

VÄRMEDRIVEN KYLA

Magnus Rydstrand, Ph.D. Student
Viktoria Martin, Assistant Professor
Mats Westermark, Professor
KTH



Forskning och Utveckling | 2004:112

VÄRMEDRIVEN KYLA

Forskning och Utveckling | 2004:112

**Magnus Rydstrand
Viktoria Martin
Mats Westermarck
Energiprocesser, KTH**

ISSN 1401-9264
© 2004 Svensk Fjärrvärme AB
Art nr FOU 2004:112

Förord

Denna rapport (Värmedriven kyla) har publicerats på både svenska och engelska. Den engelska versionen ingår som bilaga i Magnus Rydstrands (författare 1) licentiatavhandling med titeln Heat Driven Cooling in District Energi Systems (Värmedriven kyla i fjärrenergisystem). Den svenska versionen av föreliggande rapport publiceras i rapportserien Svensk Fjärrvärmes FoU-rapportserie, Värmedriven kyla FoU 2004:112.

Henrik Feldthusen vid Svensk Fjärrvärme framförde idén till rapporten, och vi vill tacka Henrik för hans kommentarer och stöd under författandet. Vi vill också rikta tack till Mikael Andersson (AB Berglunds Rostrfria), Anders Ericsson (Göteborg Energi), Thomas Johnson (Vattenfall), Anders Tvärne (Svensk Fjärrvärme) och Fredrik Setterwall (FSKAB) för deras aktiva kunskapsåterföring. Dessutom vill vi tacka Cecilia Gabrielli (Borås Energi), Anders Hill (Fortum) och Rolf Ulvengren (Climator AB) för deras deltagande i diskussioner allt efter som idén till rapporten utvecklades. Vi vill också tacka Jürgen Scharfe (Weir Entropie GmbH), Torbjörn Lindholm (CTH), Bo He (KTH) och Phil Harrington (IEA) för all information som de har försett oss med.

Jag (Magnus Rydstrand, en av författarna) vill också ta tillfället i akt att tacka mina medförfattare för deras insatser: Mats (professor vid institutionen för energiprocesser, KTH) för alla hans lysande idéer och alltid lika uppmuntrande synpunkter, och Viktoria (min handledare) för att hon alltid tagit sig tid till frågor och diskussioner, fast jag vet att Viktoria har betydligt viktigare saker att tänka på.

Jag vill också tacka deltagarna i den kurs som gavs vid KTH på ämnet Värmedriven kyla, för deras diskussionsinlägg och feedback. Ett särskilt "thank you" sänder jag till Chris Bales (SERC) och Wimolsiri Pridasawas (KTH) för deras diskussionsinlägg och kunskapsåterföring under kursen. Jag har också uppskattat diskussionerna med Susanne Lindmark som har varit till stor hjälp när det gällt att göra vissa delar av rapporten lättare att förstå.

Slutligen vill jag rikta en tacksamt erkännande till Svensk Fjärrvärme och Energi-myndigheten för det ekonomiska stöd som gjort denna rapport möjlig.

Magnus Rydstrand
Viktoria Martin
Mats Westermarck
Energiprocesser, KTH

Sammanfattning: FOU 2004:112 Värmedriven kyla

Allt fler människor anser idag att hotet om global uppvärmning orsakat av förhöjd koldioxidkoncentration i atmosfären har blivit verklighet för mänskligheten. Dagens ökade behov av kyla innebär att allt mer elektricitet behöver produceras. I framtiden kommer denna el antagligen produceras genom att elda kol i kraftverk där den största delen av värmeenergin kyls bort utan att användas. I den här rapporten kartläggs olika tekniker för kylproduktion. Det visar sig att kyla som framställs med värme från kraftvärmeverk ger lägre bränsleinsats jämfört med att producera el som sedan ska användas för att producera kyla. Det lägre bränsleanvändandet uppnås i och med att direktproduktion av kyla med värme är en termodynamisk genväg jämfört med att först producera el som sedan ska användas till att producera kyla.

Vid direktproduktion av kyla från värme kan man få ut ca 70 procent av den kyla som man teoretiskt skulle kunna få ut ur ett idealt system. Om man istället producerar el från värme kan ca 70 procent el fås ut jämfört med ett idealt system. Om denna el används vidare för att producera kyla kan man få ut ca 70 procent av den kyla man skulle kunna få ut ur en ideal process driven med el. Resultatet blir att man totalt kan uppnå ca 50 procent av den kyla som man kan få ut ur ett idealt system om el produceras som mellanprodukt. **Med andra ord kan mer kyla produceras om värme används direkt för att producera kyla istället för att först producera el.**

Olika värmedrivna kyltekniker är gynnsamma för olika förutsättningar. Absorptionskyla passar för vattenburen kyla så länge det latent kylbehovet (orsakat av hög fuktighet och/eller intern fuktgenerering) inte är för stort. "Desiccant cooling" är det populära namnet på att torka luft kombinerat med evaporativ kylning av torkad luft. "Desiccant cooling" är en gynnsam teknik om kyla ska distribueras via luft och höga latent kyllaster är att vänta. Torkmediet som används i "Desiccant cooling" genereras med värme vilket gör att tekniken är värmedriven. I en utvärdering av energieffektiviteten för de olika teknikerna visade det sig att bränsle sparas sett från ett systemperspektiv om el produceras centralt och kyla distribueras via fjärrkyla och/eller fjärrvärme till kunden. Vi som har skrivit rapporten tror att fjärrvärme kan vara en energi- och kostnadseffektiv energibärare, för leverans av kyla, i fuktiga klimat där värme kan behövas för att avfukta luft. En komponent i det kylproducerande systemet som ofta glöms bort är värmesänkan, som kan bidra till hög investerings och driftkostnad (t ex vattenförbrukning och/eller elkonsument). Investering i värmedriven kyla har potential att spara in på andra kostnader, sett från ett systemperspektiv (t ex kostnad för elproduktion och distribution). Bränsleutnyttjandet för några tekniker (inte nödvändigtvis de bästa) utvärderades i två scenarier; 1) med elproduktion från kol och 2) med elproduktion från naturgas.

I scenarierna visade det sig att de värmedrivna kylteknikerna gav en lägre bränsleförbrukning jämfört med produktion av kyla med el som mellanprodukt. Det bör även noteras att el kan produceras istället för att konsumeras om värmedriven kyla produceras i ett system.

Vi anser att kostnadseffektiva lösningar kan hittas i alla klimat för fjärrvärmedrivna kylmaskiner och/eller för kraftvärmeproduktion kombinerat med produktion av fjärrkyla i områden där värme eller kylbelastningstätheten är stor nog. En annan viktig sak som kom fram är att fjärrvärmedrivna kylmaskiner är mycket effektiva i varma och fuktiga klimat (där kyllasten till stor del består av avfuktning) i och med att torkning av luft kan göras mycket effektivt med värme. I och med detta ses en stor potential för fjärrvärmedrivna kyltekniker i fuktiga klimat där det bor mycket människor. I torra klimat anser vi att absorptionskyla har stor potential i och med det höga bränsleut-

nyttjandet sett från ett systemperspektiv. I klimat där vattenförbrukning är ett problem är det möjligt att temperaturlyftet för den konventionella absorptionskylmaskinen måste ökas för att man ska kunna använda torra kyltorn (värmeväxlare). Temperaturlyftet kan ökas genom att ändra design eller genom att använda ett annat arbetspar (köldmedie) i absorptionskylmaskinen.

Värmedrivna kyltekniker kan integreras i energisystem på olika sätt. I USA och Japan har man oftast inte har riktig fjärrvärme till många byggnader. Dessutom finns där ett stort inslag av produktionsanläggningar för el i kraftvärme med tekniker som ger höga avgastemperaturer. Absorptionsmaskiner i anslutning till elproduktionen med kyldistribution förekommer ofta i dessa länder. Beroende på utnyttjningstider produceras fjärrkyla med en blandning av absorption och eldriven kyla. Sverige och Tyskland har valt fjärrvärmedrivna absorptionskylmaskiner lokalt utplacerade hos kund i vissa fall.

Vi tror att valet mellan fjärrvärmedrivna kylmaskiner och fjärrkyla påverkas mycket av tillgången till kostnadseffektiv värmesänka och om det finns plats för kylmaskin lokalt och/eller centralt.

Summary: FOU 2004:112 – Heat driven cooling

Mankind is facing the threat of global warming, believed by more and more people to be mainly caused by the increasing concentration of CO₂ in the atmosphere. The increasing demand for cooling is putting higher demand on electricity supply, and this electricity is produced mainly from coal. This report is reviewing different heat driven technologies for the production of cooling. It is shown that the supply of cooling gives the highest fuel utilization if heat from CHP production is used for the production of cooling instead of maximizing the electricity output in a condensing plant. High fuel utilization is reached since the direct production of cooling from heat is a thermodynamic shortcut as compared to the production of electricity as an intermediate product before cooling is produced.

At direct production of cooling from heat it is possible to obtain 70 percent of the obtainable cooling of an ideal process. If electricity is produced from heat, 70 percent electricity could be obtained as compared to an ideal process. If this electricity would be used for the production of cooling 70 percent of the obtainable cooling in an ideal process would be the result. The total production of cooling from heat with electricity as an intermediate product would therefore give 50 percent cooling as compared to an ideal process. ***Hence, heat driven cooling will give more cooling for a given fuel input.***

In the review of the different heat driven cooling options it was found that there are many alternatives suitable for different applications. Absorption cooling is suitable for water distributed cooling if the latent cooling load is low. Desiccant cooling is believed to have a large market in climates (applications) with high latent cooling loads. In the energy efficiency evaluation it is found that the highest fuel utilization is given for a central production of electricity using either district heating or district cooling as the energy carrier to supply cooling. In fact the potential of district heating as the energy carrier is thought to be the largest in large cities with humid climates. Further it is found that the chiller heat sink can contribute significantly to the cost in many applications, especially if water and/or electricity consumption are issues with high costs. However heat sinks are unavoidable from a system perspective and there are potential cost savings since a low-pressure steam turbines will not be required if heat driven cooling is implemented.

The fuel utilization for some technologies (not necessarily the best technology) was evaluated in two different scenarios: 1) with electricity production from coal; and 2) with electricity production from natural gas.

It is shown in the scenarios that the heat driven cooling technologies give lower fuel consumption as compared producing electricity as an intermediate product before cooling is produced. Further it should be noted that electricity is produced, not consumed, if heat is used directly for the production of cooling.

We claim that cost effective solutions for district heat driven chillers and/or combined production of electricity and district cooling can be found in all climates with high enough density of heating and cooling demands. It was found that district heat driven chillers can be very energy efficient in warm and humid climates since desiccant systems are an effective way of handling latent cooling loads. In dry climates, with low latent loads, water distributed cooling has a large potential and absorption cooling will give high fuel utilization seen from a system perspective. In climates where water shortage is a problem it is possible that the temperature lift of the conventional absorption chiller has to be increased in order to be able to use dry cooling towers. The temperature lift can be increased by changing the chiller design or by using a different working pair.

Heat driven cooling can be integrated into an energy system in different ways. In USA and Japan, district heating is not well developed. Instead small, distributed combined heat and power (CHP) plants with high exhaust temperatures are widespread. Cooling is often produced, in these regions, through absorption cooling (using heat from CHP) or compression chillers depending on utilization periods etc. In Sweden and Germany local district heat driven absorption chillers have been chosen in some applications.

We believe that the choice between district heat driven chillers and district cooling depends very much on the availability of a cost effective heat sink and the available space that can be used for cooling equipment.

Innehållsförteckning

1.	Inledning	9
1.1.	Världsmarknaden för kyla växer.....	9
1.2.	Rapportens syfte.....	10
1.3.	Bidragande arbeten	10
2.	Varför värmedriven kyla i fjärrenergisystem?	11
2.1.	Värmedriven kyla -- en termodynamisk genväg	11
2.2.	Rätta tidpunkten för värmedriven kyla i Sverige är nu!	13
2.3.	Med värmedrivna värmepumpar ökar försäljningen av värme i Sverige både sommar- och vintertid	13
2.3.1.	Absorptionstekniken i Sverige idag och dess framtida potential	13
3.	Kylalternativ	15
3.1.	Absorptionskylning	15
3.1.1.	Traditionell enstegs LiBr-absorptionsvärmepump – principen	16
3.1.2.	Traditionella tvåstegs LiBr-absorptionskylmaskiner	19
3.1.3.	Lågtemperaturdrivna litiumbromidabsorptionskylmaskiner	20
3.1.4.	Termokemisk ackumulator (TCA)	21
3.1.5.	Absorptionskylmaskiner med ammoniak-vatten som arbetspar	24
3.2.	Ejektorkylning	24
3.3.	Torkmedelskylning (Desiccant cooling)	26
3.3.1.	Avfuktningssdelen.....	26
3.3.2.	Kylningsdelen.....	28
3.4.	Hybridprocesser för värmedriven kyla	28
3.4.1.	Absorptions-kompressionscykel	28
3.4.2.	Torkmedels-kompressionscykel.....	29
3.4.3.	Torkmedels-absorptionscykel	29
3.4.4.	Absorptions-ejektorcykel.....	29
3.5.	Decentraliserad generering av el, värme och kyla	29
3.6.	Frikyla och olika värmesänkalternativ för kylmaskiner	30
3.7.	Kompressionskyla	32
3.8.	Avslutande anmärkningar	32
4.	Energivärdering av system	34
4.1.	Urvalsbas för teknikvärdering	34
4.2.	Valda alternativ	34
4.3.	Kompressionskylmaskiner -- referens.....	35
4.4.	Scenario 1 - dagens kolteknik	35
4.4.1.	Elektrisk verkningsgrad vid samtidig produktion av el och värme... ..	35
4.4.2.	Energiomvandlingskedja i scenario 1	36
4.4.3.	Nettokolförbränning och elproduktion i scenario 1	37

4.5.	Scenario 2 -- förbättrad teknik med naturgas som bränsle	38
4.6.	Systemenergivärdering och CO₂-utsläpp	39
4.6.1.	Energivärdering i scenario 1	39
4.6.2.	Energivärdering i scenario 2	40
4.6.3.	CO ₂ -utsläpp i scenario 1 och 2	41
4.7.	Integrering av värmedriven värmepumpsteknik med fjärrvärme och fjärrkyla.....	42
4.8.	Avslutande anmärkningar	42
5.	Sammanfattning	43
6.	Framtida arbete	44
7.	Referenser.....	45
8.	Ordförklaringar	48
9.	Engelsk-svensk ordlista	49

1. Inledning

Den hotande globala uppvärmning som orsakas av ökande utsläpp av koldioxid (CO_2) är ett av skälen till att kyla måste produceras på ett effektivt sätt i dagens samhälle. I den här rapporten granskas och diskuteras olika alternativ för framställning av kyla med avseende på konkurrerande tekniska metoder och CO_2 -utsläpp ur ett fjärrenergisystemsperspektiv.

1.1. Världsmarknaden för kyla växer

Framställning av kyla sker världen över i huvudsak med hjälp av ångkompressions-teknik där eldrivna kylmaskiner används. Figur 1 visar fristående kompressions-kylmaskiner utanpå en hotellfasad i söderläge. Ur praktisk och termodynamisk synpunkt är det rimligt att elförbrukningen vid framställning av kyla är hög eftersom det krävs ett stort temperaturlyft för små kylaggregat som är placerade i söderläge. Enligt Lucas (1998) utgör den energi som går åt för att köra alla slag av kylmaskiner, inklusive klimatanläggningar och värmepumpar, mellan 10 och 20 procent av världens totala elförbrukning. Vi har upplevt en tredubbling av världens elförbrukning under de senaste 30 åren, och för närvarande gör vi av med 15000 TWh el om året. Den ekonomiska tillväxten gör att förbrukningen kan vara nästan dubbelt så hög om 20 år enligt Energy Information Administration (EIA 2003).



Bild 1 En allt vanligare syn är små ineffektiva luftkonditioneringsaggregatet utanför stora byggnader. Bilden är tagen av Magnus Rydstrand (en av författarna) utanför ett hotell i Lissabon.

Figure 1 A more and more common sight is inefficient stand-alone air-conditioner outside large buildings. Picture taken by Magnus Rydstrand (one of the authors) outside a hotel in Lisbon

En avsevärd del av den framtida ökningen av elförbrukningen kommer att bero på framställning av kyla. Det japanska kyla- och luftkonditioneringsförbundet (JRAIA) har gjort en studie för att uppskatta den globala efterfrågan på luftkonditionering (IIR newsletter 2003). Studien visade att antalet luftkonditioneringsaggregat i världen ökar snabbt, vilket direkt kommer att påverka elförbrukningen. JRAIA uppskattar att efterfrågan under 2002 var 44 614 000 luftkonditioneringsaggregat, och att denna siffra år 2006 kan väntas ha stigit till 52 287 000 aggregat, vilket är 50% högre än de 35 188 000 aggregat som producerades 1998.

Under den varma sommaren 2003 uppstod brist på elkraft i Frankrike och Tyskland, vilket fick särskilt tragiska följder i Frankrike. Rapporter visar att marknaden för luftkonditionering i Europa växer stadigt (Adnot et al. 2002) vilket gör att man kan vänta en allt högre efterfrågan på kyla. Problem som de i Frankrike och Tyskland kan då börja uppträda oftare. JRAIAs studie visar dessutom att den europeiska marknaden inte är den som växer snabbast. Det är istället i Asien, där miljarder människor berörs, som marknaden växer snabbare än någon annanstans i världen (IIR newsletter 2003).

Huvuddelen av framtidens ökade kraftproduktion kommer att vara baserad på fossila bränslen (IEA 2003), vilka i sin tur medför ökade CO₂-utsläpp. En effekt av den världsomspännande förbränningen av bränsle för enbart elgenerering är att stora kvantiteter värme med låg temperatur, 60 -150°C, går till spillo eftersom det mesta av bränslet inte omvandlas till elenergi. I de delar av världen där man samtidigt har behov av elkraft och värme har kraftvärmeverk visat sig ge ett effektivare utnyttjande av bränslet än separat produktion av värme och elkraft. Värmen levereras oftast med hjälp av vatten i fjärrvärmenät vid temperaturer i området 40 -120°C. Fjärrvärme används för uppvärmning av byggnader men också för att värma tappvatten. Om man tittar närmare på hur fjärrvärmen används ser man att den faktiskt skulle kunna utnyttjas på flera olika sätt i dagens bostäder. Man kan nämna disk- och tvättmaskiner, klimataggregat och i stort sett alla användningsområden där högkvalitativ energi i form av elström kan ersättas med lågtemperaturvärme (Zinko och Walletun 2004). De olika sätten att utnyttja fjärrvärme faller inte inom ramen för den här rapporten.

1.2. Rapportens syfte

Den här rapporten har till syfte att granska olika alternativ för värmedriven kyla i fjärrenergisystem. Vissa lovande alternativ väljs ut och värderas med avseende på energiutnyttjandet i två olika scenarier, dels ett scenario med dagens konventionella teknik och dels ett scenario med mer avancerad teknik.

1.3. Bidragande arbeten

Intresset för samproduktion av elkraft, värme och kyla har ökat under senare tid på grund av den potentiella bränslebesparingen (CORDIS, 2002). Man har dock inte kunnat klart visa att värmedriven kyla kan spara bränsle och pengar i ett fjärrenergisystem och att fjärrvärmen kan fungera som energibärare i både varma och kalla klimat. International Energy Agency (IEA) har offentliggjort en rapport som hävdar att det kan vara lika kostnads- och energieffektivt att framställa elkraft ur lågtemperaturvärme med hjälp av en lågtrycksångturbין och en kompressions-kylmaskin (Spurr och Larsson 1996). I senare resultat från IEA annex 24 har liknande slutsatser framförts (Hondeman, 2000). I den här rapporten framhålls att lågtemperaturvärme ur termodynamisk och ekonomisk synpunkt utnyttjas bäst om den används för att framställa värme eller kyla. Rapporten visar att man kan spara bränsle genom att framställa värme eller kyla istället för att först producera elkraft som därefter används för samma ändamål.

2. Varför värmedriven kyla i fjärrenergisystem?

Alternativen för framställning av kyla är starkt beroende av den aktuella tillämpningen, klimatet och lokala förhållanden. I den här rapporten utgörs tillämpningen av ett fjärrenergisystem, vilket här definieras som systemet mellan ändpunkterna hos ett nät för fjärrvärme eller fjärrkyla. Jämförelser görs dock med andra system utan fjärrvärme eller fjärrkyla.

I den här rapporten görs en värdering av storskaliga (centrala) och småskaliga (decentraliserade) kylalternativ. Om fjärrvärme redan finns utnyttjas dess kapacitet sannolikt inte helt under sommaren, och därför skulle fjärrvärmens kunna fungera som energibärare för decentraliserade småskaliga värmedrivna kylmaskiner. Olika alternativ för framställning av kyla diskuteras. Läsaren får själv avgöra vilket av alternativen som är lämpligast för en specifik byggnad i fjärrenergisystemet.

2.1. Värmedriven kyla -- en termodynamisk genväg

Värmedriven kyla anses av somliga vara en ineffektiv metod att framställa kyla eftersom COP-värdet baserat på drivande värme (COP_{heat}) är lägre än det COP-värde som baseras på drivande el (COP_{el}) i en kompressionskylmaskin. I det här avsnittet visas att ett sådant synsätt är felaktigt.

Verkningsgraden hos en termodynamisk process kan värderas med en ideell Carnot-process som referens. Genom att dividera processens verkningsgrad med verkningsgraden hos en Carnot-process som arbetar med samma interna temperaturer får man en faktor som **här definieras som Carnot-faktorn**. En illustration av Carnot-faktorn visas i figur 2.

Carnot-faktorn för en ideell process är definitionsmässigt lika med 1. Carnot-faktorn får inte förväxlas med den isentropiska verkningsgraden, som definieras på annat sätt¹. Värdet på Carnot-faktorn för expansion i en ångturbin kan normalt beräknas vara mellan 0,5 och 0,7, där det högre värdet gäller för en mycket stor ångturbin i ett stort kraftverk (t.ex. kol- eller kärnkraftverk). Det lägre värdet 0,5 kan tillämpas på ett medelstort kraftvärmeverk. I avsnitt 4.4.1 beräknas Carnot-faktorn till 0,69 för en ångturbin med egenskaper som är karakteristiska för ett stort kolkondenskraftverk.

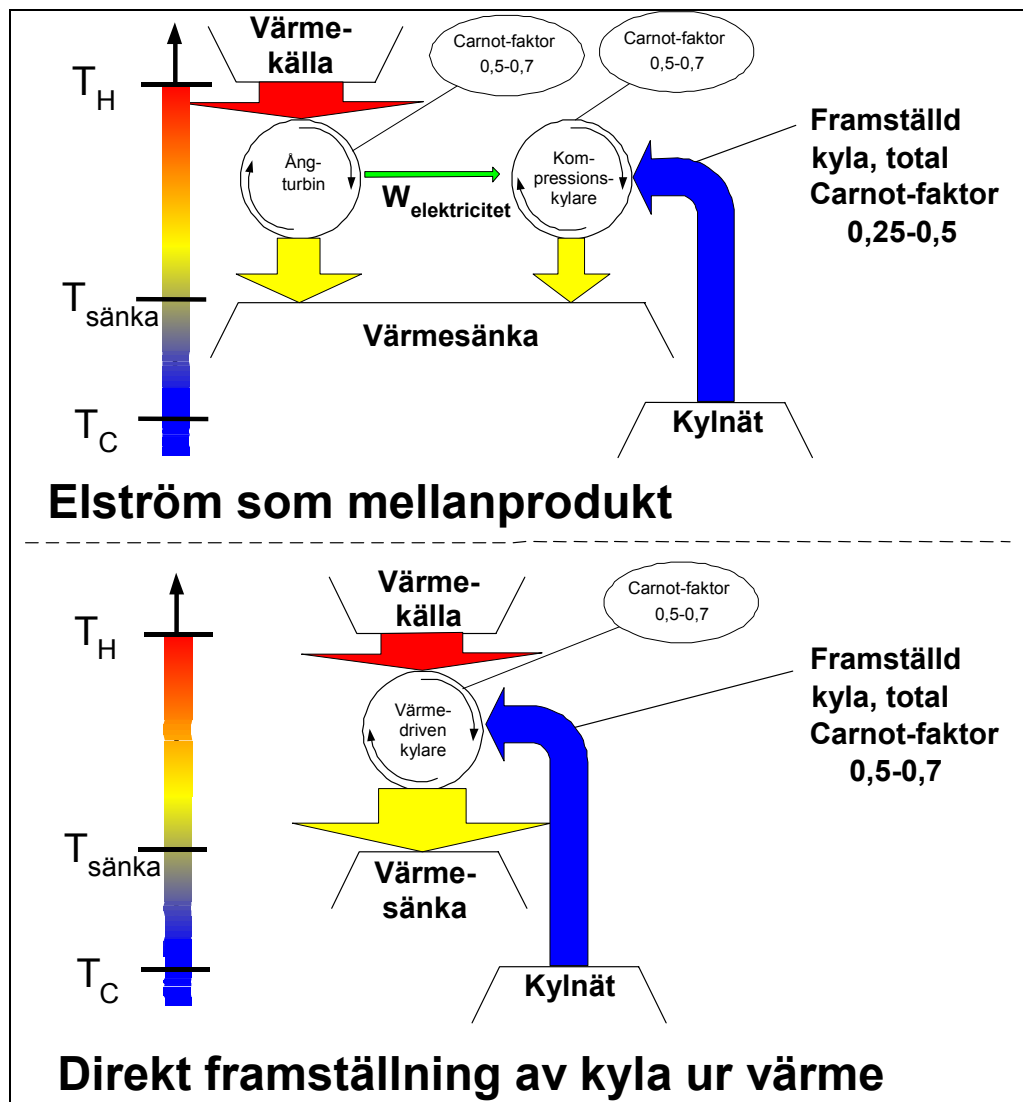
Carnot-faktorn vid framställning av kyla med en kompressionskylmaskin ligger också mellan 0,5 och 0,7 beroende på utrustningen. En storskalig, effektiv kompressionskylmaskin får då det högre värdet 0,7, medan en mindre värmepump ger ungefär halva kylmängden jämfört med en ideell Carnot-process. Som exempel kan nämnas att Carnot-faktorn 0,5 har beräknats för en av värmepumparna vid Ropstensverket i Stockholm (Fortum 2003).

Carnot-faktorn för en värmedriven kylprocess beror av den interna irreversibiliteten, som är olika för olika processer. Absorptionskylning har visat sig ha mycket låg irreversibilitet och därför blir enligt förklaringen i avsnitt 3.1.1 Carnot-faktorn för en absorptionskylmaskin omkring 0,7.

Med Carnot-faktorn som verktyg kan man göra en analys av om lågtemperaturvärme ur termodynamisk synpunkt kan eller inte kan utnyttjas för framställning av kyla. Figur 2 visar att direkt framställning av kyla ur lågtemperaturvärme ger en total Carnot-faktor lika med 0,7, utan hänsyn till extern värmeöverföring. Det är alltså en

¹ Se vidare litteraturen om termodynamik, t.ex. Michael J. Moran and Howard N. Shapiro, "Fundamentals of engineering thermodynamics".

termodynamisk genväg jämfört med att först generera elström i en ångturbin med Carnot-faktorn 0,5–0,7 för att sedan använda elströmmen till en kompressionskylmaskin som också har Carnot-faktorn 0,5–0,7. Den resulterande totala Carnot-faktorn för den senare processen blir då 0,25–0,5, alltså ungefär halva verkningsgraden jämfört med om värmen används i en absorptionskylmaskin. Den förbättrade energiverkningsgraden demonstreras också i avsnitt 4, där bränsleförbrukningen används som jämförelsegrund vid energivärdering av de olika tekniska metoderna.



Figur 1 Illustration som visar att carnotfaktorn är lägre om el är mellanprodukt i produktionen av kyla jämfört med direkt produktion av kyla från värme

Figure 2 Illustration showing that the Carnot factor is lower if electricity is intermediate product in the production of cooling as compared to the direct production of cooling from heat

Ur ett systemperspektiv bestäms ekonomin hos alternativet med värmedriven kylmaskin av att en sådan kylmaskin kan ersätta både lågtrycksångturbinen och kompressionskylmaskinen. Det sammanlagda resultatet kan därför bli att det är både energi- och kostnadseffektivt att framställa värmedriven kyla eller värme. Vid en ekonomisk värdering av systemet är det viktigt att observera att kunden kan spara pengar genom att han inte behöver någon kompressionskylmaskin. För energiföretaget som levererar

kyla till kunden sker besparingarna på i huvudsak två sätt. Dels finns inget behov av att producera elström med dålig verkningsgrad i en lågtrycksturbin, och dels behöver inte så mycket elström transporteras (minskad belastning på elnätet). Däremot uppkommer kostnader för de värmedrivna kylmaskinerna och för transporten av antingen fjärrvärme (drivenergi för lokala kylmaskiner) eller fjärrkyla (leverans direkt till kunden).

2.2. Rätta tidpunkten för värmedriven kyla i Sverige är nu!

Behovet av kyla växer i Sverige och Europa. Den traditionella tekniken med kompressionskylmaskiner måste nu kämpa mot miljöfrågorna kring läckande köldmedier som kan skada ozonskiktet och kraftigt påskynda den globala uppvärmningen. Dessutom utgörs driven energin i den här tekniken av elström som förknippas med stora CO₂-utsläpp.

Allt eftersom den europeiska elmarknaden blir mer och mer homogen kommer de svenska elpriserna att bli högre än vad de är idag. Nivåerna kommer att ligga närmare de europeiska, jämfört med dagens priser. Dessutom tror man att elproduktionen i kraftvärmeverk kommer att fördubblas i Sverige under de närmaste sex åren och därmed fortsätta att växa från dagens mycket låga nivå 5 TWh/år (Svensk Fjärrvärme 2004). Dessutom kommer avfallsdeponeringsförbudet att medföra att avfallsförbränningen ökar. Sammantaget kommer detta att leda till regionala energisystem med potentiella värmeöverskott sommartid. Sådana överskott kan användas till värmedriven kylproduktion. Det är inte heller troligt att eldrivna värmepumpar kommer att bli kostnadseffektiva i framtiden jämfört med värmedrivna värmepumpar.

Alla de här omständigheterna visar att det just nu är rätt tidpunkt att introducera värmedriven kylteknik i svenska fjärrenergisystem. Med ett integrerat synsätt på produktion av värme, elkraft och kyla kan man åstadkomma både kostnads- och miljöfördelar som inte kan uppnås med en separerad framställning av dessa energiprodukter.

2.3. Med värmedrivna värmepumpar ökar försäljningen av värme i Sverige både sommar- och vintertid

Det står klart att värmedrivna kylmaskiner kommer att öka försäljningen av värme sommartid eftersom värmekunderna kommer att efterfråga mer värme för att driva sina värmedrivna kylmaskiner. Men vad som kanske inte alla tänker på är att även försäljningen under vintern kommer att öka. Om värmedrivna värmepumpar och kylmaskiner får ersätta eldrivna värmepumpar och kylmaskiner både sommar- och vintertid kan vi vänta oss en generellt högre försäljning av värme i framtiden.

2.3.1. Absorptionstekniken i Sverige idag och dess framtida potential

Absorptionskylning är den teknik för värmedriven kyla som idag har störst marknadsandelar världen över. Av två viktiga skäl har användningen av absorptionskylning i Sverige varit begränsad. Det första skälet är att kyla säsongen är ganska kort jämfört med länder med varmare klimat, och därför har marknaden i första hand efterfrågat teknik med lägre anskaffningskostnad. Det andra skälet är att elström under de senaste årtiondena har kunnat levereras till mycket låg kostnad i Sverige, och detta har gjort att el används för framställning av värme och kyla. Absorptionstekniken har trots detta under de senaste årtiondena använts i Sverige för uppgradering av spillvärme. Det är en teknik som via rökgaskondensering kan öka värmeproduktionen i t.ex. avfallsförbränningsanläggningar.

Idag uppgraderar absorptionsvärmepumpar 60 MW spillvärme under 7000 timmar om året (t.ex. Uppsala 20 MW, Göteborg 20 MW, Linköping 6 MW, Avesta 4 MW, Eksjö

4 MW). Därigenom sparas ungefär 140 GWh_{el}/år jämfört med eldrivna värmepumpar. Eftersom eldrivna värmepumpar har varit basleverantörer av värme i svenska fjärrvärmesystem **ser vi den största potentialen för absorptionstekniken i Sverige i ett utbyte av värmepumpar.**

Sommartid minskar efterfrågan på värme samtidigt som behovet av kyla ökar. Befintliga absorptionsvärmepumpar kan då användas för att framställa kyla. I Sverige har man på senare tid investerat i absorptionskylmaskiner för enbart produktion av kyla. Detta har gjorts i Göteborg, Linköping, Västerås (2 x 3,5 MW) och Umeå (2 + 2 MW). Absorptionskylmaskiner anses alltså vara kostnadseffektiva även när utnyttjandetiden per år är så kort som den är i exempelvis Umeå.

Absorptionskylmaskiner kan eventuellt spara elström som används för framställning av kyla sommartid. Under 2002 levererades 597 GWh kyla som fjärrkyla, i huvudsak från frikyla och kompressionskylmaskiner (Westin 2003) och man väntar sig att efterfrågan på fjärrkyla kommer att växa i framtiden. Grova uppskattningar har gjorts som tyder på att 1-2 TWh kyla kommer att behövas varje år i framtidens byggnader (med undantag för industrin). Det innebär att den **potentiella elbesparingen i Sverige med absorptionskylning är ungefär 0,5 TWh el** (utan hänsyn tagen till eldningsssäsongen). Men kylbehovet i svenska byggnader styrs i huvudsak av vädret. Om det är kallt ute, som det ju är i Sverige större delen av året, finns det teoretiskt inget behov av absorptionskylning eftersom frikyla kan utnyttjas.

Värmepumpar står för ungefär 10-15 procent av fjärrvärmen i Sverige idag (Westin, 2003). Vidare uppges att 60 TWh fjärrvärme kommer att levereras år 2010 (Svensk Fjärrvärme 2004). Detta innebär att **ett utbyte av eldrivna värmepumpar potentiellt kan spara 2 TWh el per år** ((60 TWh) x (10 procent) / (COP_{el}=3)). Potentialen är med andra ord 4 gånger större vintertid, vilket är naturligt eftersom Sverige har ett ganska kallt klimat. I de flesta andra länder (som är varmare) kan vi förvänta att de potentiella besparingarna är större under sommaren än vintertid.

3. Kylalternativ

3.1. Absorptionskylning

En lovande värmedriven teknik för vattendistribuerad kyla är absorptionskylning. Absorptionskylning kan ge höga prestanda till måttliga kostnader. Kylmaskiner med olika arbetspar har uppvisat olika potential (Alefeld och Radermacher 1994). Absorptionskylmaskiner som använder litiumbromid och vatten som arbetspar kan levereras kommersiellt för storskaliga tillämpningar och dessutom finns vissa skraddarsydda alternativ för mindre applikationer. Det finns många tillverkare av absorptionskylmaskiner runt om i världen. Om vi skall nämna några av tillverkarna idag kan vi hålla oss till de företag som i huvudsak levererar litiumbromid- eller ammoniak-vattenkylmaskiner, se tabell 1.

Tabell 1 Ett axplock ur den uppsjö av absorptionsmaskinstillverkare som finns i världen

Table 1 A few of the many large-scale absorption chiller manufacturers

Namn	Land	Webbadress
Broad	China	www.broad.com
Carrier	USA	www.carrier.com
Century	Korea	www.century.co.kr
Colibri bv	Nederländerna	www.colibri-bv.com
Hitachi	Japan	www.hitachi-hic.com
McQuay (McQuay-Sanyo)	USA	www.mcquay.com
Mitsubishi Heavy Industries	Japan	www.mhi.co.jp
Thermax	Indien	www.thermaxindia.com
Trane	USA	www.trane.com
Weir Entropie S.A./GmbH	Frankrike/Tyskland	www.entropie.com
York	USA	www.york.com

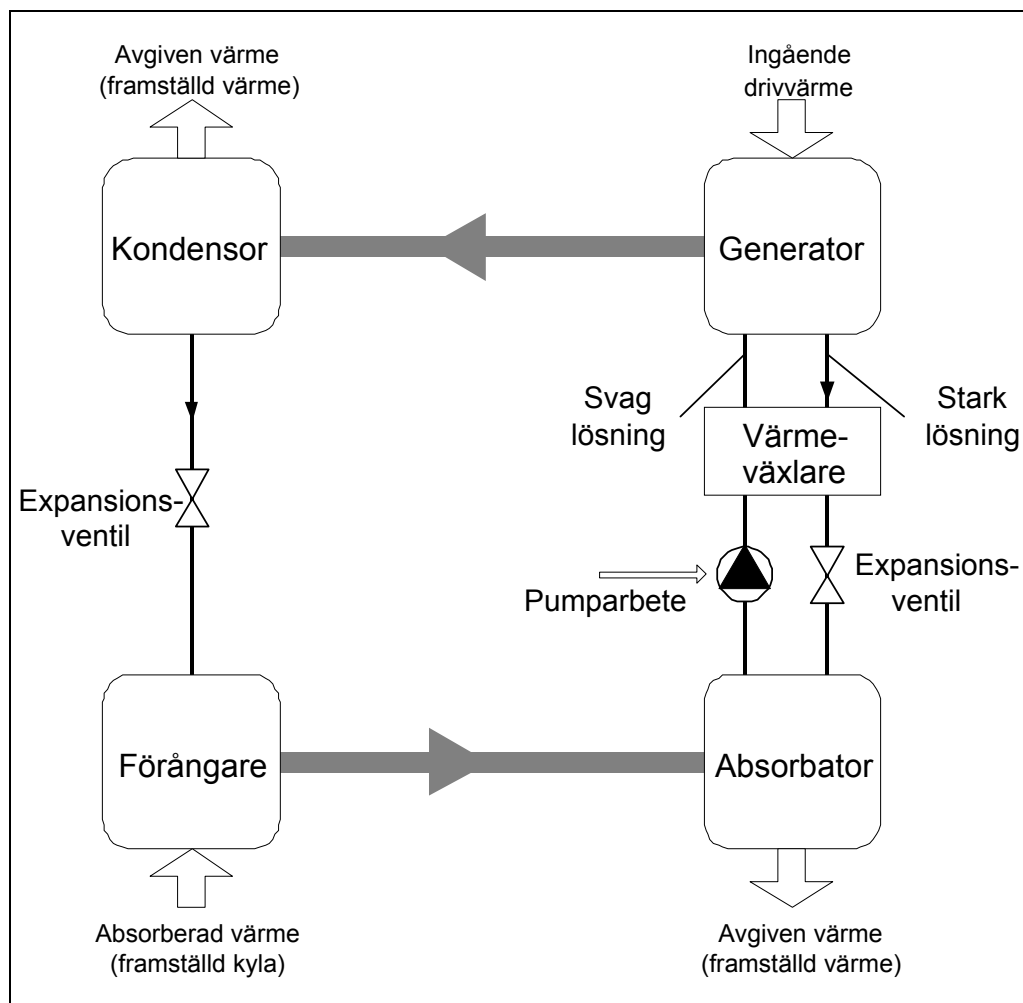
Intresset för absorptionskylning har ökat starkt på senare tid, men vi vill gärna påpeka att tekniken har en lång historia. Utvecklingen tog sin början för 150 år sedan och flera patent beviljades redan under 1800-talet. På 1930-talet började man tillverka gaseldade ammoniak-vatten-kylaggregat som blev mycket populära i de delar av världen där elektriciteten ännu inte var vanlig. Absorptionskylmaskiner massproducerades i USA för 50 år sedan. På grund av den hotande bristen på gas och kärnkraftens utbyggnad vann eldrivna kylmaskiner marknadsandelar i USA under 70-talet (Burgett et al. 1999). Utvecklingen fortsatte i Japan och 1985 svarade absorptionskylmaskiner för 80 procent av den storskaliga marknaden i Japan. Under 1998 var världsproduktionen av absorptionskylmaskiner ungefär 8600 aggregat, och av dessa var över 85 procent kylmaskiner med mer än 350 kW kapacitet (Dai et al. 2002).

Tillverkningen av absorptionskylmaskiner i Europa har varit begränsad även om tekniken nu väcker mer och mer intresse. Såvitt vi vet finns det bara ett europeiskt företag (Weir Entropie S.A.) som har levererat mer än en storskalig litiumbromidabsorptionskylmaskin. Men företagen i Europa utvecklar också skraddarsydda lösningar för den europeiska marknaden. Två olika lösningar har utvecklats för att ge 1) låg drivvärmemetemperatur och 2) låg vattenförbrukning och hög verkningsgrad. De presenterades vid den internationella konferensen om sorptionsvärmepumpar 2002 (Glebov et al. 2002; Kren et al. 2002).

3.1.1. Traditionell enstegs LiBr-absorptionsvärmepump – principen

Absorptionsvärmepumpprocessen kan utformas så att driften inte kräver något pumparbete alls. En pump som bara kräver litet elström transporterar den utspädda litiumbromidlösningen (LiBr) i de absorptionsvärmepumpar som är kommersiellt tillgängliga idag. Nästan all energin utgörs av den ingående drivvärmens. **Dessutom kan ett ganska stort bidrag ges till den elström som förbrukas av pumpar och fläktar om kyltorn behövs.** Sådana bidrag behandlas dock inte i den här genomgången av absorptionsvärmepumpprocessen.

En enstegs LiBr-absorptionsvärmepump har två trycknivåer, en låg trycknivå i förångaren och absorbatoren och en högre trycknivå i generatorn och kondensorn. Som figur 3 visar har processen vissa likheter med ångkompressionsvärmepumpprocessen. Köldmediet (rent vatten vid mycket lågt tryck) avdunstar i förångaren där värme också absorberas från omgivningen eller från ett kylnät. Lågtrycksvattenånga absorberas sedan av litiumbromiden. Under vattenångabsorptionsprocessen avges kondensationsvärme vilket gör att absorbatoren måste kylas. Under den här processen leds värme från lågtemperaturzonen i förångaren till zonen med högre temperaturen i absorbatoren. Drivkraften för värmeöverföringen är koncentrationen hos absorbentlösningen (LiBr). Den utspädda lösningen pumpas från absorbatoren till generatorn, där koncentrationen åter höjs.



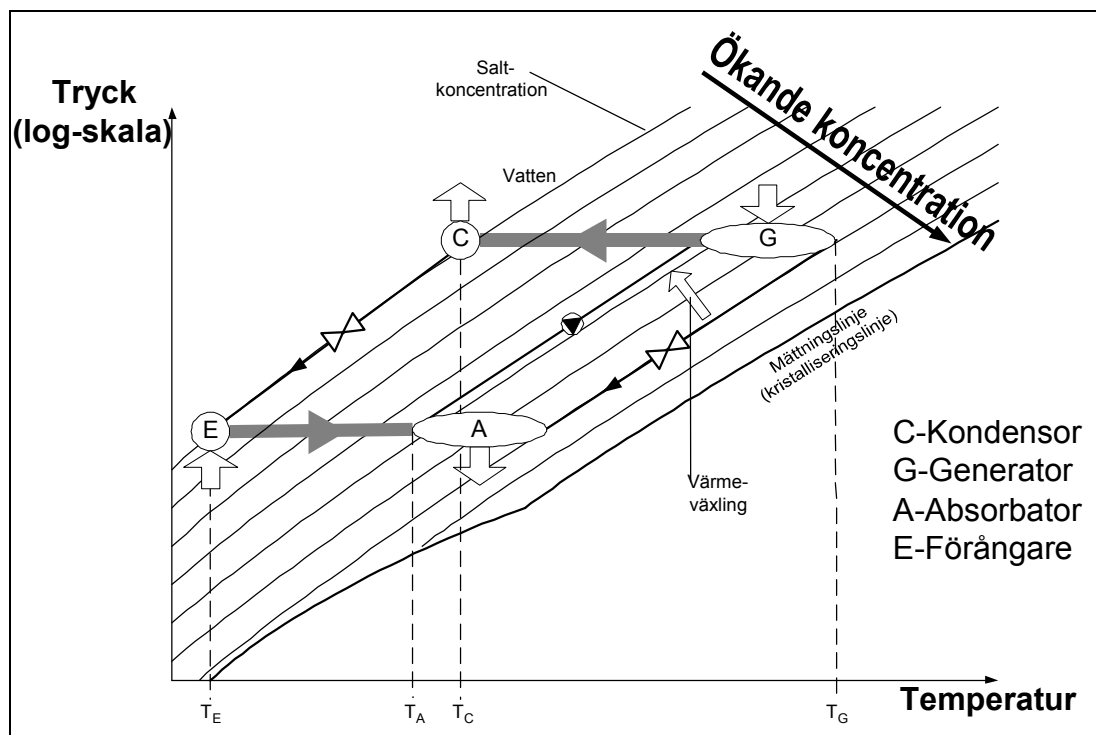
Figur 2 Schematisk bild av enstegs-absorptionskylmaskin/värmepumpsprocess

Figure 3 Schematic drawing of a single effect absorption chiller/heat pump process

Vid den högre trycknivån i generatoren koncentreras absorbenten genom att vattnet avdunstar, vilket kräver drivvärme. Vattenångan, som överhettas genom närvaron av absorbenten, leds sedan till kondensorn där den kondenserar och avger värme innan vattnet (i vätskeform) återförs till förångaren genom en expansionsventil.

Den lägsta temperaturen hos den inkommande värmen finns i förångaren och den högsta i generatoren. Den utgående värmen har alltid en temperatur som ligger mellan nivåerna i generatoren och förångaren. Elförbrukningen medräknas inte vid beräkningen av koefficienten $COP_{\text{värme}}$. Värdet på $COP_{\text{värme}}$ kring 0,7 är enligt litteraturen vanliga för eneffekts litumbromidabsorptionskylmaskiner (t.ex. Alefeld och Radermacher 1994; Schweigler et al. 1996; Srihirin et al. 2001). En enkel värmebalansberäkning för absorptionsvärmepumpen ger motsvarande $COP_{\text{värme}}$ för den framställda värmen. Om energiförlusterna försummas finner man att $COP_{\text{värme}}$ för den framställda värmen blir 1,7. Enligt uppgifter som har publicerats på Internet av företagen i tabell 1 är konstruktionsvärdena för $COP_{\text{värme}}$ i dagens absorptionskylmaskiner ungefär 0,75 med upp till 0,8 för vissa tillämpningar. Weir Entropie uppger att deras eneffektskylmaskiner kan köras med $COP_{\text{värme}} = 0,83$ (Scharfe 2004).

En skiss över absorptionsvärmepumpprocessen visas i figur 4. **Den ger en ytterligare förklaring till processens begränsningar och möjligheter.** I den schematiska bilden i figur 4 visas trycket och temperaturen längs axlarna. Linjerna i diagrammet anger koncentrationen hos absorbenten (LiBr). Den koncentration som bestäms av mättningslinjen för rent vatten finns upptill till vänster och kristalliseringslinjen (mättningslinje hos absorbentlösningen) nedtill till höger. De tryck som visas i figur 4 är mättningstrycket för vattenånga vid olika temperaturer och koncentrationer hos lösningen.



Figur 3 Enstegs absorptionsvärmepumpsprocess ritad schematiskt i ett log (P)-temperaturdiagram

Figure 4 Single effect absorption heat pump process in schematic log pressure temperature diagram

Som man kan se avdunstar rent vatten i förångaren vid en låg temperatur som ofta bestäms av tillämpningen. För att driva absorptionsprocessen krävs en viss lägsta koncentration hos absorbenten och temperaturen måste hållas vid det värde som betecknas med T_A på absorbatorns vänstra sida i figur 4. Om koncentrationen hos absorbenten blir högre eller om temperaturen sjunker ökar absorptionsprocessens drivkraft.

Som tumregel kan man säga att temperaturlyftet (temperaturdifferensen mellan förångaren och absorbatoren) bör vara högst 40°C för att undvika risken för kristallisering. Detta beror på att temperaturdifferensen mellan mättad saltlösning och rent vatten är 50°C vid förångartemperaturen 2°C (Karlsruhe 1961). Vid högre förångartemperaturer ökar differensen. En mättad lösning vid 90°C är i jämvikt med rent vatten vid 30°C, vilket innebär att temperaturlyftet får vara högst 60°C vid 30°C temperatur i förångaren. Om det behövs högre temperaturlyft i en process kan man överväga två alternativ: 1) ändrad kylarkonfiguration eller flera kylmaskiner; 2) ett annat arbetspar med högre hygroskopiskt temperaturlyft.

För kylapplikationer är temperaturen i förångaren normalt 3 – 4°C om den lägsta temperaturen i kylnätet är 6°C. I många fall är det temperaturen hos kylvattnet (från omgivningsluften, en sjö eller en flod) som avgör temperaturnivån i absorbatoren och kondensorn. En temperatur i absorbatoren och kondensorn på 30°C är rimlig för applikationer med låg temperatur hos kylvattnet. Temperaturen i kondensorn bestämmer trycket i generatoren. När vi nu känner temperaturen och trycket i absorbatoren och trycket i kylmaskinens kondensor- och generatordel kan vi ur ett diagram (Karlsruhe 1961) liknande det i figur 4 avläsa hur hög koncentrationen hos absorbenten måste vara. Den lägsta temperaturen hos den ingående drivvärmens till generator kan också avläsas ur diagrammet. Vi kan avläsa ur diagrammet att de rådande omständigheterna gav en lägsta temperatur hos drivvärmens på 60°C när koncentrationen hos absorbenten var 53 viktprocent LiBr (Karlsruhe, 1961).

Den beräknade lägsta drivvärmemetemperaturen gäller bara för en teoretisk process. I praktiken krävs alltid en viss drivkraft för att en process skall äga rum. Det har till följd att en högre drivvärmemetemperatur eller en lägre kylvattentemperatur krävs. Eftersom de antagna temperaturnivåerna är ganska mycket på den säkra sidan måste slutsatsen bli att det är fullt realistiskt att driva en absorptionskylmaskin med lösningstemperaturen 65°C i generatoren.

Om man enbart betraktar de ovanstående temperaturerna ser man att den teoretiskt högsta verkningsgraden fås ur följande ekvation:

$$COP_{teoretiskt\ max} = \frac{\frac{1}{T_{abs}} - \frac{1}{T_{drivtemp}}}{\frac{1}{T_{förång}} - \frac{1}{T_{abs}}} = \frac{\frac{1}{273+30} - \frac{1}{273+65}}{\frac{1}{273+3} - \frac{1}{273+30}} = 1,06$$

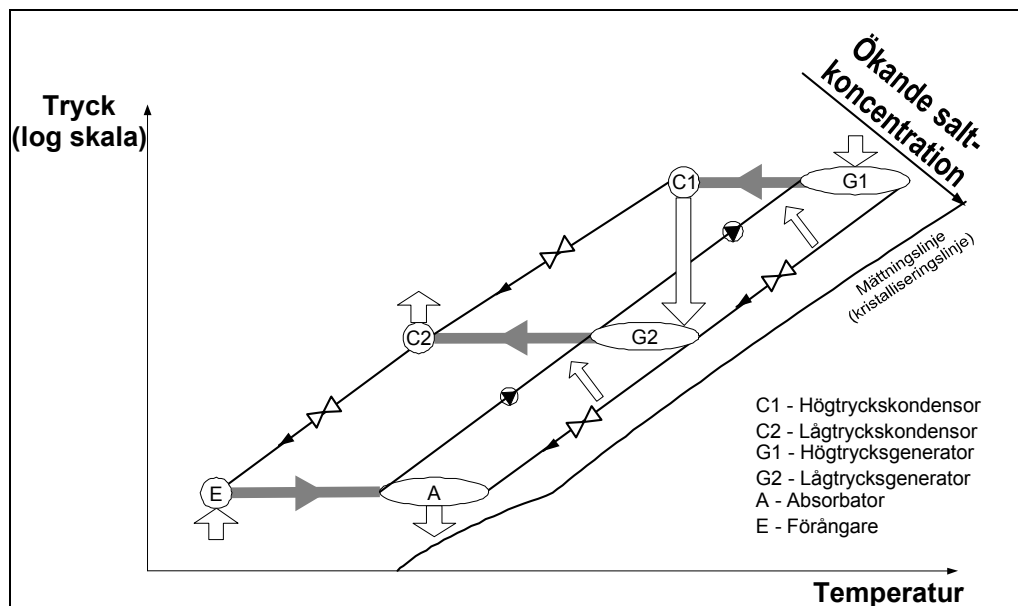
Det beräknade värdet på $COP_{teoretiskt\ max}$ går av flera skäl inte att uppnå i ett verkligt system. För det första har vi bara tagit hänsyn till temperaturnivåerna och inte till kylmaskinens utformning. Ett teoretiskt maximivärde för COP som är högre än 1 går inte att uppnå med en enstegskylmaskin som den som visas i figur 4. Om man vill konstruera en absorptionskylmaskin med COP högre än 1 måste man ha mer än ett steg (se avsnitt 3.1.2). Även interna irreversibiliteter begränsar COP i ett verkligt system.

Värdet 0,75 på $COP_{\text{värme}}$ innebär att absorptionskylmaskinen har en Carnot-faktor som är ungefär 0,7 ($0,75/1,06 \sim 0,7$).

3.1.2. Traditionella tvåstegs LiBr-absorptionskylmaskiner

En tvåstegskylmaskin kräver en högre temperatur hos drivvärmen jämfört med en enstegskylmaskin men ger högre värde på $COP_{\text{värme}}$ ($\sim 1,2$). En- och tvåstegskylmaskinerna fungerar med lösningstemperaturer som är lägre än 160°C . Vid högre temperaturer är litiumbromiden inte stabil, vilket kan orsaka problem, till exempel korrosion. Om man använder en värmekälla med hög temperatur (t.ex. direktledning) för processen kommer värmeöverföringen till generatoren att bli mer irreversibel, så att verkningsgraden enligt termodynamikens andra lag blir lägre² och likaså möjligheterna att spara bränsle ur ett systemperspektiv. Med treeffektskylmaskiner kan man uppnå ännu högre värden på $COP_{\text{värme}}$ än med tvåeffektskylmaskiner. Men då behövs också en ännu högre drivvärmtemperatur, vilket gör att treeffektskylmaskiner troligen måste direkteldas.

I figur 5 visas principen för en tvåstegsabsorptionsvärmepump. Den viktigaste skillnaden mot en enstegsvärmepump är att en ytterligare trycknivå tillkommer med en högtrycksgenerator och en högtryckskondensor. Den värme som avges från högtryckskondensorn kan då återanvändas i en lågtrycksgenerator. Följden bli att mer värme kan absorberas vid den låga temperaturen i förångaren vid samma ingående värmemängd. Därmed kan man normalt nå upp till $COP_{\text{värme}} = 1,2$ vid kylning (Alefeld och Radermacher 1994). Som vi förklarade ovan är motsvarande $COP_{\text{värme}} = 2,2$ för en värmealstrande process.



Figur 4 Schematisk bild av en tvåstegsabsorptionsvärmepump i ett Log(P)-temperaturdiagram. Rent vatten finns i förångaren och kondensorn till vänster i figuren. Litiumbromid i vattenlösning pumpas mellan absorbatorn och de två generatorerna till höger i figuren. Värme från den kondensor som arbetar vid högs tryck återanvänds i lågtrycksgeneratoren.

Figure 5 Schematic sketch for a double effect absorption heat pump in a log pressure-temperature diagram. Pure water is present to the left in the evaporator and condenser and lithium bromide-water solution is pumped between the absorber and generators. Heat from the high-pressure condenser is reused in a low-pressure generator.

² Här hänvisas till termodynamikens andra lag som säger att det i en process inte kan överföras värme från ett kallare område till ett varmare. Värme överförs istället spontant från ett varmare område till ett kallare.

Utformningen av en tvåstegsabsorptionskylmaskin är mer komplicerad än för en enstegskylmaskin eftersom fler värmeväxlare och pumpar behövs. Men om man behöver ha ett kyltorn som värmesänka krävs en lägre kyltornskapacitet per kyleffekt-enhet på grund av det högre värdet på COP_{heat} i en tvåstegskylmaskin. Om man tar hänsyn till detta kan **systemets totalkostnad bli jämförbar med kostnaden för en enstegskylmaskin** (AB Energiuppdrag, 1996).

3.1.3. Lågtemperaturdrivna litiumbromidabsorptionskylmaskiner

I avsnitt 3.1.1 förklarade vi att det finns möjlighet att driva absorptionskylmaskiner med lågtemperaturvärme 70 – 90°C om man har tillgång till kylvatten med tillräckligt låg temperatur. Intresset för det här alternativet har ökat i många delar av världen där man har tillgång till lågtemperaturvärme i form av solvärme, jordvärme eller värme från avfallsförbrännings- eller kraftvärmeverk (t.ex. CORDIS 2002; Kren et al. 2002; Lamp et al. 1998). I Sverige finns ett ökat intresse på grund av möjligheterna att sommartid mata kylmaskinen med fjärrvärme som då finns tillgänglig till låg kostnad.

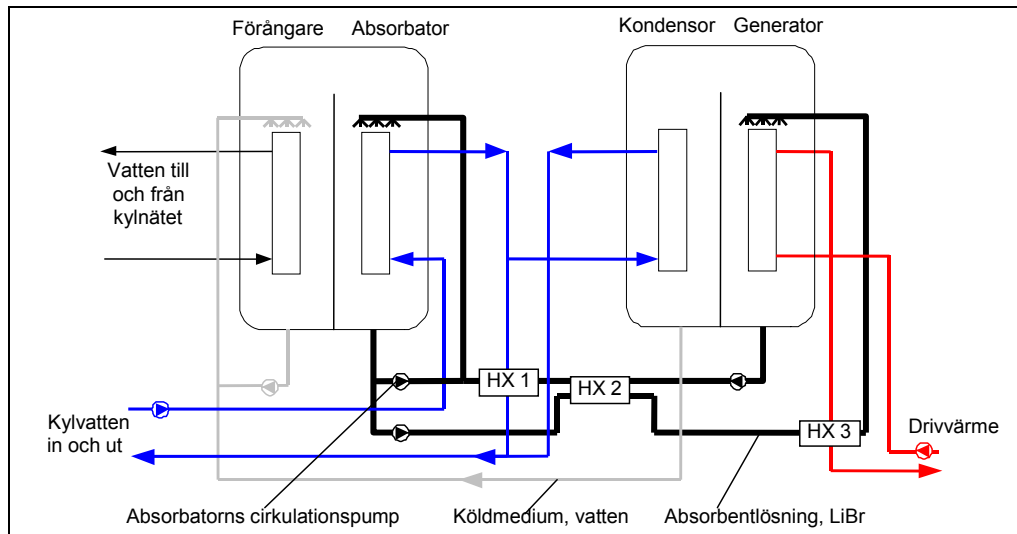
Det finns möjlighet att utnyttja lägre drivtemperaturer jämfört med traditionella kylmaskiner i så kallade halvstegsabsorptionskylmaskiner (Burgett et al. 1999). Arbetsprincipen för en så kallad halvstegskylmaskin är densamma som för en dubbellyftkylmaskin utan internt värmeväxling. Kylmaskinen har **två generatorer** och två absorbatörer, en kondensor och en förångare. Två olika generatorer med olika temperaturnivåer gör det möjligt att använda drivvärme inom ett större temperaturområde (större temperaturglidning). En dubbellyftkylmaskin med intern värmeväxlare har **en generator**, två absorbatörer, en kondensor och två förångare, varvid lågtemperaturabsorbatorn avger sin värme till högtemperaturförångaren. Namnet "dubbellyft" anger att värmen lyfts två gånger, vilket är termodynamiskt likvärdigt med två seriekopplade kylmaskiner. På grund av den dubbla inkommande värmen per kylvatten får man ett lägre $COP_{värme}$ som varierar mellan 0,3 och 0,4 (Burgett et al. 1999; Schwegler et al. 1996). Som en ytterligare följd av den lägre temperaturdifferensen mellan inkommande och utgående värme krävs en större värmeväxlararea, vilket innebär högre kapitalkostnad än för en enda konventionell kylmaskin som inte har samma prestanda.

Enligt uppgift finns en lågtemperaturdriven kylmaskin installerad i Berlins fjärrvärmesystem (Lamp et al. 1998). En dubbellyftkonstruktion ger temperaturområdet

35°C vid 95°C drivvärmesystemtemperatur och temperaturområdet 13°C vid 60°C, vilket innebär att fjärrvärmereturtemperaturen skulle bli 47°C. Ett $COP_{värme}$ lika med 0,6 har rapporterats för 80°C drivtemperatur och 60°C returtemperatur, vilket ger 300 kW producerad kyla. Dubbellyftkonstruktionen med det stora temperaturområdet har också beskrivits i (Schwegler et al. 1996; Schwegler et al. 1999).

Företaget Weir Entropie S.A. har också kommersiellt tillgängliga lågtemperaturdrivna absorptionskylmaskiner som är baserade på enstegsprincipen. En låg elförbrukning (< 1 procent av kapaciteten för interna pumpar och < 3 procent av kapaciteten med kylvattenpumparna inräknade) rapporteras från den anläggning som installerats i Västerås (Holmén, E. 2003), där vattnet i en närbelägen sjö fungerar som värmesänka för de två 3,5 MW absorptionskylmaskinerna som drivs med lågtemperaturvärme (75°C).

Utvecklingen av en lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin vid KTH i Stockholm har resulterat i en pilotanläggning (1,15 MW kyla) som byggts vid CTH i Göteborg av Berglunds Rostfria AB. Vid konstruktionsarbetet på den lågtemperaturdrivna absorptionskylmaskinen ville man åstadkomma en låg drivvärmesystemtemperatur och en hög $COP_{värme}$. En förenklad layout av pilotanläggningen visas i figur 6.



Figur 5 Lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin designad på KTH. Extra pumpar ökar flexibilitet av design. Extra värmeväxlare kan sänka kostnader totalt och/eller öka utnyttjandet av drivvärme.

Figure 6 Low temperature driven absorption chiller designed at KTH. Extra pumps increase the flexibility of the design. Extra heat exchangers can lower cost at increased $COP_{\text{värme}}$.

Den väsentligaste skillnaden jämfört med en traditionell kylmaskin är att kylmaskinens förångar- och kondensordelar blir mindre om generatoren har samma storlek som en traditionell kylmaskin med drivvärmemetemperatur 120°C . Om en traditionell kylmaskin skulle köras vid lägre temperatur skulle värmeöverföringshastigheten i generatoren bli lägre, kyleffekten skulle sjunka och förångaren och absorbatorn skulle inte utnyttjas fullt ut.

I den lågtemperaturkylmaskin som konstruerats vid KTH krävs extra pumpar för att öka värme- och massöverföringshastigheterna och pumpa lösning från ett kärl till ett annat. Ett större antal pumpar ger en flexiblere fysisk utformning och ökar dessutom möjligheterna till olika styrstrategier för kylmaskinen så att den får bättre prestanda under partiell last. Men det ökade pumparbetet i processen innebär en extra elförbrukning. Det interna pumparbetet har utvärderats i (Setterwall et al. 2003) och slutsatsen blev att den interna elförbrukningen är 1,6 procent av kylkapaciteten, vilket är en låg nivå trots att den motsvarar nästan dubbla pumparbetet jämfört med en traditionell kylmaskin. Man fann emellertid också att det pumparbete som krävdes för kylvattnet var 4,8 procent av kylkapaciteten, och detta har alltså större betydelse än det interna pumparbetet. I Göteborgs-fallet pumpades kylvattnet upp till taket, där ett kyltorn var placerat.

De extra värmeväxlarna används enbart för värmeöverföring, vilket har till följd att de dyrbara lamellvärmeväxlarna i kärlen kan användas för sitt verkliga ändamål, vilket är både värme- och massöverföring (Glebov et al. 2002). KTH-konstruktionen för den lågtemperaturdrivna absorptionskylmaskinen serietillverkas inte. Den skräddarsys istället för den aktuella applikationen innan den tillverkas.

3.1.4. Termokemisk ackumulator (TCA)

Den termokemiska ackumulatoren (TCA), ClimateWellTM, är en termisk energilagringsenhet som bygger på absorption av vatten i en hygroskopisk lösning (t.ex. liti-umklorid). TCA saluförs av ClimateWell AB, och Solar Energy Research Center (SERC) genomför för närvarande ett projekt som finansieras av Energimyndigheten

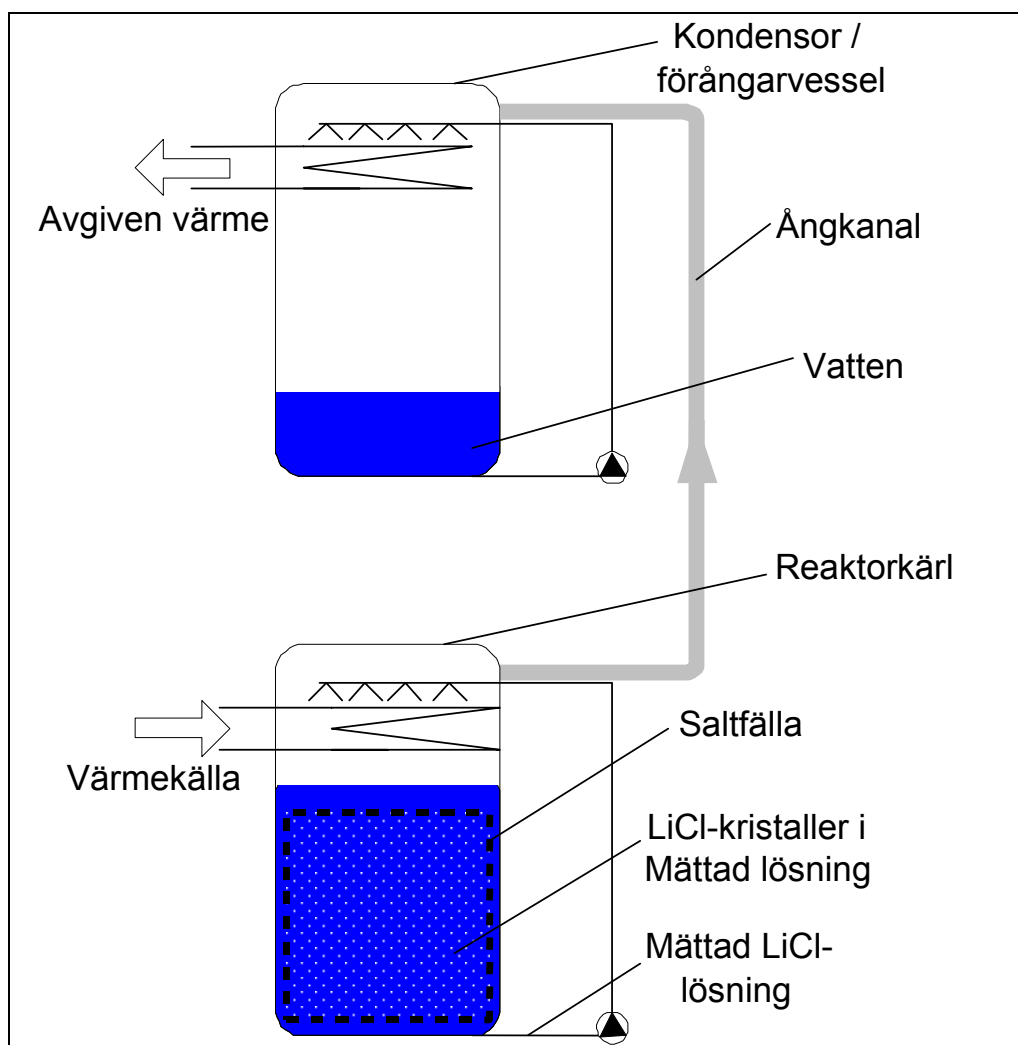
och som syftar till en utvärdering av TCA. Fredrik Setterwall Konsult AB (FSKAB) är projektledare för detta projekt och Vattenfall Värme, Vattenfall Strategi, ClimateWell AB och SERC deltar i styrgruppen. ***TCA serietillverkas inte till låg kostnad idag och det finns ännu vissa förbättringar som måste göras.***

TCA är en patenterad uppfinning som inte skiljer sig mycket från traditionella absorptionskylmaskiner (Olsson et al. 2000). Men den väsentligaste skillnaden i driften är att kristaller förutsätts bli bildade, och att stora kvantiteter värmeenergi därmed kan lagras i begränsade volymer. Utformningen är kompakt, och man tror att småskaliga TCA (5–10 kW) kan bli kostnadseffektiva i framtiden med solvärme som den viktigaste drivenergin.

Figur 7, som visar arbetsprincipen för TCA, har ritats med de viktigaste komponenterna medtagna. En TCA-enhet med två aggregat som den som visas i figur 7 kan inte köras kontinuerligt. Den måste antingen laddas eller urladdas i satsmod. Om man vill kunna ladda den oberoende av urladdningen krävs två extra kärl. De extra kärlen, som inte visas i figur 7, kallas slavreaktor och slavkondensor/-förångare.

De två kärlen som visas i figuren kallas reaktor och kondensor/förångare och är förbundna med varandra genom en ångkanal. Reaktorn innehåller den hygroskopiska saltlösningen, litiumklorid (LiCl), och motsvarar generator-/absorbatordelen i en absorptionskylmaskin. Kondensorn/förångaren i TCA innehåller rent vatten och motsvarar kondensor-/förångardelen i en absorptionskylmaskin.

Luft sugas ut så att trycket i de båda kärlen är lika med vattnets ångtryck. Trycket är det samma i de båda kärlen tack vare den ångkanal som löper mellan dem. Följden blir att temperaturen vid jämvikt är högre i den reaktor som innehåller den hygroskopiska saltlösningen än i den reaktor som innehåller vatten. Temperaturdifferensen mellan reaktorn och kondensorn/förångaren vid jämvikt (ΔT_{eq}) är omkring 40°C (Setterwall et al. 2003).



Figur 6 Uppladdningsprocess för ClimateWell™ där de olika huvudkomponenterna, reaktor och kondensor/förångare är sammanbundna av ett rör där ånga kan strömma från reaktorn till kondensorn. Vid urladdning är energiflödena de omvända och ångan strömmar då från förångaren till reaktorn.

Figure 7 Charging process of the thermo chemical accumulator (TCA) including the major components reactor and the condenser/evaporator connected via a vapor channel. At discharging vapor and energy flows will be reversed resulting in a cooling effect in the upper vessel.

Vid uppladdning, se figur 7, måste temperaturdifferensen ökas utöver ΔT_{eq} . En normal temperaturdifferens vid uppladdning av TCA är 45°C (Setterwall et al. 2003). Om värmekällans temperatur är tillräcklig hög jämfört med omgivningstemperaturen vid värmeavgivning avdunstar vattnet i reaktorn och kondenserar i kondensorn. Om fjärrvärme används för att ladda upp enheten vid temperaturen 80°C krävs troligen en värmesänktemperatur lika med $30 - 40^{\circ}\text{C}$ i omgivningen för att processen skall kunna äga rum. Värmesänkan kan utgöras av ineluft om rumsuppvärmning krävs vintertid. Under uppladdningen bildas kristaller vid konstant temperatur i den mättade lösningen i reaktorn. Temperaturdifferensen mellan reaktorn och kondensorn förblir konstant under uppladdningen. En ökning av drivvärmemetemperaturen eller sänkning av värmesänktemperaturen ökar därför värmeöverföringshastigheten till och från TCA.

Vid urladdning måste temperaturdifferensen vara mindre än ΔT_{eq} för att processen skall kunna äga rum. Vattnet avdunstar då i förångarkärlet och absorberas vid den högre temperaturen i reaktorn. Vid urladdningsprocessen uppkommer en värme-

pumpningseffekt. I en kylningstillämpning avdunstar vattnet vid lågt tryck och låg temperatur så att det kan absorberas vid den högre temperaturen i reaktorn. Värme-pumpningseffekten hos TCA är normalt 30°C (Setterwall et al. 2003). Om vatten skall kylas till 10°C för luftkonditionering krävs kylvatten med temperatur högst 40°C för att processen skall kunna äga rum. Ju lägre temperatur kylvattnet har, desto snabbare går urladdningen.

Verkningsgraden hos TCA kan väntas bli lägre än hos en enstegs absorptionskylmaskin på grund av att det inte finns någon värmeväxlare i generatoren och absorbatoren. Det faktum att skillnaden i koncentration mellan laddad och urladdad reaktormod är mycket stor har dock en positiv verkan på $COP_{\text{värme}}$. Det finns ännu inga uppgifter om $COP_{\text{värme}}$, men det är rimligt att vänta sig att $COP_{\text{värme}}$ blir lägre jämfört med en absorptionskylmaskin med värmeväxlare, vilket innebär att $COP_{\text{värme}}$ bör ligga omkring 0,6 för framställning av kyla. Enligt (Bales 2004) kan elförbrukningen väntas bli ganska låg (~2 procent av utgående kyleffekt) på grund av det låga tryckfallet.

Energilagringstätheten hos TCA är mycket hög jämfört med andra metoder för lagring av värmeenergi (vattentankar eller fasomvandlingsmaterial). Lösningens lagringstäthet är cirka 300 kWh/m³, vilket innebär att lagringstätheten för utrustningen som helhet kan bli 100-200 kWh/m³. Det är 10 à 20 gånger så mycket som för ett kallvattenackumulator, där lagringstätheten är i storleksordningen 10 kWh/m³.

TCA, eller liknande småskaliga värmedrivna värmepumpar med inbyggd lagring, tros ha en stor potential för framtidens fjärrvärmesystem. Men TCA är en ny produkt som ännu inte har visat sig vara tekniskt genomförbar. Enligt (Bales 2004) måste problemen med luftläckage till lågtryckskärnen, lågt flöde i pumparna och oönskad kristallisering utredas om TCA skall kunna bli allmänt tillgänglig till rimlig kostnad.

Dessutom bör man tänka på att litiumkloridsalt redan nu är ganska dyrt. Kostnaden för litiumkloriden kan därför bli ett hinder för massproduktion av TCA, så att man måste utveckla en annan absorbent.

3.1.5. Absorptionskylmaskiner med ammoniak-vatten som arbetspar

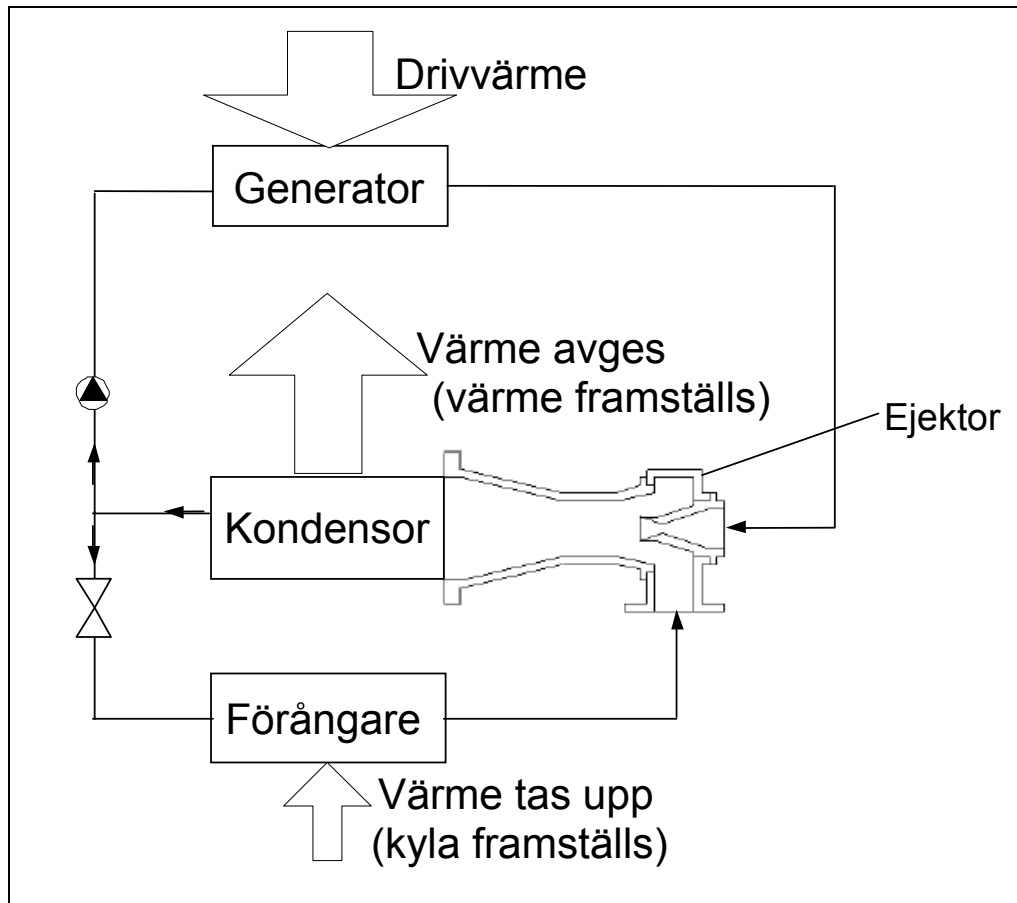
Absorptionskylmaskiner med ammoniak-vatten (NH₃/H₂O) som arbetspar har funnits mycket länge. Sådana kylmaskiner används dock inte i storskaliga fjärrkylasystem eftersom deras $COP_{\text{värme}}$ är begränsad och konstruktionen är komplicerad. $COP_{\text{värme}}$ för en ammoniak-vattenkylmaskin är låg, vilket beror på flera faktorer. Den första är att ammoniak när det används som kylmedium i ammoniak-vattencykeln har lägre ångbildningsvärme än vatten, som är kylmediet i litiumbromidcykeln. Den andra är att ångtrycket hos vattnet, som fungerar som absorbent, inte är lika med noll, varför arbetsparet måste separeras. Tack vare det interna värmeväxlare i kylmaskinen mellan generatoren och absorbatoren är $COP_{\text{värme}}$ för en ammoniak-vattenabsorptionskylmaskin normalt 0,5.

Ammoniak-vattenkylmaskiner kan leverera kyla även under 0°C. Bland nackdelarna kan nämnas den mer komplicerade utformningen, med separering av ammoniak och vatten, och det icke önskvärda hotet från ammoniakläckage. Det finns dock småskaliga ammoniak-vattenkylmaskiner i marknaden och det finns också på grund av det potentiellt högre temperaturlyftet bättre möjligheter att kyla dem med luft jämfört med traditionella litiumbromidabsorptionskylmaskiner.

3.2. Ejektorkylning

I en ejektorcykel åstadkoms kyleffekten *utan* användning av kompressor eller sorptionsprocess. Istället sugs lågtrycksånga ut ur förångaren samtidigt som högtrycksånga

passerar genom ejektorn med mycket hög hastighet. En schematisk bild av en ejektorcykel visas i figur 8.



Figur 7 Schematisk bild av en ejektorcykel

Figure 8 Schematic sketch of an ejector cycle

Ejektorcykeln har hög irreversibilitet eftersom ångan expanderar på ett svårkontrollerat sätt. Temperaturlyftet från förångare till kondensor är begränsat jämfört med i andra värmedrivna processer. Temperaturlyft över 20°C är mycket svåra att åstadkomma utan begränsning av COP_{heat} . Det erforderliga pumparbetet är normalt bara några procent av den utgående kyleffekten. Det finns uppgifter om COP_{heat} i området 0,3–0,6 för temperaturlyftet 20°C vid 120–130 °C drivvärmtemperatur (Chunnanond och Aphornratana 2004). Ejektorer kan köras med lägre drivvärmtemperaturer, vilket innebär lägre COP_{heat} . Det finns uppgifter om COP_{heat} i området 0,2–0,5 för en simulerad ejektor vid förångningstemperaturen 10°C och kondenseringstemperaturen 37 °C (Pridasawas och Lundqvist 2004) för 80 – 130°C drivvärmtemperatur.

Ejektorer lämpar sig inte för central framställning av kyla på grund av ejektorcykelns låga $COP_{värme}$. Det är tekniskt möjligt att distribuera värme via fjärrvärmenätet till en ejektor. Men idag kan en ejektor inte ensam åstadkomma ett tillräckligt temperaturlyft. En cykel där ejektorn kombineras med andra komponenter kan vara en möjlighet för småskaliga tillämpningar. Det anses dock att antalet komponenter i ett distribuerat system bör vara så lågt som möjligt. Om ejektortechniken kan göras effektivare kan ejektorer i framtiden tänkas leverera värmedriven kyla eftersom de har en ganska enkel konstruktion. Vissa förbättringar har simulerats och provats (Eames 2002; Hong et

al. 2002). En genomgång av olika tillämpningar av ejektortekniken finns i (Chunna-nond och Aphornratana 2004).

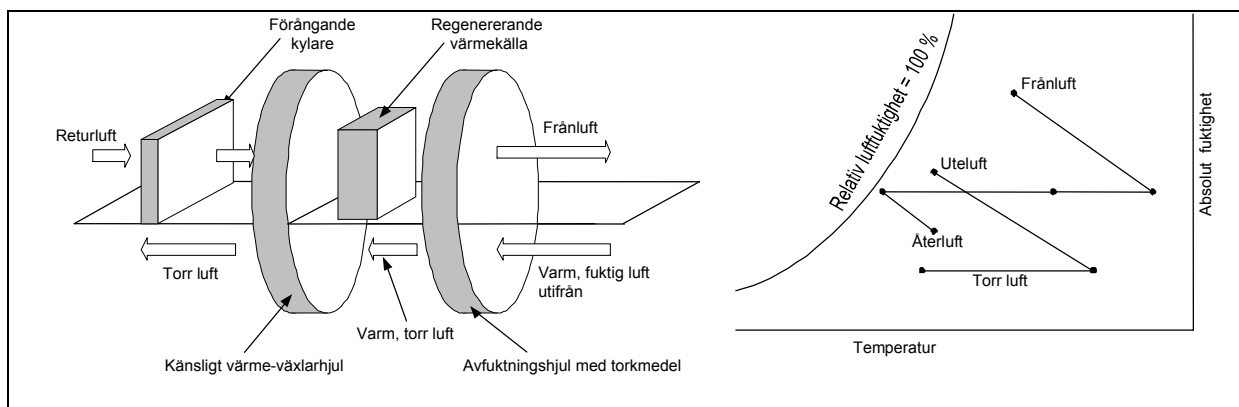
3.3. Torkmedelskyllning (Desiccant cooling)

Den latent värmedelen av kylbehovet kan bidra med 50 procent av kylbehovet i fuktigt klimat (Lstiburek 2002). Vid hög latent belastning har det visat sig att mindre energi krävs om luften torkas innan den kylls (Cowie et al. 2003). Torkningen av luften kan åstadkommas med ett torkmedel, där den behandlade luften kommer i direkt beröring med torkmedlet. Det ofta använda uttrycket "torkmedelskyllning" avser hela processen, där först luftfuktigheten minskas med hjälp av torkmedel och vattnet där-efter avdunstar i den torra luftströmmen, som då kylls adiabatiskt.

Sverige har under större delen av året inte några stora latent kylbelastningar. Trots detta ökar torkmedelsutrustningarnas andel av den svenska luftbehandlingsmarknaden. Munters, som är den enda tillverkaren av torkmedelsutrustning i Sverige, har givetvis insett att utrustningen inte går att sälja enbart för att köras sommartid när vädret förväntas vara varmt och fuktigt. Munters erbjuder istället en förbättrad återvinning av värme ur frånluft från byggnader med hjälp av fuktabsorption (Munters 2002). Den extra värmeåtervinningen på vintern minskar behovet av fjärrvärme vintertid. Under sommar drift ökar behovet av fjärrvärme vid hög latent belastning när torkning av luften krävs. Torkmedelssystemet är integrerat i byggnadens tilluftventilation. Vid lägre latent belastning kan man få en kylverkan genom evaporativ kyla och värmeväxling. Dessutom förbrukas vatten för drift av torkmedelssystemen i Munters konfiguration för svenska förhållanden, eftersom kyleffekten åstadkoms genom att vatten avdunstar.

3.3.1. Avfuktningssdelen

Avfuktning av luft kan åstadkommas med fasta eller flytande torkmedel. Vid fasta torkmedel förs fuktig luft i direkt beröring med det (torra) torkmedlet som då adsorberar fukt från luften. Under adsorptionen avges kondenseringsvärme som höjer temperaturen hos både torkmedlet och luften. Det finns många ämnen som kan fungera som fasta torkmedel, men silikagel, aktivt aluminium, litiumkloridsalt och molekylsiktär är de som normalt används idag (A. Cohen 2003). Efter adsorptionen av vattenånga måste torkmedlet regenereras (torkas), vilket görs genom att temperaturen höjs med hjälp av tillförd värme. Torkprocessen med fast torkmedel är i sin kommersiella form utformad med ett roterande hjul som fungerar som matris för adsorbentmaterialet. Adsorbenten kommer därmed i direkt beröring med den luft som skall torkas och behandlas. Processen visas schematiskt i figur 9.



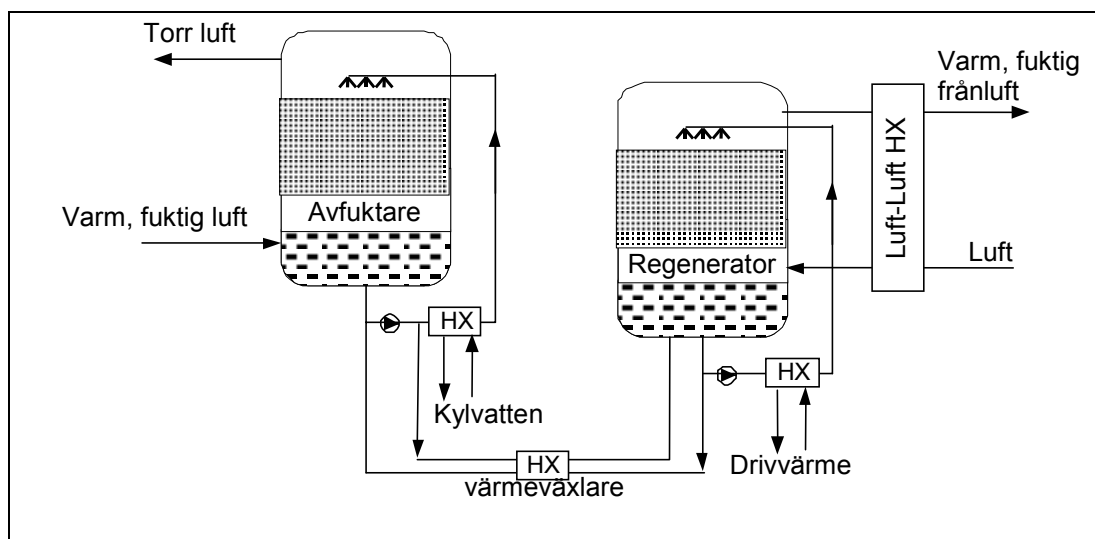
Figur 8 T ill vänster visas torkning av luft med ett fast torkmedel i en roterande matris. Till höger visas processen i ett diagram med temperatur och absolut fuktighet på axlarna

Figure 9 Solid desiccant rotating wheel drying equipment with schematically psychrometric chart

Som figur 9 visar är det möjligt att torka luft med en sådan utrustning med roterande hjul. Det sker dock en stor värmeöverföring från avfuktningshjulet med torkmedel till den luft som skall torkas och sedan kylas i processens andra steg. Värmen måste avges till returluften i det andra värmeväxlingssteget. De här multipla värmeväxlingarna genom hjulen kan orsaka en ökad elförbrukning genom det fläktarbete som krävs för att övervinna tryckfallet. Det har visats (Lowenstein et al. 1998) att $COP_{el} = 30$ gäller för en utrustning med fast torkmedel i en viss applikation.

Avfuktning av luft med hjälp av fast torkmedel kan göras även utan hjälp av en roterande skiva som torkmedelsmatris. Det finns många andra alternativ, till exempel en fast zeolitadsorbent som fungerar som torkmedel utan matris i form av en roterande skiva. Det finns uppgifter om COP_{heat} upp till 0,9 för detta koncept, plus en lovande låg elförbrukning (Hauer 2002).

Om man väljer ett flytande torkmedel finns också många alternativ. Litiumklorid, litiumbromid, kalciumklorid och trietylenglykol är några av dessa (Öberg och Goswami 1998). Processen liknar absorptionskylarprocessen med den skillnaden att den luft som skall torkas är i direkt beröring med absorbenten (torkmedlet). En cykel med flytande torkmedel består av tre huvudkomponenter: (1) en avfuktare, (2) en värmeväxlare och (3) en regenerator. I avfuktaren torkas fuktig och varm luft i direkt beröring med det flytande torkmedlet som absorberar vattenånga och därvid måste avge värme. I regeneratoren koncentreras torkmedelslösningen genom tillförsel av värme. Mellan den varmare regeneratoren och den svalare avfuktaren finns en utbytesvärmeväxlare som höjer energiverkningsgraden genom värmeväxling mellan det kalla utspädda torkmedlet och den varma koncentrerade lösningen som kommer från regeneratoren. Cykeln med flytande torkmedel visas i figur 10. Där ser man de viktigaste komponenterna samt en schematisk bild av lufttorkningsprocessens arbetsprincip.



Figur 9 Schematisk beskrivning av lufttorkning med ett torkmedel som befinner sig i löst form (flytande)

Figure 10 Schematic description of liquid desiccant cycle for air-drying

Möjligheten till vätske-vätskevärmeväxling mellan avfuktaren och regeneratoren innebär att mindre värme krävs för en viss fukt borttagning. Vätskesystem uppges kräva lägre drivtemperaturer än fasta system (Lamp et al. 1998). Vätskesystem uppges på grund av det lägre tryckfallet ha högre COP_{el} för en viss kyleffekt än fasta system

(Lowenstein et al., 1998). Dessutom finns möjlighet att lagra den genererade vätskan om kylbehovet eller värmetillförseln fluktuerar och/eller inte stämmer väl överens.

Kylning med flytande torkmedel har ännu inte slagit igenom på marknaden. Men arbete pågår, både experimentellt (Gemmed et al. 2002) och i genomförda projekt (t.ex. Laevemann et al. 2003) med litiumklorid som absorbent.

3.3.2. Kylningsdelen

För att få en lägre temperatur hos den behandlade luften i ett torkmedelssystem måste den torkade luften kylas på något sätt. I fuktigt klimat kan luftfuktigheten svara för huvuddelen av kylbehovet. Ett bra alternativ kan då vara att kyla den torra luften med traditionella metoder, till exempel kompressionskylmaskiner.

Man kan också få svalare luft genom att avdunstningskyla den torkade luften. Denna metod är inte att rekommendera om en hög fukthalt hos luften skapar problem i byggnaden. Avdunstningskylning av torr luft är emellertid en billig metod som bör användas om möjligheten finns och vattenkostnaden inte är något problem.

Som ovan nämnts kan torkning av luft med hjälp av torkmedel kombineras med andra tekniska metoder. Genom att kombinera olika komponenter riskerar man visserligen att höja systemets anskaffningskostnad, men möjligheterna till en hög energiverkningsgrad ökar.

3.4. Hybridprocesser för värmedriven kyla

Det finns många sätt att kombinera olika metoder för värmedrivning till en hybridcykel. Även om det finns potential för hybridprocesser i vissa tillämpningar är det omöjligt att uttala sig om vilken av metoderna som är bäst för alla applikationer, eftersom det för varje process kan finnas nischapplikationer där den lämpar sig bäst. Följande processer kommer att genomgå närmare eftersom de anses ha potential att bli kostnadseffektiva för vissa luftbehandlingsapplikationer.

- Absorptions-kompressionscykel
- Torkmedels-absorptionscykel
- Torkmedels-kompressionscykel
- Absorptions-ejektorcykel

3.4.1. Absorptions-kompressionscykel

Absorptions-kompressionscykeln är den vanligast beskrivna hybridprocessen (t.ex. Shenyi and Eames 2000), kanske på grund av att den är resultatet av likheten mellan de två processerna. Olika konfigurationer är möjliga, men det står klart att komprimering av lågtrycksånga från förångaren är ett av de lämpliga alternativen. Den ånga med högre tryck som kommer in i absorbatoren absorberas då vid ett högre tryck och avger värme med högre temperatur.

Det tillgängliga temperaturlyftet kan ökas om man dessutom använder en kompressor och det finns också uppgifter om högre COP_{värme}. Nackdelen är att mer el behövs för att driva kompressorn. Trots detta anser vi att det är **viktigt att se till hela systemet**. Om det högre temperaturlyftet inte hade åstadkommits skulle kostnaden och elförbrukningen för att transportera värme till värmesänkan (t.ex. kyltornet) kanske blivit mycket högre än elkostnaden för att köra kompressorn.

3.4.2. Torkmedels-kompressionscykel

I en torkmedelscykel för behandling av ventilationsluft finns avsevärda kylbehov vid ganska höga temperaturer. Om en ångkompressionsvärmepump används i ett sådant system för att kyla luft är det uppenbarligen möjligt att uppgradera värmen till en temperatur som kan användas i generatoren för att spara drivvärme. Det är ett av många sätt att höja verkningsgraden i ett torkmedelssystem genom att föra in en ångkompressionsvärmepump.

3.4.3. Torkmedels-absorptionscykel

I en torkmedels-absorptionscykel kan man också ha en hög förångartemperatur eftersom det är varm och torr luft som skall kylas. Värme vid hög temperatur från absorptionsvärmepumpens absorbator och kondensor kan därefter utnyttjas i torkmedelsgeneratoren. Om man gör så krävs uppenbarligen en högre drivvärmetemperatur

($> 100^{\circ}\text{C}$) för absorptionsvärmepumpen. Å andra sidan kan man förvänta en mycket högre $\text{COP}_{\text{värme}}$ och elförbrukningen blir mycket lägre än för torkmedelskompressionscykeln. En kombination av en absorptionscykel och ett torkmedelshjul för avfuktning beskrivs i (Cowie et al. 2003).

3.4.4. Absorptions-ejektorcykel

Några olika sätt att integrera en ejektor i en absorptionscykel finns beskrivna i (Shenxi and Eames 2000). Det framhålls att ejektorn kan användas för tre ändamål i en absorptionsprocess som annars skulle kräva mekanisk energi: 1) för att förbättra avdunstningsprocessen, 2) för att förbättra absorptionsprocessen och 3) för att förbättra koncentrationsprocessen. **Allmänt kan sägas att absorptions-ejektorcykeln sänker processens interna verkningsgrad.** Men det står också klart att processen kan anpassas bättre till externa förhållanden, t.ex. högre drivvärmetemperatur eller lägre förångartemperatur, om en ejektor finns med. I sådana fall kommer hybridssystemet att ha högre verkningsgrad eller bättre prestanda än en fristående absorptionskylmaskin.

En fjärde möjlighet att integrera en ejektor i en absorptionsprocess är att lagra den is som bildas när ånga avdunstar vid mycket lågt tryck. Konceptet med isbildning när ejektorn arbetar mellan generatorns och förångarens trycknivåer utan kondensering av den mellanliggande ångan beskrivs i (Eames and Caeiro 2002). Enkelt uttryckt kan man säga att ejektorn fungerar i det nedre temperaturområdet i en dubbellyftcykel, där $\text{COP}_{\text{värme}}$ för isbildningsdelen i processen enligt uppgift är 0,5. En absorptionskylmaskin med $\text{COP}_{\text{värme}} = 0,7$ ger då en total $\text{COP}_{\text{värme}} = 0,35$ för isbildningsprocessen. Här anser vi att en termisk lagring kan göras både kostnads- och energieffektivare genom att lagra energi vid högre temperaturer än genom att utnyttja en ejektor för kompaktislagringen.

3.5. Decentraliserad generering av el, värme och kyla

Samtidig framställning av el, värme och kyla (trigenerering) har på senare tid visat sig ha stor potential (CORDIS, 2002). Samtidig generering av el, kyla och värme är i själva verket ett av ämnena för den här rapporten. Vi tror dock att el kan genereras effektivare om det sker centralt med fjärrvärme och/eller fjärrkyla som energibärare. Det har föreslagits många olika system för samtidig framställning av el, värme och kyla på decentraliserad nivå, ofta med naturgas som primäre energi. Valet av teknik är starkt beroende av den aktuella tillämpningen och avgörs av den kapacitet som efterfrågestrukturen kräver, tillgänglig värmesänka, gaspriset m.m. I det här avsnittet ges några exempel på decentraliserade system.

Inom ramen för ett sameuropeiskt projekt med anslag från EU JOULE har en direkteldad tvåstegskylmaskin utvecklats med speciell inriktning på den europeiska luftbehandlingsmarknaden. Weir Entropie S.A. ledde projektet. Kylmaskinen konstruerades för en hög värmesänketemperatur, 30 – 40°C, så att den skulle kunna luftkylas. Klimatsimuleringen av kylardriften beskrivs i (Kren et al. 2002). Där framhålls att användning av en torr eller åtminstone förfuktad kylning av kylmaskinen är mycket viktig för den europeiska marknaden. Vi tror att den kan bli ännu viktigare i andra delar av världen på grund av vattenförbrukningen i de alternativa våta kyltornen. Ett trigenereringskoncept, där den beskrivna kylmaskinen kombineras med en naturgasmotor och där frånluftsvärmen utnyttjas vid två temperaturnivåer, finns också beskrivet i (Kren et al. 2002). Det anses vara ett genomförbart system med stora möjligheter till hög energiverkningsgrad jämfört med andra decentraliserade lösningar.

Konceptet att kombinera en naturgasmotor med en absorptionskylmaskin har blivit mycket populärt, och Jenbacher Technology har också fört fram en idé i vilken motorn kombineras med en absorptionskylmaskin till en trigenereringsanläggning (www.jenbacher.com) som tros kunna få en hög energiverkningsgrad.

En något annorlunda metod jämfört med de två ovannämnda trigenereringskoncepten presenteras i (Lindmark et al. 2003). Där framhävs vikten av att minimera motorns rökgasförluster. Genom att införa en i motorn inbyggd befuktning kombinerad med rökgaskondensering i utloppet kan man få ned rökgasförlusterna till 2 procent (från 20–30 procent). Den totala verkningsgraden för processens kraftvärmedel uppges vara 109 procent baserat på det lägre värmevärdet (LHV). Den totala verkningsgraden blir högre än 100 procent eftersom en del av det vatten som bildas vid förbränningen kondenseras i rökgaskondensorn och avger nyttig värme. Om mer värme kan återvinnas kan mer kyla framställas, i synnerhet om en lågtemperaturdriven kylmaskin används så att möjligheterna att utnyttja värme från rökgaskondenseringen ökar.

Ett fjärde system som presenteras i (Cowie et al. 2003) beskriver en gasturbin som är kopplad till både en absorptionskylmaskin och ett hjul för fast torkmedel, vid University of Maryland. Som vi redan nämnt går det inte att avgöra vilket system som är "bäst". Den elektriska verkningsgraden anses vara lägre för decentraliserade lösningar än för storskaliga lösningar som utnyttjar samma primärenergi. Trenden för dagen är att använda naturgas som distribuerat bränsle. Men vi tror att gas kan bli en bristvara eller att kostnaderna för CO₂-utsläpp kommer att öka. I sådana fall kanske driftskostnaderna inte blir så låga som man väntar sig. Om man lägger till den högre underhållskostnaden för den decentraliserade utrustningen finner man att den inte under alla omständigheter är det bästa alternativet. Det anses istället att en centraliserad kraftproduktion med högre elektrisk verkningsgrad, i förening med fjärrvärme- och/eller fjärrkylanät är en bättre lösning, på grund av bränslets högre flexibilitet och de lägre kostnaderna på lång sikt.

3.6. Frikyla och olika värmesänkalternativ för kylmaskiner

Det finns ingen standarddefinition av frikyla i litteraturen. Istället anser man att en definition av framställning av kyla ur förnyelsebar energi också är tillämplig på frikyla (Lindholm 2003). Vi tror dock att det är möjligt att komma fram till en bättre definition via en jämförelse med det välkända konceptet med spillvärmeutnyttjande. I en process är det möjligt att utnyttja spillvärme med hjälp av en värmeväxlare om temperaturen är tillräckligt hög för ändamålet. **Om man drar en parallell med frikyla kan man säga att frikyla kan kallas "fri" om temperaturen är tillräckligt låg för att kunna fungera som värmesänka i en värmeväxling.**

Frikyla definieras därför här som en värmeväxling mot omgivningen, där omgivningen kan utgöras av uteluften, havet, en sjö, en flod eller en kall havsström. På grund av att de flesta värmeväxlingar i praktiken kräver någon form av pump- eller fläktarbete förbrukas energi under framställningen av "fri kylning". I de flesta fria kylningsprocesser är den ingående energin (oftast el) mycket liten jämfört med den utgående kyleffekten. Därför försummar man ofta den ingående eleffekten.

Frikyla med låg andel elektrisk energi ger mycket liten påverkan på miljön. Ur miljösynpunkt är det därför önskvärt att framställningen av kyla innehåller en så stor andel frikyla som möjligt. I vissa klimat kan större delen av kylan tillföras i form av frikyla. Det centrala fjärrkylennätet i Stockholm är ett bra exempel på ett fjärrkylsystem som matas med frikyla under stora delar av året. Stockholm utnyttjar kallt vatten från en kall vattenström i Östersjön och spillkyla från värmepumpar för huvuddelen av kyltillförseln till det centrala kylnätet (Westin 1998).

Enligt mätningar som utförts av (SMHI 2003) med tre timmars intervall under åren 2000 t.o.m. 2002 är temperaturen i Stockholm under ett medelår högre än 16°C under 1522 timmar. Resultatet för Göteborg var 1265. Teoretiskt finns alltså inget behov av luftkonditionering under resten av året i dessa två städer och i alla andra städer med liknande klimat, eftersom luften kan utnyttjas som värmesänka när temperaturen är tillräckligt låg. Trots detta levereras fjärrkyla året runt i Stockholm och Göteborg, mycket beroende på de låga kostnaderna för framställning av kyla och de enkla lösningarna för kunderna.

Möjligheterna att skapa tillräckliga värmesänkor för frikyla är starkt platsberoende. Värmesänkorna kan i princip indelas i tre grupper:

- **Vatten**, sjöar, floder, grundvatten eller djupvattenkällor (DWSC).
- **Luft**, värmeväxlare eller kyltorn
- **Himlen**, infraröd strålning från svarta ytor

Om vatten finns tillgängligt i en sjö, i en flod, i grundvattnet eller till och med i en djupvattenkälla så att låga temperaturer kan nås inom rimligt avstånd är det sannolikt det **bästa allmänna alternativet för frikyla och värmesänkor**. Kapitalkostnaderna för DWSC, som ofta kan ge värmesänkor med lägst temperatur, är en direkt funktion av avståndet mellan tillräckligt kallt vatten och kylbelastningen. Elförbrukningen, som bestäms av det pumparbete som krävs för att övervinna tryckfallet i systemet, är i de flesta fall bara några få procent av den framställda kyleffekten. Det är ibland tekniskt möjligt att utnyttja grundvatten för frikyla, men det är ofta inte tillåtet enligt gällande bestämmelser.

Om luften skall utnyttjas som värmesänka används kall luft, antingen direkt i värmeväxlare eller med samtidig kylning via avdunstning av vatten. Om vatten skall avdunsta finns olika typer av kyltorn som lämpar sig för olika tillämpningar. Den direkta värmeväxlingsprocessen kräver en stor värmeväxlaryta och blir därmed dyrare. Vatten som avdunstar utgör å andra sidan en bristvara i många delar av världen.

Om luft används som värmesänka till en värmedriven kylmaskin **blir kostnaden för kyltorn och/eller värmeväxlare sannolikt högre än kostnaden för kylmaskinen**. Kostnaden för kyltorn och luftvärmeväxlare har utretts i (Kren et al. 2002). Slutsatsen är att **valet av kylprocess och värmesänka styrs av vattenkostnaden inom den europeiska luftbehandlingsmarknaden**.

Elförbrukningen i kyltorn är en starkt inverkan faktor. Omgivningstemperaturen, luftfuktigheten, vattenflödet och fjärrkylans fram- och returledningstemperaturer är faktorer som påverkar elförbrukningen i ett kyltorn. Anders Ericsson vid Göteborgs

Energi har rapporterat att tillförseln av frikyla med kyltorn under den kalla årstiden kräver en elförbrukning som är 6 procent av den producerade kyleffekten (Ericsson 2004). Användningen av absorptionskylning sommartid inklusive drift av kyltorn uppgavs i medeltal kräva en elförbrukning som var 10 procent av den producerade kyleffekten. Den slutsats som man kan dra av detta är att **kyltornet är den viktigaste elförbrukaren i ett absorptionskylsystem**. Det bör observeras att värmeavgivningen till kyltornet är mer än dubbelt så hög sommartid på grund av kravet på värmesänka för absorptionskylmaskinen. Som vi nämnde ovan i avsnitt 3.1.3 är den interna elförbrukningen hos en absorptionskylmaskin cirka 1 procent av kyleffekten, vilket är mycket lägre än i ett kyltorn som levererar frikyla på vintern.

Natthimlen kan teoretiskt utnyttjas som värmesänka för kyländamål. Uppskattningar har visat att strålningskyla kan ge upp till 50 W/m² kyleffekt med en låg elförbrukning (Alvarez 1999). De erforderliga ytorna och installationerna antas dock medföra att anskaffningskostnaden blir hög. Dessutom är potentialen starkt beroende av om himlen är mulen eller klar. Strålningskyla lämpar sig därför bäst i ett varmt och torrt ökenlikt klimat där temperaturen kan sjunka avsevärt på natten och där vattenförbrukningen är en kritisk faktor. Strålningskyla är inte aktuellt i Sverige men det kan vara ett alternativ i sådana delar av världen som har varmt och torrt klimat eller som ännu inte är elektrifierade.

3.7. Kompressionskyla

Eldrivna kompressionskylmaskiner, eller mekaniska kylmaskiner som de ibland kallas, kommer inte att beskrivas i detalj här. Men vi kommer att ge några nyckelvärden eftersom de används som referens vid värderingen. Ett litet ångkompressoraggregat av den typ som ofta används i luftbehandlingsanläggningar, som det som visas i figur 1, har normalt ett temperaturlyft upp till 50°C mellan förångaren och kondensorn.

Vid central framställning av kyla med storskaliga vattenkylda kylmaskiner kan COP_{el} bli upp till 4,5 (Hill 2003). För Europamarknaden finns uppgifter om COP_{el} i området 2–4, beroende på om kylmaskinen är vatten- eller luftkyld, för kapaciteter upp till 1000 kW (Adnot et al. 2002). Kostnaderna för storskaliga kompressionskylmaskiner kan väntas bli bara obetydligt lägre än för storskaliga absorptionskylmaskiner. Anskaffningskostnaden för en absorptionskylmaskin tros vara lägre än 100 euro per kW (< 1000 SEK/kW) exklusive kostnader för värmesänkan (Scharfe 2004). Drift- och underhållskostnaden kan väntas bli högre för kompressionskylmaskiner än för absorptionskylmaskiner.

3.8. Avslutande anmärkningar

I tabell 2 visas ett försök till sammanfattning av egenskaperna hos olika kylalternativ. Områden anges i de fall där uppgifterna är osäkra eller starkt applikationsberoende. Värmesänkan är inte medräknad i tabellen, men det bör observeras att valet av teknik också påverkar alternativen för värmesänkor. Om en låg värmesänktemperatur krävs kan det bli nödvändigt att använda våta kyltorn som har hög anskaffningskostnad och hög el- och vattenförbrukning.

Tabell 2 Sammanfattning av uppskattade prestanda för de olika kylteknikerna

Table 2 Summary of estimated characteristics for cooling option

Teknisk metod	COP _{värme}	COP _{el}	Drivvärme-temperatur °C	Storlek kW _{cooling}
Traditionell LiBr-absorptionskylmaskin	0,7	20–50 ¹	120	> 250
Tvåstegs LiBr-absorptionskylmaskin	1,2	15–40 ¹	150–170	> 350
Lågtemperaturdriven LiBr-absorptionskylmaskin	0,7	15–50 ¹	> 65	> 350
TCA	0,6	20–50 ¹	> 65	5–10
Ammoniak-vattenabsorptionskylmaskin ²	0,5	10–25 ¹	> 100	-
Ejektorkylning ³	0,2–0,5	10–50 ¹	> 80	-
Torkmedelskylning (desiccant cooling)	0,4–1,5 ⁴	10–50	> 60 ⁴	-
Värmedriven hybridkylning	0,3–3	3–50	-	-
Frikyla	-	5–40 ⁵	-	-
Kompressionskyla	-	1–5	-	-

¹ Bara det högre värdet inkluderar kylmaskinens elförbrukning

² Kan leverera kyla vid temperaturer under 0 °C

³ Begränsat temperaturlyft

⁴ Starkt fuktighets- och teknikberoende

⁵ Starkt beroende av användningssättet

För de småskaliga alternativen är det nästan omöjligt att säga vilket som är bäst. Det beror i hög grad på situationen. Men torkmedelskylning har visat god potential för luftburen kyla i varma och fuktiga klimat där luftfuktigheten måste regleras.

För storskaliga decentraliserade tillämpningar (> 350 kW) och centrala tillämpningar där kylan skall distribueras med vatten är en litiumbromidabsorptionskylmaskin troligen den bästa tekniska metoden på marknaden idag. Vi tror dock att det finns behov av ett arbetspar som ger ett högre temperaturlyft så att det inte uppstår behov av våta kyltorn i varma klimat.

I kallare klimat bör man inte bortse från möjligheterna till värmeåtervinning. Värmedriven värmepumpsteknik har en stor potential när det gäller att minska förbrukningen av primärenergi för uppvärmning under den kalla årstiden, när behovet av värme är större än behovet av kyla.

4. Energivärdering av system

I det här avsnittet har vi valt ut några lovande metoder för värmedriven kyla. Värderingen görs ur ett energisystemsperspektiv med hjälp av två olika scenarier: 1) dagens teknik och 2) förbättrad framtida teknik för produktion av el och kyla.

4.1. Urvalsbas för teknikvärdering

Som vi redan har diskuterat är det mycket svårt att ge några uppgifter om småskaliga luftburna system eftersom deras prestanda är starkt beroende av tillämpningen. Därför har vi uteslutit luftburna system från värderingen. Istället har vi värderat vattenburna system som kan användas på central eller lokal nivå och jämfört dem ur ett energiperspektiv. De olika kriterierna för teknikvalet har varit följande:

- Leverans av kallt vatten till kylvätet vid 6°C
- Drivs av värme från kraftvärmeverk eller av fjärrvärme
- Temperaturlyft lägst 35°C
- Hög $COP_{\text{värme}} \geq 0,7$
- Kommersiellt tillgänglig teknik till rimlig kostnad
- Storskalig tillämpning (> 100 kW)

Kylning med torkmedel har uteslutits eftersom den inte är vattenburen. Ejektorns låga temperaturlyft i förening med låg $COP_{\text{värme}}$ utesluter ejektorkylningstekniken. Ammoniak-vattenabsorptionskylmaskiner har också för låg $COP_{\text{värme}}$ och utesluts därför även om man bör notera att ammoniak-vattenkylmaskiner kan vara ett bra val för tillämpningar med krav på låg förångningstemperatur och/eller högt temperaturlyft. Hybridalternativen har i teorin visat lovande prestanda i vissa tillämpningar, men vi har ändå beslutat att utesluta dem från jämförelsen. TCA har uteslutits på grund av att den ännu inte har visats vara tekniskt genomförbar och inte är kommersiellt tillgänglig i dag till rimlig kostnad. Frikyla är starkt platsberoende och har inte tagits med i värderingen, även om den troligen är det bästa alternativet när den finns tillgänglig.

4.2. Valda alternativ

De valda alternativen visas i tabell 3 tillsammans med de uppskattade data som kommer att användas vid värderingen i de två scenarierna.

Tabell 3 Uppskattade data för valda alternativ

Table 3 Estimated performance data of chosen alternatives

Teknisk metod	$COP_{\text{värme}}$	COP_{el}	Drivvärme-temperatur °C
Traditionell LiBr-absorptionskylmaskin	0,7	50	120
Tvåstegs LiBr-absorptionskylmaskin	1,2	30	170
Lågtemperaturdriven LiBr-absorptionskylmaskin	0,7	30	80
Kompressionskylmaskin ¹	-	2	-
Kompressionskylmaskin ¹	-	4	-

¹ Referens för framställning av kyla

Kompressionskylmaskinen använder minst ingående energi och kräver därför den lägsta värmesänkkostnaden i en decentraliserad tillämpning. ***I en central tillämpning torde kostnaden för värmesänkan vara ungefär densamma för alla systemen om produktion av kraftvärme räknas med i systemet.*** Detta beror på att alternativen med kompressionskylmaskin är kopplade till ett kondenskraftverk med definierade krav på värmesänkan. I praktiken kommer det alternativ som använder den minsta mängden bränsle för att framställa kyla också att kräva lägst kapacitet hos värmesänkan och följaktligen också den teoretiskt lägsta kostnaden för värmesänkan.

En decentraliserad fjärrvärmedriven produktion kräver en decentraliserad värmesänka. En decentraliserad värmesänka (t.ex. ett kyltorn) är dyrare än en central värmesänka på grund av den högre styckkostnaden för mindre aggregat jämfört med större. Man bör dock inte glömma att den decentraliserade värmesänkan ersätter kapaciteten hos den centrala värmesänkan och att ett fjärrkylennät inte behöver byggas. Om en central värmesänka bara kan åstadkommas till hög kostnad kan man istället utnyttja fjärrvärmesom energibärare och spara in kostnaden för att bygga ett fjärrkylennät. Vi utgår från att produktionen av kraftvärme och kyla inte behöver ske på samma plats. Istället kan ***framställningen av kyla förläggas i närheten av en naturlig värmesänka*** och drivenergin ledas dit med fjärrvärmesom energibärare.

4.3. Kompressionskylmaskiner -- referens

För en kompressionskylmaskin med Carnot-faktorn 0,5 och förångartemperaturen 2 °C varierar COP_{el} med temperaturlyftet enligt tabell 4. Analogin med Carnot-faktorn förklaras i avsnitt 2.1.

Tabell 4 COP_{el} , baserat på carnotfactorn 0,5, vid varierat temperaturlyft för en kompressionskylmaskin

Table 4 COP_{el} at varied temperature lift for a vapor compression chiller based on a Carnot factor of 0.5

Temperaturlyft, °C	20	30	40	50
COP_{el}	6,9	4,6	3,4	2,8

Som vi har beskrivit tidigare har en kompressionskylmaskin varierande COP_{el} beroende på om den är en storskalig kylmaskin (hög Carnot-faktor) och om temperaturlyftet är högt. ***Av denna anledning har vi bestämt att $COP_{el} = 2$ och 4 skall väljas för de två scenarierna i värderingen.*** $COP_{el} = 2$ eller lägre kan gälla för småskaliga kylmaskiner med högre parasitförluster, och $COP_{el} = 4$ kan gälla för storskaliga kylmaskiner. COP-värden i detta område har rapporterats för den europeiska marknaden (Adnot et al. 2002).

4.4. Scenario 1 - dagens kolteknik

I scenario 1 används dagens teknik som referens för produktion av el och kyla. Vi har antagit att produktionen av el sker i ett koleldat kraftverk, vilket är förhållandet i stora delar av världen.

4.4.1. Elektrisk verkningsgrad vid samtidig produktion av el och värme

Vid de metoder som skall jämföras i scenario 1 används värme från kraftvärmeproduktion för framställning av kyla. Det högre mottrycket i ett kraftvärmeverk sänker den elektriska verkningsgraden i förhållande till motsvarande kondenskraftverk. För

att bestämma den elektriska verkningsgraden för olika mottryck (drivtemperaturer för kylmaskiner) antas ångturbinens Carnot-faktor vara konstant. Carnot-faktorn förklaras i avsnitt 2.1.

Det konstanta värdet 0,69 för Carnot-faktorn har beräknats med utgångspunkt från följande uppgifter, som gäller för ett stort kolkondenskraftverk. Uppgifterna har valts så att de återspeglar ett genomsnittligt europeiskt kolkondenskraftverk.

- Elektrisk verkningsgrad 0,38 (baserad på LHV för kol)
- Pannverkningsgrad 0,9
- Ångturbinens inloppstemperatur 540°C
- Ångturbinens utloppstemperatur 40°C

Med det konstanta Carnot-faktorvärdet för ångturbinen beräknades olika elektriska verkningsgrader, se tabell 5, för olika mottryck (kondenseringstemperaturer).

Tabell 5 Elverkningsgrad för kraftvärmeproduktion med kol som bränsle och varierat mottryck (temperatur för kondensering av ånga) och den konstanta carnotfaktorn 0,69 för turbinen

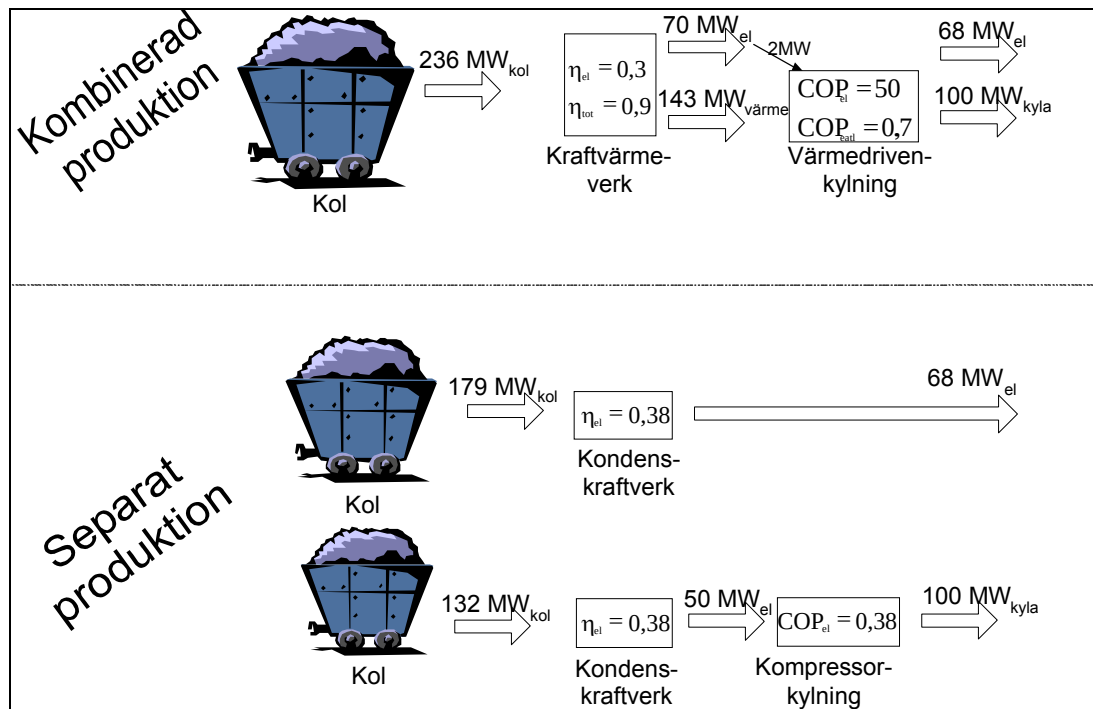
Table 5 Electrical efficiencies at CHP production from coal at varied backpressure (temperature of condensation) and fixed Carnot factor of 0.69 for the turbine

Kondenseringstemperatur, °C	40	80	120	170
Elverkningsgrad (LHV för kol)	0,38	0,34	0,30	0,25

Verkningsgraderna används för beräkning av elförbrukningen i samband med värmedriven framställning av kyla. Förbrukningen utgör grunden för nedanstående resultat.

4.4.2. Energiomvandlingskedja i scenario 1

I figur 11 ges ett exempel på energiomvandlingskedjan i scenario 1. Verkningsgraderna gäller för alternativet med en traditionell absorptionskylmaskin (120 °C) enligt tabell 3 och en kompressionskylmaskin med $COP_{el} = 2$.



Figur 10 Illustration av energiomvandlingskedjan i scenario 1 där produktionen av kyla har satts till 100 MW. Det är sedan bestämt att den separata produktionen av kyla och el ska vara lika stor som den integrerade.

Figure 11 Illustration of the conversion chain in scenario 1 where the output of cooling for the combined production of electricity and cooling is set to 100 MW. It is thereafter decided that the separate production should contribute to the same amount of cooling and electricity as compared to the combined production

I figur 11 ser man att kraftvärmeverkets elektriska verkningsgrad är 0,3 vid 120 °C drivvärmtemperatur (enligt tabell 5). Då produceras tillsammans med 100 MW kyla en nettoeffekt lika med 68 MW i det kombinerade kraftverket och kylanläggningen. Därefter studeras separat produktion av samma nettomängd el (68 MW_{el} i ett kondenskraftverk) och kyla (100 MW_{kyla} med ångkompressionsteknik). Som figur 11 visar blir resultatet att mer kol går åt i fallet med separat produktion: 311 MW_{kol} totalt jämfört med 236 MW_{kol} i fallet med kombinerad produktion.

När man studerar de andra fallen i tabell 3 ser man klart att elproduktionen varierar från fall till fall allt efter erforderlig drivvärmtemperatur och tillhörande elektrisk verkningsgrad enligt tabell 5.

4.4.3. Nettokolförbränning och elproduktion i scenario 1

För att kunna jämföra de olika tekniska metoderna med olika verkningsgrader har vi utgått från att elproduktionen ersätter elkraft från ett kolkondenskraftverk. Om el används för att framställa kyla antar vi också att denna el produceras i ett kondenskraftverk. Med dessa antaganden har vi beräknat den nettoförbränning av kol som krävs för framställningen av kyla och för en nettoelproduktion, se tabell 6. De beräknade resultaten i tabell 6 baseras på energiomvandlingskedjan i figur 11. Resultat i diagramform för alla alternativen i tabell 3 visas i figur 12.

Tabell 6 **Nettoförbränning av kol och produktion av elkraft vid integrerad produktion av el och kyla jämfört med separat produktion för fallet presenterat i Figur 10**

Table 6 **Net coal combustion and net electricity output at combined production of electricity and cooling as compared to separate production of the two for the case presented in Figure 11.**

Kombinerad produktion	Nettokolförbränning	$\frac{236 - 179}{100} = 0,58 \frac{\text{MW}_{\text{coal}}}{\text{MW}_{\text{cooling}}}$
	Nettoelproduktion	$\frac{68}{100} = 0,68 \frac{\text{MW}_{\text{electricity}}}{\text{MW}_{\text{cooling}}}$
Separat produktion	Nettokolförbränning	$\frac{132}{100} = 1,32 \frac{\text{MW}_{\text{coal}}}{\text{MW}_{\text{cooling}}}$
	Nettoelproduktion	$\frac{-50}{100} = -0,50 \frac{\text{MW}_{\text{electricity}}}{\text{MW}_{\text{cooling}}}$

4.5. Scenario 2 -- förbättrad teknik med naturgas som bränsle

I scenario 2 sker produktionen av el och kyla med förbättrad teknik som referens. Naturgasen används antingen i ett gaskombikondenskraftverk för enbart elproduktion eller i ett gaskombikraftvärmeverk där nyttig värme extraheras för att framställa kyla. Följande antaganden har gjorts vid beräkningen av elektriska verkningsgrader för olika mottryck.

- Kondenskraftverkets elektriska verkningsgrad = 55 procent (baserad på LHV för naturgas)
- Samma ångcykel som i scenario 1 (Carnot-faktor 0,69)
- Kombicykelns totala verkningsgrad = 0,9 baserad på ingående bränsle till gasturbinen (LHV för naturgas)

Ett sammandrag av beräknade verkningsgrader ges i tabell 7.

Tabell 7 **Elverkningsgrad för kraftvärmeproduktion med naturgas som bränsle och varierat mottryck (temperatur för kondensering av ånga) och den konstanta carnotfaktor 0,69 för turbinen**

Table 7 **Electrical efficiencies at CHP production from natural gas at varied backpressure (temperature of condensation) and fixed Carnot factor of 0.69 for the steam turbine**

Kondenseringstemperatur, °C	40	80	120	170
Elverkningsgrad (LHV för naturgas)	0,55	0,52	0,49	0,46

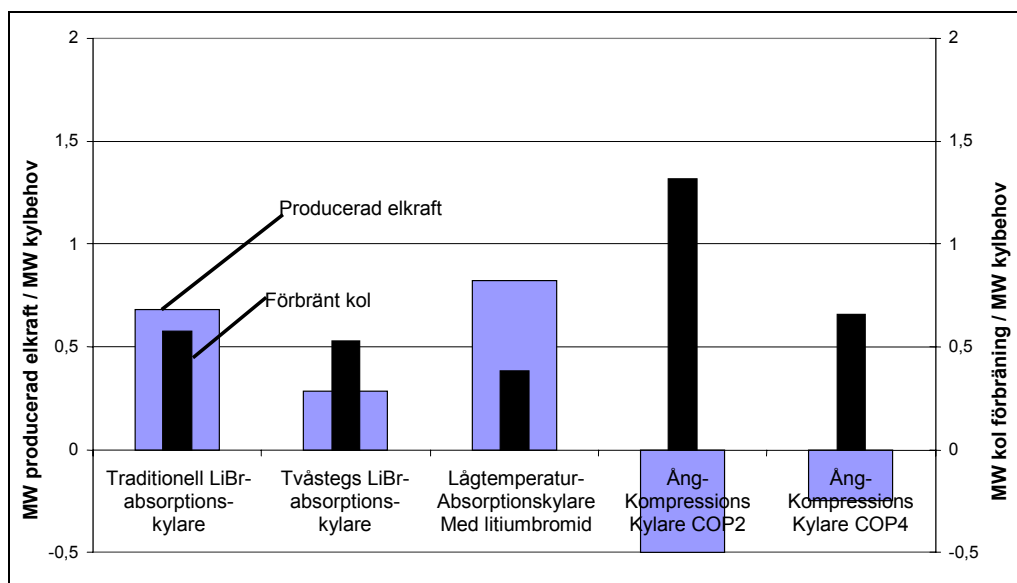
Som tabell 7 visar kan man ta ut mer elkraft ur naturgas än ur kol. Det är också så att de specifika CO₂-utsläppen vid förbränning av naturgas är mindre än vid förbränning av kol, med följden att mindre CO₂ släpps ut under elproduktionen i scenario 2. Beräkningen av nettoförbränningen av gas och av elproduktionen i scenario 2 har gjorts med samma omvandlingskedja som i scenario 1 men med en annan verkningsgrad för elproduktionen. De sammantagna resultaten för de båda scenariorna sammanfattas och diskuteras nedan.

4.6. Systemenergivärdering och CO₂-utsläpp

I det här avsnittet värderas olika fjärrenergisystem med avseende på deras ingående energi. Med utgångspunkt från denna energi kan CO₂-utsläppen per MWh kyla beräknas och användas för jämförelser.

4.6.1. Energivärdering i scenario 1

Grunden för energivärderingen framgår av avsnitt 4.4. I figur 12 visas att det är möjligt att **producera** elkraft vid ett specifikt kylbehov om värmedriven kyla används istället för kompressionskylmaskiner som **förbrukar** el. Dessutom visas att nettoförbränningen av kol för ett specifikt kylbehov sänks om man använder värmedriven kyla.



Figur 11 Producerad elektricitet och nettoförbränning av kol för ett viss givet kylbehov i energisystem med olika kyltekniker. Nettotillskottet av el från kraftvärmeverk antas ersätta el i kondenskraftverk, med elverkningsgraden 38 procent, där kol används som bränsle

Figure 12 Produced electricity and required net combustion of coal to meet a given cooling demand with different energy systems including different cooling technologies. The net electric CHP production is assumed to replace electricity produced in a coal condensing plant with an electrical efficiency of 38 percent

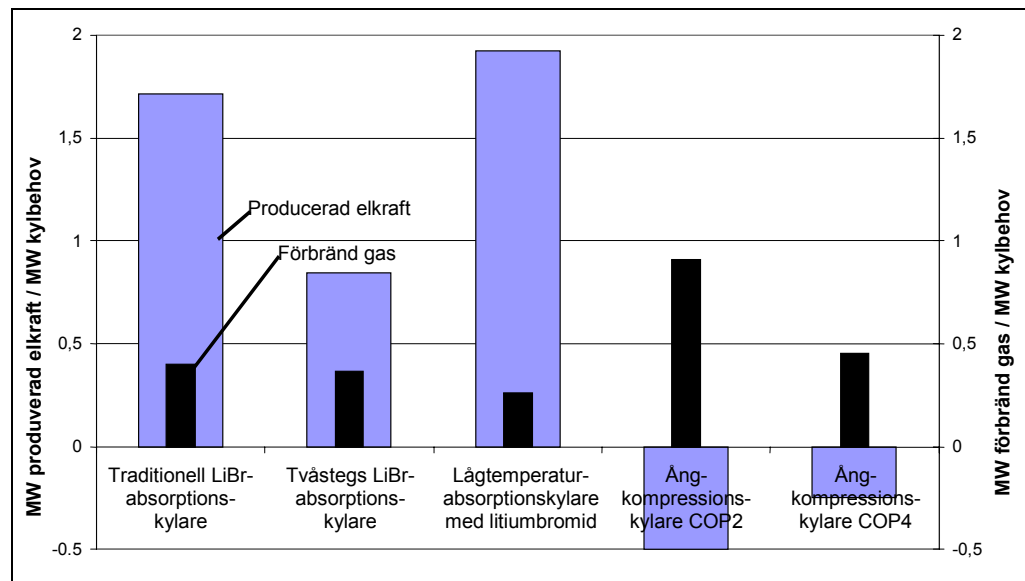
I figur 12 visas att den högsta nettoeffekten uppnås för ett energisystem med en lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin på grund av att det har den högsta elverkningsgraden för elproduktion. Man ser också att lågtemperaturkylmaskinen ger den lägsta kolförbränningen på grund av den höga elproduktionen.

En direkteldad (trestegs) kylmaskin uppges ha $COP_{värme} = 1,6$ ($0,63 \text{ MW}_{kol}/\text{MW}_{kyla}$) (Alefeld and Radermacher 1994) vilket innebär att den skulle ligga i samma bränsleutnyttjandeområde som kolkondenskraftverket i kombination med kompressionskyl-

maskinen med $COP_{el} = 4$, vilket är intressant eftersom *den direkteldade kylmaskinen skulle kunna ersätta både kraftverket och kompressionskylmaskinerna i energisystemet med bibehållet bränsleutnyttjande.*

4.6.2. Energivärdering i scenario 2

Utgångspunkten för värderingen i scenario 2 förklaras i avsnitt 4.5. I figur 13 visas att den elenergimängd som kan framställas vid ett visst kylbehov ökas avsevärt om naturgas används som bränsle istället för det kol som användes i scenario 1. Trots detta bidrar kompressionskylmaskiner till elförbrukningen och energisystem med kompressionskylmaskiner har en högre gasförbrukning än de värmedrivna kylalternativen i figur 13.



Figur 12 Producerad elektricitet och nettoförbränning av naturgas för ett visst givet kylbehov i energisystem med olika kyltekniker. Nettotillskottet av el från kraftvärmeverk antas ersätta el i kondenskraftverk, med elverkningsgraden 55 procent, där naturgas används som bränsle

Figure 13 Produced electricity and required net combustion of natural gas to meet a given cooling demand with different energy systems including different cooling technologies. The net electric CHP production is assumed to replace electricity produced in a natural gas combined cycle condensing plant with an electrical efficiency of 55 percent

Som figur 13 visar kräver det lågtemperaturdrivna absorptionskylarsystemet lägst gasförbrukning. Energisystemet med tvåstegs absorptionskylmaskiner kräver mer gas än det lågtemperaturdrivna kylsystemet på grund av den lägre elverkningsgraden vid kraftvärmeproduktion. Det är viktigt att notera att möjligheten att producera el utifrån ett givet kylbehov förbättras om man använder en lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin.

Som vi nämnde i avsnitt 3.1.2 utvecklas för närvarande treeffekts direkt naturgaseldade kylmaskiner med $COP_{värme}$ upp till 1,7 ($0,59 \text{ MW}_{gas}/\text{MW}_{kyla}$). Det innebär en högre gasförbrukning än vid separat framställning av el och kyla med kompressionskylmaskiner med $COP_{el} = 4$. Om man använder en kompressionskylmaskin med $COP_{el} = 2$ för att framställa kyla får man en gasförbrukning som är nästan $1 \text{ MW}_{gas}/\text{MW}_{kyla}$. Direkteldade kylmaskiner kan därför rekommenderas för vissa småskaliga tillämpningar där man kan vänta sig en låg COP_{el} hos kompressionskylmaskinerna.

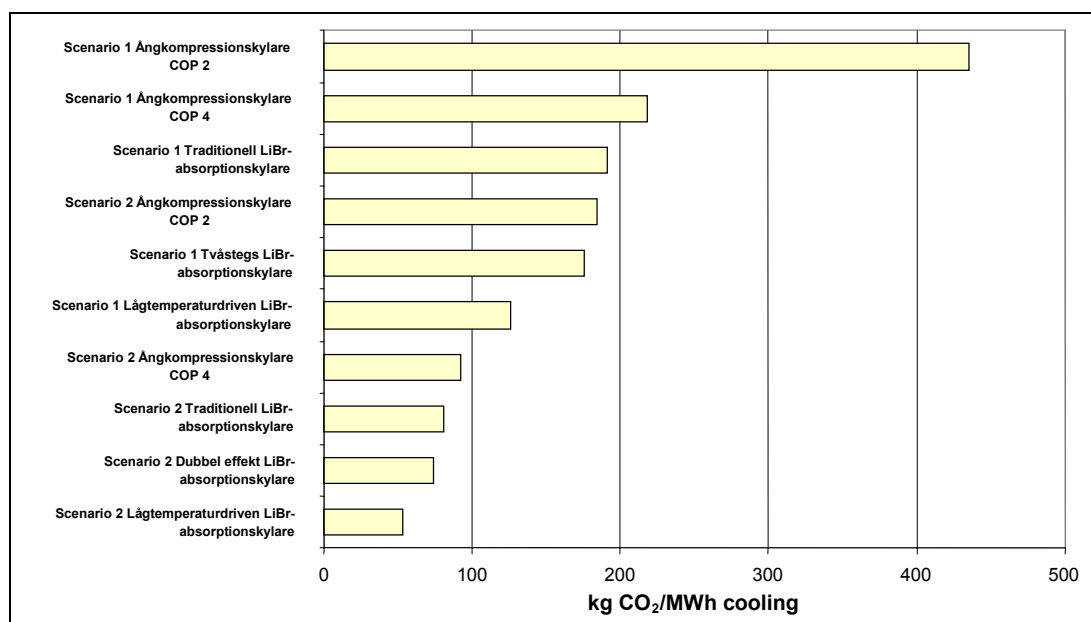
Som vi nämnde i avsnitt 3.5 finns möjlighet att producera el och kyla på decentraliserad nivå med naturgas som primäre energi. Enligt de bästa fallen med decentraliserade alternativ som beskrivs i litteraturen (naturgasmotor kombinerad med lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin), se (Lindmark et al. 2003), producerar motorn 40 procent el och 52 procent kyla baserat på LHV för gasen. Bränsleutnyttjandet för det decentraliserade alternativet i (Lindmark et al. 2003) blir då $0,59 \text{ MW}_{\text{gas}}/\text{MW}_{\text{kyla}}$ för scenario 2 i den här rapporten om man utgår från $\text{COP}_{\text{el}} = 30$ för den lågtemperaturdrivna absorptionskylmaskinen.

Slutsatsen blir därför att en **central produktion av el ur naturgas ger det högsta bränsleutnyttjandet i kombination med värmedriven kyla eller med kompressionskylmaskiner med $\text{COP}_{\text{el}} = 4$.**

4.6.3. CO₂-utsläpp i scenario 1 och 2

I det här avsnittet jämförs de olika tekniska metoder med varandra med avseende på CO₂-utsläppen. Olika scenarier ger olika CO₂-utsläpp för samma tekniska metod eftersom olika bränslen används i de olika scenarierna och eftersom bränsleförbrukningen för elproduktion är olika i de två scenarierna. Förklaring av de två scenarierna ges i avsnitten 4.4 och 4.5. CO₂-utsläppen baseras på nettoförbränningen av kol respektive gas i de två scenarierna. Nettoförbränningen av kol förklaras i 4.4.3. Dessutom antas att kol- och gasförbränningen avger $331 \text{ kg CO}_2/\text{MW}_{\text{coal}}$ respektive $202 \text{ kg CO}_2/\text{MW}_{\text{gas}}$.

I figur 14 visas att de lägsta CO₂-utsläppen uppnås för den lågtemperaturdrivna absorptionskylmaskinen i scenario 2 och de högsta för en kompressionskylmaskin med $\text{COP}_{\text{el}} = 2$ i scenario 1.



Figur 13 Nettoemission av CO₂ för ett givet kylbehov i scenario 1 & 2 där kol används som bränsle i scenario 1 och naturgas används som bränsle i scenario 2

Figure 14 Net emissions of CO₂ for a given demand of cooling in the two scenarios 1 & 2 using 1; coal and 2; natural gas as the fuel

CO₂-utsläppen är lägre i scenario 2 än i scenario 1 för nästan samtliga tekniska metoder, med undantag för kompressionskylmaskinen med $\text{COP}_{\text{el}} = 2$ i scenario 2. Figur 14 visar dessutom att utsläppen vid den sämsta metoden enligt scenarierna är tio gånger

större än vid den bästa. ***Det har därmed klart visats att värmedriven kyla är en CO₂-snål teknik både för dagen och för framtiden.***

4.7. Integrering av värmedriven värmepumpsteknik med fjärrvärme och fjärrkyla

På lokal nivå är värmedrivna värmepumpar idag sällsynta och det finns inte en enda bästa lösning för alla småskaliga tillämpningar. En studie med syfte att utöka marknaden har gjorts utifrån svenska förhållanden (Märgen 1997). Värmeåtervinning i byggnader och produktion av frikyla studerades. En av studiens slutsatser var att ***värmedrivna värmepumpar har en stor potential för återvinning av spillvärme i byggnader vintertid. Ur ett systemperspektiv kan detta spara el.***

Ett alternativ till återvinning av lågtemperaturvärme i byggnader är att ***öka kapaciteten och verkningsgraden hos fjärrvärmeförseln*** genom att konfigurera värmepumpen så att den inkommande fjärrvärmen blir drivvärmekälla (85–100 °C) för värmepumpen och så att värmepumpen återvinner värme från fjärrvärmereturvattnet vid 30–40°C. Värmepumpen kan då utformas så att den avger nyttig värme till byggnaden vid 40–85°C. Ingen energi förloras och det finns potential för att lagra energi och/eller att öka kapaciteten hos värmeförseln. En ***lägre returledningstemperatur hos fjärrvärmeförseln blir då följden, i förening med en större temperaturdifferens i fjärrvärmeförseln (i detta fall en ökning med 25 °C)***. Vi tror att energileverantörens värmeproduktion blir effektivare med den här konfigurationen eftersom möjligheterna att utnyttja spillvärme, inklusive rökgaskondensering, ökar. Vi tror också att värmeförseln blir effektivare på grund av den ökade temperaturdifferensen i fjärrvärmeförseln med åtföljande reducering av vattenflödet.

För områden med både fjärrvärme och fjärrkyla finns en teoretisk konfiguration som kan öka tillförselkapaciteten för kyla under toppbelastning. ***En lokal värmedriven kylmaskin kan utnyttja billig fjärrvärme sommartid och fjärrkylareturvatten (16 °C) som värmesänka för att framställa kyla.*** Vi anser att kapaciteten hos fjärrvärme- och fjärrkylförseln skulle utnyttjas bättre om man ökar temperaturdifferensen i fjärrkylförseln och nyttiggör fjärrvärmepotentialen sommartid. Det bör också nämnas att en sådan lokal kylmaskin kan förses med inbyggd lagring som kan användas för att kapa topparna på kylbehovet. Vi anser att detta skulle bli energieffektivt eftersom värmedrivna kylmaskiner kan köras med mycket låga exergiförluster. Vi tror också att detta är ett kostnadseffektivt alternativ om utrymme finns tillgängligt lokalt och om kostnaden för att installera den lokala värmedrivna kylmaskinen är mindre än kostnaden för att öka fjärrkylkapaciteten genom en ytterligare ledning.

4.8. Avslutande anmärkningar

Kostnaderna för olika kylalternativ är starkt applikationsberoende. Men resultaten av den här studien visar att kostnaden för en kylmaskin är i stort sett densamma för de olika kylalternativ som används för vattenburen kyla (exklusive kostnaden för värmesänkan). Systemkostnaden bestäms därför av behovet av värmesänka (som har stark koppling till COP för kylningen), av de olika värmesänkalternativ som finns i systemet, av kylbehovets storlek samt av avståndet mellan värmekällorna, värmesänkan och kylbehovet.

Ur bränsleutnyttjandesynpunkt är en lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin det energieffektivaste alternativet i kombination med ett kraftvärmeverk. Alla undersökta värmedrivna kylalternativ visade i kombination med kraftvärme ett bättre bränsleutnyttjande än separat framställning av el och kyla.

Man ser att direkteldade värmedrivna kylmaskiner (t.ex. trestegs absorptionskylmaskiner) har ungefär samma bränsleutnyttjande vid koleldning som central produktion av el som mellanprodukt vid framställning av kyla i kompressionskylmaskiner. Om naturgas används som bränsle finner man att direkteldade kylmaskiner har ett lägre bränsleutnyttjande än central elproduktion.

Alla kylalternativ har inte värderats. Vi har exempelvis uteslutit luftburna system eftersom deras prestanda är starkt beroende av lokala omständigheter (t.ex. luftfuktigheten), och hybridalternativen har också uteslutits trots att vissa lovande data har presenterats i litteraturen. Allt efter den aktuella tillämpningen kan man därför hitta andra och bättre lösningar än de som presenteras här. Men vi tror att den metodik som används i den här rapporten utgör ett bra underlag för jämförelser och att den kan användas även för andra alternativ som kan vara av specifikt intresse för läsaren.

Vid värderingen har de tekniska metoderna jämförts med varandra med avseende på bränsleutnyttjande och CO₂-utsläpp. Om biobränsle används istället för kol eller naturgas är det mycket viktigt att minnas att det är en begränsad resurs som måste användas varsamt. Vi anser att slöseri med biobränsle (ineffektiv användning) leder till en totalt sett högre användning av fossila bränslen. Därför är det viktigt att visa samma omsorg vid användning av biobränsle som vi hävdar att man bör visa för alla andra bränslen, så att nettoutsläppen av CO₂ kan minskas.

Med utgångspunkt från analysen i den här rapporten ser man att det finns en stor potential för fjärrkyla i ett varmt och fuktigt klimat eftersom de effektivaste värmedrivna kylarna (t.ex. "torkmedelskylning" och absorptionskylmaskiner) kan drivas med fjärrvärme. Dessutom kan fjärrkyla rekommenderas om man har tillgång till en kostnadseffektiv central värmesänka eller om utrymmet är begränsat i det område där kyla behövs.

5. Sammanfattning

- Kombinerad produktion av el, värme och kyla kan ske med bättre bränsleutnyttjande än vid separat framställning.
- Kostnadseffektiva lösningar för fjärrvärmedrivna kylmaskiner och/eller kombinerad produktion av el och fjärrkyla kan skapas i alla klimat med tillräckligt höga värme- och kylbehov.
- Fjärrvärmedrivna kylmaskiner anses vara mycket energieffektiva i varma och fuktiga klimat eftersom torkmedelssystem är ett effektivt sätt att hantera latent kylbelastningar.
- I torrt klimat med låg latent belastning har fjärrkyla en stor potential och absorptionskylning ger ett högt bränsleutnyttjande sett ur ett systemperspektiv.
- I klimat där vattenbristen är ett problem kan temperaturlyftet hos traditionella absorptionskylmaskiner behöva ökas för att man skall kunna använda torra kyltorn. Temperaturlyftet kan höjas genom en ändrad kylarutformning (t.ex. dubbellyftkonstruktion) eller genom ett annat arbetspar (arbetsmedier).
- Valet mellan fjärrvärmedrivna kylmaskiner och fjärrkyla avgörs i stor utsträckning av tillgången till kostnadseffektiva värmesänkor och till erforderligt utrymme för kylutrustningen.

6. Framtida arbete

- Det begränsade temperaturlyftet hos värmedrivna kylmaskiner kan väntas medföra problem för vissa tillämpningar. Ett högre temperaturlyft hos kylmaskinen skulle kunna minska kostnaderna för värmesänkan och den totala kostnaden för energisystemet i vissa tillämpningar.
 - Vi tror att ett högre temperaturlyft åstadkoms bäst med hjälp av ett arbetspar (arbetsmedier) med högre hygroskopiskt temperaturlyft och inte genom en komplicerad kylarkonstruktion. Det återstår dock mycket arbete på detta område.
- Vi ser en stor potential för decentraliserad värmedriven småskalig fjärrkylustrustning. Det finns dock fortfarande behov av förbättring och kommersialisering av tekniken för småskaliga värmedrivna fjärrvärmepumpar.
 - Vi ser en stor potential för kylning med flytande torkmedel, men tekniken är ännu inte kommersiellt tillgänglig till låg kostnad. Det behövs ytterligare arbete för teknikförbättring och kommersialisering.
 - Vattenburen småskalig absorptionsteknik är ett lovande alternativ vid torrt klimat, men det finns ännu inte någon tillförlitlig utrustning att tillgå till låg kostnad. Det behövs ytterligare arbete för teknikförbättring och kommersialisering.
- Ur ett systemperspektiv har vi redan visat i den här rapporten att energi och CO₂-utsläpp kan sparas med hjälp av värmedriven kyla. Men det behövs mycket ytterligare arbete för att övertyga folk i allmänhet om att värmedriven kyla är energieffektiv och att det i ett längre perspektiv finns en stor potential för att bygga kostnadseffektiva fjärrenergisystem.

7. Referenser

- AB Energiuppdrag, 1996: *Jämförelser mellan olika produktionsprinciper*. Intern rapport på svenska. Svensk Fjärrvärme, Fjärrkylgruppen, Delprojekt 4, Gothenburg
- Adnot J., samordnare: *Energy efficiency and certification of central air conditioners (EECCAC)*, Interim report - September 2002, Study for the D.G. Transportation-Energy (DGTREN) of the commission of the E.U., Armines 60, bd St Michel, 75272 Paris Cedex 06, France
- Alefeld G., Radermacher R., 1994: *Heat conversion systems*, CRC Press, Inc., ISBN 0-8493-8928-3
- Alvarez C. M., 1999: *Cold collectors a sustainable alternative for cold production*. Licentiatavhandling. Avdelningen för miljöteknik, Luleå Tekniska Universitet, ISSN:1402
- Bales C., 2004: Personligt samtal i februari 2004. Anställd vid Solar Energy Research Center (SERC) i Borlänge.
- Burgett L. W., Byars M. D., Schultz K., 1999: *Absorption systems: the future, more than a niche*. Proc. of the Int. Sorption Heat Pump Conf., München, 24-26 mars.
- Chunnanond K., Aphornratana S., 2004: *Ejectors: Applications in Refrigeration Technology*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 8 (2004), utgåva 2, sida 129–155.
- Cohen A., 2003: *Desiccants*. Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology, John Wiley & Sons. Online-artikel publicerad 2003-03-14.
- CORDIS, 2002: *6.1 Sustainable energy systems*. Sjätte ramprogrammet, FP6. <http://fp6.cordis.lu/fp6>
- Cowie M., Liao X., Radermacher R., 2003: *Second generation integrated microturbine absorption chiller, and solid desiccant system*. International Congress of Refrigeration, Washington D.C., ICR0331.
- Dai Y., Geng H., Cai X., 2002: *Review and prospects of development of lithium bromide absorption refrigeration technology in China*. Proc. Of the Int. Sorption Heat Pump Conf., Shanghai, 24-27 september, sida 72-75
- Eames I., 2002: A new prescription for the design of the supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method. Applied Thermal Engineering, vol. 22 (2002), sida 121-131.
- Eames I., Caeiro J., 2002: *Absorption Refrigeration with thermal (Ice) storage*. Report published within the programme of research, development and demonstration on district heating and cooling, including the integration of CHP. International Energy Agency, District heating and cooling, ISBN 905748028X, maj 2002
- EIA, 2003: *International Energy Outlook 2003*. DOE/EIA-0484 (2003). <http://www.eia.doe.gov/oiaf/ieo/index.html>
- Ericsson A., 2004: Personligt samtal i februari 2004. Anställd vid Göteborgs Energi.
- Fortum, 2002: Tillförsel av kyla till Stockholms centrala fjärrkylanät. Uppgifter inhämtade från David Larson hos Birka Teknik och Miljö, 2002
- Fortum, 2003: Loggrapport från värmepumpverket i Ropsten. VP91 2003-10-07.
- Glebov D., Marin V., Setterwall F., 2002: *Heat transfer model of the single-effect absorption chiller*. Proc. of the Int. Sorption Heat Pump., Shanghai 24-27 september, sida 152-156
- Gommed K., Grossman G., Ziegler F.: *Experimental investigation of a LiCl-water open*

- absorption system for cooling and dehumidification*. Proc. of the Int. Sorption Heat Pump., Shanghai 24-27 september, sida 391-396
- Hauer A., 2002: *Thermal energy storage with zeolite for heating and cooling applications*. Proc. of the Int. Sorption Heat Pump Conf., Shanghai 24-27 september, sida 24-27
- Hill A., 2003: Personlig kontakt i oktober 2003. Anställd vid Fortum Värme AB, Stockholm
- Holmén E.: Personligt samtal med Erik Holmén hos Mälarenergi, Västerås 2003-09-15
- Hondeman H., 2000: *Electrical compression cooling versus absorption cooling - a comparison*. IEA Heat Pump Centre Newsletter med resultat från annex 24, vol. 18 - nr 4/2000. www.heatpumpcentre.org
- Hong W., Al-Hussan K., Zhan H., Garris C., 2002: A novel thermal driven rotor-vane/pressure-exchange ejector refrigeration system with environmental benefits and energy efficiency. Proceedings of ECOS 2002 3-5 juli, Berlin.
- IEA, 2003: *Key World Energy Statistics 2003*. <http://www.iea.org/>
- IIR, 2003: *International Institute of Refrigeration newsletter* nr 13 augusti 2003. <http://www.iifir.org/nl15.pdf>
- Karlsruhe L., 1961: *PTX chart*, distributed by York, data is recharted, based upon data by Karlsruhe, in *Kaltechnik*, may 1961
- Kren C., Schweigler C., Ziegler f., 2002: *Efficient LiBr absorption chillers for the European air conditioning market*. Proc. of the Int. Sorption Heat Pump., Shanghai 24-27 september, sida 76-83
- Laevemann E., Hauer A., Matthias P.: *Storage of solar Thermal in a liquid desiccant cooling system*. Uppsats framlagd vid Annex 17-mötet i Indore i mars 2003. www.fskab.com/Annex17
- Lamp P., Schweigler C., Ziegler F., 1998: *Opportunities for sorption cooling using low grade heat*. Applied Thermal Engineering, vol. 18, sida 755-764
- Lindholm T., 2003, *Frikyla - Analys av teknik och systemlösningar*. Slutrapport inom Eff-Sys-programmet (Energimyndighetens utvecklingsprogram Effektivare kyl- och värmepumpssystem). www.eff-sys.org
- Lindmark S., Westermarck M., Martin V., Dirodi N., 2003. *System aspects of tri-generation based on humidified gas engine with flue gas condensation*. Proceedings of ECOS 2003 sida 233-240. Köpenhamn 30 juni - 2 juli
- Lowenstein A., Slayzak S., Ryan J., Pesaran A.: *Advanced Commercial Liquid-Desiccant Technology Development Study*. National Renewable Energy Laboratory (NREL), 1617 Cole Boulevard, Golden, Colorado, november 1998. NREL/TP-550-24688
- Lstiburek J., 2002: *Residential Ventilation An Latent Loads*. Ashrae Journal Moisture Control Series april 2002. www.ashrae.org
- Lucas. L., 1998: *IIR news*: International Journal of Refrigeration, vol. 21 nr 2 sida 87-88.
- Margen P., 1997: *Värmeåtervinning och produktion av frikyla – två sätt att öka marknaden för fjärrvärmedrivna absorptionskylmaskiner*. Rapport på svenska från Margen-Consult AB, utgiven av Svensk Fjärrvärme, FoU 1997:18. ISSN 1402-5191
- Munters, 2002: Produktblad för *Desicool™ klimatsystem med sorptiv kyla MCUI-serien för inomhusmontage*. Munters Europe AB, division Humicool, Sollentuna. www.munters.com
- Öberg V., Goswami D., 1998: *A review of liquid desiccant cooling*. Kapitel 10 i *Advances in solar energy*, Böer KW, American Solar Energy Society, vol. 12 sida 431-470.

- Olsson R., Kaareberg Olsson M., Jonsson S.: *A Chemical Heat Pump*, Patent offentliggjort 2000-06-29, patent nummer WO0037864.
- Pridasawas W., Lundqvist P., 2004: *An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system*. Solar Energy vol. 76 (2004) sida 369–379.
- Rydstrand M., Martin V., Setterwall F., 2003: *Absorption cooling with integrated cool thermal storage*. Proc. of the 9th International conference on thermal energy storage, Warszawa 1-4 september 1-4 sida 443-449.
- Scharfe J., 2004: Personlig e-postutväxling 2004-03-31. Anställd hos Weir Entropie GmbH.
- Schweigler C., Demmel S., Riesch P., Alefeld.: *A New Absorption Chiller to Establish Combined Cold, Heat, and Power Generation Utilizing Low-Temperature Heat*. ASHRAE Transactions 1996, vol. 102 del 1, AT-96-20-4
- Schweigler C., Demmel S., Ziegler F., 1999: *Single-effect/double lift chiller operational experience and prospects*. Proc. of the Int. Sorption Heat Pump Conf., München 24-26 mars.
- Setterwall F., Andersson M., Glebov D., Martin V., 2003: *Lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin*. Rapport på svenska inom projektet "Klimat 21" och "Effektivare Kyl – och Värmepumpssystem, Effsys". 2003-09-24, www.eff-Sys.org
- Setterwall F., Bales C., Bolin G., 2003. *Thermo chemical accumulator-TCA*. Proc of ISES 2003 World Congress. Göteborg 14-19 juni. <http://www.congrex.se/ises2003/>
- Shenyi W., Eames I. W., 2000: *Innovations in vapour-absorption cycles*, Applied Energy 66, 2000, sida 251-266
- SMHI, 2003: Uppgifter från Sveriges meteorologiska och hydrologiska institut. <http://www.smhi.se>
- Spurr M., Larsson I., 1996: *Integrating district cooling with combined heat and power*. Rapport publicerad inom ramen för Program of Research, Development and Demonstration on District Heating and Cooling, Novem, 1996:N1, ISBN 90-72130-87-1.
- Srikhirin P., Aphornratana S., Chungpaibulpatana S.: *A review of absorption refrigeration technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 5 2001, sida 343-372
- Svensk Fjärrvärme, 2004: *Fjärrvärme och kraftvärme i framtiden*. Rapport på svenska. ISSN 1401-9264, <http://www.fjarrvarme.org/>
- Westin P., 1998. *Fjärrkyla, teknik och kunskapsläge*. Rapport på svenska. Svensk Fjärrvärme FoU 1998:28. ISSN 1402-5191.
- Westin P., 2003: *Energiläget 2003*. Avsnitt om fjärrvärme och fjärrkyla. Utgiven av Energimyndigheten. www.stem.se
- Zinko H., Wallethun H., ZW Energiteknik, 2004: *Det fjärrvärmeanpassade småhuset*. Rapport på svenska. Utges inom kort av Svensk Fjärrvärme.

8. Ordförklaringar

Absorption	Sorption av gas i en lösning (absorbent)
Adsorption	Sorption av gas i en fast yta (adsorbent)
Carnot-faktor	Förhållande mellan utgående effekt i en process och utgående effekt i en ideell (Carnot-) process med samma temperaturnivåer (se avsnitt 2.1)
CHP	Combined Heat & Power = kraftvärme
CO ₂	Koldioxid
COP _{el}	Prestandakoefficient med avseende på drivande eleffekt
COP _{heat}	Prestandakoefficient med avseende på drivande värmeeffekt
COP _{int rev}	Prestandakoefficient hos en internt reversibel process
CORDIS	Community Research & Development Information Service
DWSC	Deep Water Source Cooling = kyla från djupvattenkällor
EIA	Energy Information Administration
Evaporativ kylning	Kyleffekt som erhålls genom avdunstning av vatten till omättad luft
Exergi	Den del av den överförda värmen som kan omvandlas till elektrisk energi i en ideell process
FSKAB	Fredrik Setterwall Konsult AB
H ₂ O	Vatten
Värmesänka	Kylreservoar som absorberar värme från en zon med högre temperatur, t.ex. kallt vatten i en sjö eller omgivningsluft
IEA	International Energy Agency
IIR	International Institute of Refrigeration
JRAIA	Japan Refrigeration and Air conditioning Industry Association = japanska kyla- och luftkonditioneringsförbundet
Latent kylbelastning	Den del av kylbelastningen som inte är kopplad till temperaturändring utan istället påverkas av kondensationsvärmen i den luft som skall kylas
LHV	Lower Heating Value = undre värmevärde
LiBr	Litiumbromid
LiCl	Litiumklorid
NH ₃	Ammoniak
Q _C	Värmeflöde från kylnät
Q _H	Värmeflöde från värmekälla
Q _{sink}	Värmeflöde från värmesänka
Verkningsgrad enligt andra lagen	Exergiverkningsgrad eller ett mått på verkningsgraden med avseende på termodynamikens andra lag
Kännbar kylbelastning	Den del av kylbelastningen som är kopplad till temperaturändring
SERC	Solar Energy Research Center, Borlänge
SMHI	Sveriges meteorologiska och hydrologiska institut
T _{abs}	Temperatur i absorbator
T _C	Temperatur i kylnät
TCA	Termokemisk ackumulator (ClimateWell™)
T _{evap}	Temperatur i förångare
T _H	Temperatur hos värmekälla
Termisk verkningsgrad	Elektrisk verkningsgrad baserad på ingående värmeeffekt
T _{sink}	Temperatur hos värmesänka

9. Engelsk-svensk ordlista

Boiler	Panna
Combined heat-and power plant	Kraftvärmeverk
District heating	Fjärrvärme
District heating network	Fjärrvärmenät
District heating pipe	Fjärrvärmeledning
District heating plant	Fjärrvärmeverk
E.g.	T ex
Et al.	m.fl.
Heat costumer	Värmekund
Heat demand	Värmebehov
Heat density	Värmebelastningstäthet
Heat production	Värmeproduktion
Heat sales	Värmeförsäljning
Heat sink	Värmesänka
Heat supply	Värmeleverans
Low-pressure steam turbine	Kondensssvans
Supply pipe	Framledning
Supply-pipe temperature	Framledningstemperatur
Tap water	Tappvarmvatten
Total efficiency	Totalverkningsgrad
Utilization period	Utnyttjningstid
Waste incineration plant	Avfallsförbränningsanläggning

Rapportförteckning

Samtliga rapporter kan beställas hos Svensk Fjärrvärmes Förlagsservice.

Telefon: 026 – 24 90 24, Telefax: 026 – 24 90 10, www.fjarrvarme.org

<i>Nr</i>	<i>Titel</i>	<i>Författare</i>	<i>Publicerad</i>
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	Torkning av tvätt i fastighetstvättstugor med fjärrvärme	H. Andersson J. Ahlgren	maj-99
12	Omgivningsförhållandenas betydelse vid val av strategi för ombyggnad 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
19	Projekt och Resultat 1994-1997	Anders Tvärne	mars-98

Nr	Titel	Författare	Publicerad
20	Analys av befintliga fjärrkylakunders kylbehov	Stefan Aronsson Per-Erik Nilsson	mars-98
21	Statusrapport Trycklösa Hetvattenackumulatorer	Mats Lindberg Leif Breitholtz	maj-98
22	Round Robin test av isolerförmågan hos fjärrvärmerör	Ulf Jarfelt	maj-98
23	Mätvärdesinsamling från inspektionsbrunnar i fjärrvärmesystem	Håkan Walletun	juni-98
24	Fjärrvärmerörens isolertekniska långtidsegenskaper	Ulf Jarfelt Olle Ramnäs	juni-98
25	Termisk undersökning av koppling av köldbärarkretsar till fjärrkylanät	Erik Jonson	juni-98
26	Reparation utan uppgrävning av skarvar på fjärrvärmerör	Jarl Nilsson Tommy Gudmundson	juni-98
27	Effektivisering av fjärrvärmecentraler – metodik, nyckeltal och användning av driftövervakningssystem	Håkan Walletun	apr-99
28	Fjärrkyla. Teknik och kunskapsläge 1998	Paul Westin	juli-98
29	Fjärrkyla – systemstudie	Martin Forsén Per-Åke Franck Mari Gustafsson Per-Erik Nilsson	juli-98
30	Nya material för fjärrvärmerör. Förstudie/litteraturstudie	Jan Ahlgren Linda Berlin Morgan Fröling Magdalena Svanström	dec-98
31	Optimalt val av värmemätarens flödesgivare	Janusz Wollerstrand	maj-99
32	Miljöanpassning/återanvändning av polyuretanisolerade fjärrvärmerör	Morgan Fröling	dec-98
33	Övervakning av fjärrvärmenät med fiberoptik	Marja Englund	maj-99
34	Undersökning av golvvärmesystem med PEX-rör	Lars Ehrlén	apr-99
35	Undersökning av funktionen hos tillsatser för fjärrvärmevatten	Tuija Kaunisto Leena Carpén	maj-99
36	Kartläggning av utvecklingsläget för ultraljudsflödesmätare	Jerker Delsing	nov-99
37	Förbättring av fjärrvärmecentraler med sekundärnät	Lennart Eriksson Håkan Walletun	maj-99
38	Ändgavlar på fjärrvärmerör	Gunnar Bergström Stefan Nilsson	sept-99
39	Användning av lågtemperaturfjärrvärme	Lennart Eriksson Jochen Dahm Heimo Zinko	sept-99
40	Tätning av skarvar i fjärrvärmerör med hjälp av material som sväller i kontakt med vatten	Rolf Sjöblom Henrik Bjurström Lars-Åke Cronholm	nov-99
41	Underlag för riskbedömning och val av strategi för underhåll och förnyelse av fjärrvärmeledningar	Sture Andersson Jan Molin	dec-99

Nr	Titel	Författare	Publicerad
		Carmen Pletikos	
42	Metoder att nå lägre returtemperatur med värmeväxlardimensionering och injusteringsmetoder. Tillämpning på två fastigheter i Borås.	Stefan Petersson	mars-00
43	Vidhäftning mellan PUR-isolering och medierör. Har blåstring av medieröret någon effekt?	Ulf Jarfelt	juni-00
44	Mindre lokala produktionscentraler för kyla med optimal värmeåtervinningsgrad i fjärrvärmesystemen	Peter Margen	juni-00
45	Fullskaleförsök med friktionsminskande additiv i Herning, Danmark	Flemming Hammer Martin Hellsten	feb-01
46	Nedbrytningen av syrereducerande medel i fjärrvärmenät	Henrik Bjurström	okt-00
47	Energimarknad i förändring Utveckling, aktörer och strategier	Fredrik Lagergren	nov-00
48	Strömförsörjning till värmemätare	Henrik Bjurström	nov-00
49	Tensider i fjärrkylanät – Förstudie	Marcus Lager	nov-00
50	Svensk sammanfattning av AGFWs slutrapport ”Neuartige Wärmeverteilung”	Heimo Zinko	jan-01
51	Vattenläckage genom otät mantelrörsskarv	Gunnar Bergström Stefan Nilsson	jan-01
52	Direktförlagda böjar i fjärrvärmeledningar Påkänningar och skadegränser	Sven-Erik Sällberg Gunnar Bergström Stefan Nilsson	jan-01
53	Korrosionsmätningar i PEX-system i Landskrona och Enköping	Anders Thorén	feb-01
54	Sammanlagring och värmeförluster i närvärmenät	Jochen Dahm Jan-Olof Dalenbäck	feb-01
55	Tryckväxlare för fjärrkyla	Lars Eliasson	mars-01
56	Beslutsunderlag i svenska energiföretag	Peter Svahn	sept-01
57	Skarvtätning baserad på svällande material	Henrik Bjurström Pal Kalbantner Lars-Åke Cronholm	okt-01
58	Täthet hos skarvar vid återfyllning med befintliga massor	Gunnar Bergström Stefan Nilsson Sven-Erik Sällberg	okt-01
59	Analys av trerörssystem för kombinerad distribution av fjärrvärme och fjärrkyla	Guaxiao Yao	dec-01
60	Miljöbelastning från läggning av fjärrvärmerör	Morgan Fröling Magdalena Svanström	jan-02
61	Korrosionsskydd av en trycklös varmvattenackumulator med kvävgasteknik – fjärrvärmeverket i Falkenberg	Leif Nilsson	jan-02
62	Tappvarmvattenreglering i P-märkta fjärrvärmecentraler för villor – Utvärdering och förslag till förbättring	Tommy Persson	jan-02
63	Experimentell undersökning av böjar vid kallförläggning av fjärrvärmerör	Sture Andersson Nils Olsson	jan-02

Nr	Titel	Författare	Publicerad
64	Förändring av fjärrvärmenäts flödesbehov	Håkan Walletun Daniel Lundh	jan-02
65	Framtemperatur vid värmegles fjärrvärme	Tord Sivertsson Sven Werner	mars-02
66	Fjärravläsning med signaler genom rörnät – förstudie	Lars Ljung Rolf Sjöblom	mars-02
67	Fukttransport i skarvskum	Gunnar Bergström Stefan Nilsson Sven-Erik Sällberg	april-02
68	Round Robin test II av isolerförmågan hos fjärrvärmerör	Ture Nordenswan	april-02
69	EkoDim – beräkningsprogram	Ulf Jarfelt	juni-02
70	Felidentifiering i FC med ”flygfoton” – Förstudie	Patrik Selinder Håkan Walletun	juni-02
71	Digitala läckdetekteringssystem	Jan Andersson	aug-02
72	Utvändigt skydd hos fjärrvärmerörsskarvar	Gunnar Bergström Stefan Nilsson Sven-Erik Sällberg	sept-02
73	Fuktdiffusion i plaströrsystem	Heimo Zinko Gunnar Bergström Stefan Nilsson Ulf Jarfelt	sept-02
74	Nuläge värmegles fjärrvärme	Lennart Larsson Sofie Andersson Sven Werner	sept-02
75	Tappvarmvattensystem – egenskaper, dimensionering och komfort	Janusz Wollerstrand	sept-02
76	Teknisk och ekonomisk jämförelse mellan 1- och 2-stegskopplade fjärrvärmecentraler	Håkan Walletun	okt-02
77	Isocyanatexponering vid svetsning av fjärrvärmerör	Gunnar Bergström Lisa Lindqvist Stefan Nilsson	okt-02
78	Förbättringspotential i sekundärnät	Lennart Eriksson Stefan Petersson Håkan Walletun	okt-02
79	Jämförelse mellan dubbel- och enkelrör	Ulf Jarfelt	dec-02
80	Utvändig korrosion på fjärrvärmerör	Göran Sund	dec-02
81	Varmvattenkomfort sommartid i småhus	Tommy Persson	dec-02
82	Miljöbelastning från produktion av fjärrvärmerör	Morgan Fröling Camilla Holmgren	dec-02
83	Samverkande produktions- och distributionsmodeller	John Johnsson Ola Rossing	feb-03
84	Användning av aska vid förläggning av fjärrvärmeledningar - förstudie	Rolf Sjöblom	feb-03
85	Marginaler i fjärrvärmesystem	Patrik Selinder Heimo Zinko	mars-03
86	Flödesutjämning körstrategi	Gunnar Larsson	april-03
87	”Black-Box”-undersökning av fjärrvärmecentraler	Håkan Walletun Bernt Svensson	juni-03
88	Långtidsegenskaper hos lågflödesinjusterade radiatorsystem	Stefan Petersson Sven Werner	aug-03

Nr	Titel	Författare	Publicerad
89	Rationellt byggande av fjärrvärmeledningar	Tommy Gudmundson	sep-03
90	Total – Kontra utförandeentreprenad	Tommy Gudmundson	sep-03
91	Tryckväxlare för fjärrkyla – Teknik och funktion	Bror-Arne Gustafson	sep-03
92	Kylning av kylmaskiners kondensorer med fjärrkyla i livsmedelsbutiker	Caroline Haglund Stignor	sep-03
93	Minskade distributionsförluster med diffusionstäta fjärrvärmerör	Maria Olsson	okt-03
94	Kopplingsprinciper för fjärrvärmecentral och frånluftsvärmepump	Patrik Selinder Håkan Walletun Heimo Zinko	okt-03
95	Funktion hos 1-rörs radiatorsystem – Avkylning, komfort och stabilitet	Stefan Petersson Bernt-Erik Nyberg	okt-03
96	EPSPEX-kulvert – Utveckling, utförande och uppföljning	Tommy Gudmundson	okt-03
97	EPSPEX-kulvert – Funktion under och efter vattendränkning	Stefan Nilsson Sven-Erik Sällberg Gunnar Bergström	okt-03
98	Fukt i fjärrvärmerör, larmsystem och detektering Inventering av mätmetoder och gränsvärden	Henrik Bjurström Lars-Åke Cronholm Mats-Olov Edström	okt-03
99	Undersökning av skarvar med isolerhalvor efter nio år i drift	Stefan Nilsson Sven-Erik Sällberg Gunnar Bergström	nov-03
100	Strategier för framtidens fjärrvärme	Markus Felleesson	dec-03
101	Fjärrvärmevärmda torkrumsanläggningar	Peter Neikell Tobias Nilsson	nov-03
102	Kyllager i befintligt kylnät	Fredrik Setterwall Benny Andersen	nov-03
103	Reglerdynamik, tryckhållning och tryckslag i stora rörsystem	Gunnar Larsson	dec-03
104	Energimätning i småhus. Förstudie.	Jan Eliason Morgan Romvall Håkan Walletun	dec-03
105	Konsekvenser av mindre styrventiler i distributionsnät	Håkan Lindkvist Håkan Walletun	jan-04
106	Inventering av nya inspektionsinstrument för statuskontroll av fjärrvärmerör	Göran Sund	jan-04
107	Kopplingar i fjärrvärmesystem – inventering av alternativ och utvecklingspotential	Rolf Sjöblom Jöns Hilborn	feb-04
108	Gratid för kyla	Peter Lundell	april-04
109	Effektivare rundgångar	Håkan Walletun Karolina Näsholm	april-04
110	Mikrobiell aktivitet i fjärrkylennät	Magnus Nordling	april-04
111	Effektivare distribution av fjärrkyla	Olle Källman Per Hindersson Börje Nord	maj-04
112	Värmedriven kyla	Magnus Rydstrand Viktoria Martin Mats Westermark	maj-04

<i>Nr</i>	<i>Titel</i>	<i>Författare</i>	<i>Publicerad</i>
113	Markradar fältförsök	Emelie Vestin Peter Wilén	juni-04
114	EcoTrenchläggning av fjärrvärmerör	Alf Lindmark	juni-04
115	Tappvarmvattenanvändning på hotell	Stefan Petersson Sven Werner Martin Sandberg Åsa Wahlström	juni-04

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 Wårdshus i Eksjö kommun, 10-11 december 1996	Lennart Thörnqvist	jan-98
4	Utvärdering av fjärrkyla i Västerås. Uppföljning av Värmeforsk rapport nr 534. Mätvärdesinsamling för period 2. 1/1 – 31/12 1997.	Conny Nikolaisen	juli-98
5	Metodutveckling för mätning av värmekonduktiviteten i kulvertisolering av polyuretanskum	Lars-Åke Cronholm Hans Torstensson	sept-99
6	Optimering av fjärrvärmevattens framledningstemperatur i mindre fjärrvärmesystem	Ilkka Keppo Pekka Ahtila	jan-03
7	Sammanställning över fjärrvärme- och kraftvärmeprojekt med eu-stöd	Sofie Andersson Sven Werner	feb-04
8	Utvärdering av FOU-programmet Hetvattenteknik 2001-2003	John Johnsson Håkan Sköldberg	feb-04
9	Nytta med svensk fjärrvärmeforskning	Sven Werner	feb-04

*Svensk Fjärrvärme AB och Statens energimyndighet bedriver
forskningsprogram inom området fjärrvärme, hetvattenteknik och fjärrkyla.*



Svensk Fjärrvärme • 101 53 Stockholm • Telefon 08-677 25 50 • Fax 08-677 25 55
Besöksadress: Olof Palmes gata 31, 6 tr. • E-post kontakt@fjarrvarme.org • www.fjarrvarme.org