperaturfallet sänks från 55–30 = 25 °C till 44–24 = 20 °C. De rör sig dock i båda fallen för punkt 1 och 2 om relativt små marginalkostnader.

Punkt 3 representerar kostnadsskillnaden mellan värmeväxlaren mellan kondensorvatten och distributionsvarmvatten respektive trappvarmvatten samt erforderliga eftervärmare som behövs med uppslag II, och värmeväxlarna mellan fjärrvärmevatten och distributionsvarmvatten respektive tappvarmvatten som räcker för en byggnad utan uppslag II.

För *fall b) och c), konvertering av existerande byggnad* för anpassning till uppslag II har den erforderliga ökningen i distributionsvarmvattnets vattenflöde med faktorn (25 °C/20 °C) = 1,25 respektive 40 °C/20 °C = faktorn 2,0 åstadkommits genom att utnyttja de befintliga fram- och returvattenledningar enbart som returledning, och komplettera med nya framledningar dimensionerade för de högre vattenflöden. Dessutom antages att man skaffar nya tillsatsvarmluftbatterier som tillsammans med de befintliga varmluftbatterierna klarar värmeöverföringen trots minskad temperaturskillnad mellan distributionsvarmvattnet och luften i de berörda kretsarna.

I *samtliga tre fall* har den tillkommande kostnaden för varmluftbatterierna, Tabell 6 punkt 1, på grund av ökad erforderlig yta [= fall a)] respektive erforderliga tillsatsbatterier [fall b) och c)] beräknats för effekterna för dagens batterier i Tabell 4 och de beräknade erforderliga värmeöverförande ytorna för systemet utan respektive med uppslag II, med stöd av budgetpriser som inhämtats från en leverantör av varmluftbatterier.

Kostnadsökningen för distributionsvarmvattenledningarna för ventilationsluften har beräknats med stöd av uppgiften om avståndet angivet i Tabell 4, mellan produktionspunkten för värme och ventilationsbatteriernas lokalisering och typiska data för ledningskostnader som funktion av ledningsdiameter m.m. För övriga system som har betydligt kortare ledningar har däremot kostnaden beräknats mera grovt genom schabloner. Den sammanlagda beräknade kostnadsökningen för dessa distributionsvarmvattenledningar, ventiler m.m. visas i punkt 1 av Tabell 6.

Kostnadsökningen på grund av ändrade krav för mellanvärmeväxlare och tillkommande eftervärmare, post 3, har i samtliga tre fall beräknats med stöd av budgetpriser från en leverantör av vatten/vattenvärme-växlare.

Slutligen har ett påslag med 15 % av summan av poster 1, 2 och 3 gjorts för konsultkostnader och övriga poster t.ex. viss kostnadsökning för reglersystemet.

RAPPORTFÖRTECKNING

Samtliga rapporter kan beställas hos Energikontorets Förlagsservice.
Telefon: 08 - 677 26 00, Telefax: 08 - 677 26 05

Nr	*Titel*	*Författare*	*Publicerad*
	FORSKNING OCH UTVECKLING - RAPPORTER		
1	Inventering av skador på befintliga skarvar med CFC-blåsta respektive CFC-fria fogskum	Hans Torstensson	maj-96
2	Tryckväxlare - Status hösten 1995	Bror-Arne Gustafson Lena Olsson	maj-96
3	Bevakning av internationell fjärrvärmeforskning	Sture Andersson Gunnar Nilsson	maj-96
4	Epoxirelining av fjärrvärmerör	Jarl Nilsson	sep-96
5	Effektivisering av konventionella fjärrvärmecentraler (abonnentcentraler)	Lena Råberger Håkan Walletun	okt-96
6	Auktorisation av montörer för montage av skarvhylsor och isolering Former och utvärdering	Lars-Åke Cronholm	okt-96
7	Direkt markförlagda böjar i fjärrvärmeledningar	Jan Molin Gunnar Bergström	dec-96
8	Medierör av plast i fjärrvärmesystem	Håkan Walletun Heimo Zinko	dec-96
9	Metodutveckling för mätning av värmekonduktiviteten i kulvertisolering av polyuretanskum	Lars-Åke Cronholm Hans Torstensson	dec-96
10	Dynamiska värmelaster från fiktiva värmebehov	Sven Werner	mars-97
11	Ökat värmeunderlag i fjärrvärmevärmda byggnader	Harald Andersson	
12	Omgivningsförhållandenas betydelse vid val av strategi för om-byggnad och underhåll av fjärrvärmenät. Insamlingsfasen	Sture Andersson Jan Molin Carmen Pletikos	dec-97
13	Svensk statlig fjärrvärmeforskning 1981-1996	Mikael Henriksson Sven Werner	dec-97
14	Korrosionsrisker vid användning av stål- och plaströr i fjärrvärmesystem - en litteraturstudie	Peeter Tarkpea	dec-97
15	Värme- och masstransport i mantelrör till ledningar för fjärrkyla och fjärrvärme	Daniel Eriksson Bengt Sundén	dec-97
16	Utvärdering av fuktinträngning och gasdiffusion hos gamla kulvertrör "Hisings-Backa"	Ulf Jarfelt	dec-97
17	Kulvertförläggning med befintliga massor	Jan Molin Gunnar Bergström Stefan Nilsson	dec-97
18	Värmeåtervinning och produktion av frikyla - två sätt att öka marknaden för fjärrvärmedrivna absorptionskylmaskiner	Peter Margen	dec-97

Nr	Titel	Författare	Publicerad
	FORSKNING OCH UTVECKLING - ORIENTERING		
1	Fjärrkyla: Behov av forskning och utveckling	Sven Werner	jan-98
2	Utvärdering av fjärrkyla i Västerås. Uppföljning av Värmeforsk rapport nr 534. Mätvärdesinsamling för perioden 23/5 - 30/9 1996.	Lars Lindgren Conny Nikolaisen	jan-98
3	Symposium om Fjärrvärmeforskning på Ullinge Wärdshus i Eksjö kommun, 10-11 december 1996	Lennart Thörnqvist	jan-98

Förteckning över tidigare publicerade rapporter från Värmeforsk Hetvattenteknik som kan beställas hos Energikontorets Förlagsservice.

Nr	Titel	Författare	Publicerad
	DISTRIBUTIONSTEKNIK		
540	Expansionskuddar för direktförlagda fjärrvärmeledningar - med huvudinriktning på mineralullsprodukter	Sture Andersson Bjarni Jensson	jun-95
525	Rundgångars ekonomiska betydelse för fjärrvärmenäten Investerings-, drift- och underhållskostnader	Peter Herbert	feb-95
463	Sänkt drifttemperatur i fjärrvärmenät - fältmätningar och bestämningar av fysikaliska egenskaper för cellbetong	Jan Molin Ronny Nilsson	dec-92
450	Utveckling av metoder för kvalitetssäkring av mantelrörsskarvar	Lars-Åke Cronholm Rolf Westin	jul-92
446	Bärförmåga hos CFC-fri kulvertisolering vid drifttemperatur Del 1: Provningsmetod för bestämning av axiell skjuvhållfasthet hos kulvertrör Del 2: Krypning vid radiell tryckbelastning	Ulf Jarfelt Gunnar Bergström Jonas Karlsson	jul-92
445	Direktläggning av fjärrvärmerör	Jan Fallsvik Alf Lindmark Eva Pettersson	jul-92
429	Freonfria isolermaterial för fjärrvärmekulvertar. Vacuumpulverisolering och CO2-blåst polyuretanskum	Bert Oddving Heimo Zinko	maj-92
412	Läcksökning i fjärrvärmekulvertar	Heinz Thurner	dec-91
364	Underhållsstrategi för distributionsnät. Förstudie	Lennart Strömwall Leif Lemmeke	mar-90
340	Corona-behandlingens betydelse för mantelrör till fjärrvärme-ledningar samt metod och krav för kvalitetskontroll	Lars-Eric Jansson	maj-89
335	Anvisningar för schaktning och andra arbeten i närheten av direktskkummande PUR-kulvertar	Håkan Carlsson Jan Molin	apr-89
318	Sänkt drifttemperatur i fjärrvärmenät - konsekvenser i distributionsnät	Jan Molin Ronny Nilsson Helge Bergström	okt-88

Nr	Titel	Författare	Publicerad
315	Skumkvalitet vid låga omgivningstemperaturer och varierande mediarörtemperaturer	Johan Ljungqvist	okt-88
286	Larmsystem - Kompabilitet	Christer Bodin John Ljungqvist Tor Rundström	dec-87
260	Skumkvalitet vid låga omgivningstemperaturer	Lars Blomqvist John Lungqvist	mar-87
259	Kvalitetsprovning av PUR-skumisolering	John Ljungqvist Rolf Westin	mar-87
258	Spänningsanalys av fjärrvärmeledningar Del 3. Dimensionerings-anvisningar och dimensioneringsprogram för T-stycken	Sture Andersson Håkan Carlsson Jan Molin	mar-87
257	Skador på mantelrörskarvar	John Ljungqvist Bert Oddving Rolf Westin	mar-87
256	Markförlagda fjärrvärmeledningars temperaturhöjande effekt för intilliggande ledningar	Håkan Carlsson Jan Molin	mar-87
249	Metod för röntgenradiograferingav isolerskikt i kulvertrör för fjärrvärmeledningar	Stig Dahn	feb-87
237	Underhållsplanering av fjärrvärmenät	Thomas Asp Anders Eriksson Håkan Danielsson Stig Hård Bertil Wiktorén	aug-86
226	Skumutfyllnad i kulvertskarvar	Lars Blomqvist John Ljungqvist	maj-86
201	Friktionsfixerade fjärrvärmeledningar. Fältmätningar i Lund. Del 2	Dan Olofsson Jan Molin Kurt Bergendorff	aug-85

FJÄRRVÄRMECENTRALTEKNIK

556	VÄRMEVÄXLARRENOVERING - Materialpåverkan vid kemisk rengöring av värmeväxlare	Lars-Åke Cronholm	dec-95
546	Försmutsningsförlopp i plattvärmeväxlare för fjärrvärmeabonnentcentraler	Janusz Wollerstrand Svend Frederiksen	aug-95
545	Funktions- och kvalitetsprovning av abonnentcentraler i fjärrvärmesystem	Håkan Walletun Peter Gummérus	aug-95
505	Prestandabestämning och förbättring av abonnentcentraler < 50 kW	Lena Råberger Peter Gummérus Håkan Walletun	apr-94
413	Skadinventering, Abonnentcentraler	Bo Östlund	dec-91

Nr	Titel	Författare	Publicerad
411	Inverkan på returtemperaturen vid ackumulering av tappvarmvatten i abonnentcentraler	Sture Sikström	dec-91
365	Dynamisk provning av värmeväxlare med hjälp av processidentifiering	Håkan Walletun Bengt-Göran Bergdahl Bert Oddving	mar-90
360	Laboratorieprovning av villaabonnentcentraler	Johan Winberg	dec-89
355	Fjärranalys av undercentraler	Joakim Marklund	okt-89
321	Undercentralers reglering	Michael Thiede	okt-88
302	Diagnostikutrustning för 2-stegskopplade abonnentcentraler	Ulf Jansson	apr-88
272	Avkylning av fjärrvärmevatten i befintliga abonnentcentraler	Annika Winberg Sven Werner	aug-87
267	Undercentraler - Litteraturstudie av tidigare arbeten	Raija Leppänen	maj-87
255	Inkoppling av varmvattenberedare vid installation av värmepump	Göran Dahlén	mar-87

MÄTTEKNIK

547	Jämförelsemätningar av flödeshastighet mellan ultraljudsmätare av Clamp-On typ och debiteringsmätare i fjärrvärmeabonnentcentraler	Jerker Delsing Bernt Svensson	aug-95

SYSTEMTEKNIK

534	Utvärdering av fjärrkyla i Västerås	Lars Lindgren Urban Eklund	feb-95
527	Friktionsnedsättande tillsatsers inverkan på miljön - Del 1	Henrik Bjurström Staffan Grönholm Bengt-Åka Nystrand	feb-95
512	Friktionsnedsättning i fjärrvärmenät genom tillsats av tensider- En teknisk och ekonomisk bedömning	Henrik Bjurström Lars-Åke Cronholm	jul-94
481	Tryckväxlare - en anordning för effektivisering av fjärrvärmesystem	Bror-Arne Gustafson	sep-93
363	Leveranssäkerhet i fjärrvärmesystem	Sture Andersson Carl Mattsson	dec-89
320	Leveranssäkerhet vid värmedistribution	Lennart Josefsson Hans Åkesson	okt-88
298	Inventering av datorprogram för simulering och optimering av fjärrvärmesystem	Hans Gransell Anders Östergren	mar-88

RAPPORTER FRÅN ANDRA FORSKNINGS-GRUPPER

Nr	*Titel*	*Författare*	*Publicerad*
483	Korrosion hos emaljerade ytor i varmvattensysem	Britt-Marie Svensson	sep-95
380	Korrosionsstudier av emaljerade varmvattenberedare	Britt-Marie Svensson	nov-90
343	Färgämne för läckageindikering i fjärrvärmesysem	Torsten Bauer Björn Carlsson Folke Persson	jul-89
294	Ackumulatorsystem för driftutjämning	Bertil Köhler	mar-88
221	Säkerhet vid elpannedrift	Bertil Köhler	apr-86

Svenska Fjärrvärmeföreningens Service AB och NUTEK bedriver ett kollektivforskningsprogram inom området hetvattenteknik. Forsknings- och utvecklingsprogrammet fokuseras på distributionsteknik, fjärrvärmecentralteknik och systemteknik.

SVENSKA FJÄRRVÄRMEFÖRENINGENS SERVICE AB
101 53 STOCKHOLM
Besöksadress: Olof Palmes gata 31, 6 tr
Telefon 08 - 677 25 50, Telefax 08 - 677 25 55

Förlagsservice, beställning av trycksaker:
Telefon 08 - 677 26 00, Telefax 08 - 677 26 05