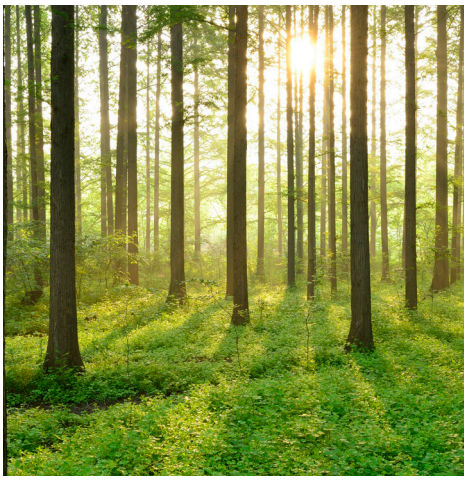
VÄRMEDRIVEN KOMFORTKYLA FÖR MINDRE ANLÄGGNINGAR

RAPPORT 2015:184



FJÄRRSYN

Energiforsk

Värmedriven komfortkyla för mindre anläggningar

TEKNIK SOM UTVECKLADES I SOLVÄRMESAMMANHANG

ULRIKA SAGEBRAND, FVB SVERIGE
HEIMO ZINKO, ZINKONSULT
HÅKAN WALLETUN, W2 ENERGITEKNIK

ISBN 978-91-7673-184-0
©2015 Energiforsk AB

FÖRORD

Projektet har tittat på hur kylmaskiner som ursprungligen utvecklats att ha solenergi som drivkälla kan anpassas till fjärrvärmesystem. Sommartid behövs oftast inte högre framledningstemperaturer än 70 - 80 °C, vilket passar bra som drivtemperatur för kylmaskinerna.

Rapporten går igenom de olika tekniker som nu finns för att skapa kyla med hjälp av solvärme. Utvecklingen av teknikerna går hela tiden framåt och maskinerna blir billigare. Det är dock inte lika enkelt att använda en kylmaskin som är fjärrvärmedriven som en konventionell kylmaskin.

Systemutformning, drift- och reglerstrategier samt ekonomiska parametrar är någonting som behöver studeras noga om man tänker installera en fjärrvärmedriven kylmaskin i sitt fjärrvärmesystem.

Studien har genomförts av Ulrika Sagebrand på FVB Sverige, Heimo Zinko, Zinkonsult och Håkan Walletun från W2 Energiteknik. Projektet har följts av en referensgrupp bestående av Bengt Fransson från Habo Energi AB, Henrik Näsström från Mälarenergi AB, Jimmy Fornander från Tekniska verken i Linköping AB, Bo Töcksberg från Vattenfall Sales/Products och Bo Wikensten från CIT Energy Management AB.

Projektet ingår i forskningsprogrammet Fjärrsyn som finansieras av Svensk Fjärrvärme och Energimyndigheten. Forskningen inom Fjärrsyn ska stärka fjärrvärme och fjärrkyla, uppmuntra konkurrenskraftig och affärs- och teknikutveckling och skapa resurseffektiva lösningar för framtidens hållbara energisystem till nytta för fjärrvärmebranschen, kunderna, miljön och samhället i stort.

Jan Berglund, Ordförande för Svensk Fjärrvärmes teknikråd

Rapporten redovisar projektets resultat och slutsatser. Publicering innebär inte att Fjärrsyns styrelse eller Svensk Fjärrvärme har tagit ställning till innehållet.

SAMMANFATTNING

I Europa har den senaste tiden pågått en kraftig satsning på utveckling av mindre solvärmedrivna kylmaskiner, baserade på absorptions- och adsorptionsteknik (AKM), bl.a. genom arbete som organiserats inom IEA Solar Heating and Cooling. Dessa kylsystem passar dock också utmärkt för sommardrift av fjärrvärmesystem, där man helst vill köra med framledningstemperaturer på 70 och 80°C. Inom projektet har vi därför undersökt hur tekniken för systemstorlek 10 -200 kW skulle fungera, om den används i svenska fjärrvärmenät. Genom studiebesök och djupare litteraturstudier har vi sökt ta till vara på de erfarenheter som finns utomlands från utveckling och drift av värmedrivna system för komfortkyla.

I denna rapport beskrivs teknik och drifterfarenheter från befintliga anläggningar som har utvärderats i solvärmesammanhang. Dessa har sedan satts in i ett tänkt fjärrvärmesystem för att producera komfortkyla. Systemets driftegenskaper har analyserats med hjälp av simulering baserad på en typisk kyllast under sommarhalvåret.

Vidare undersöktes de ekonomiska förutsättningarna för användning av dessa system. Det visar sig att systemkostnad per installerad kW faller starkt med ökade maskinstorlek och att kostnaderna dessutom har minskat starkt de senaste åren. En lönsamhetsanalys baserad på förväntade kostnader för en nyutvecklad vatten/ litiumbromid maskin visar att massproducerade AKM i storleken över 20 kW kan bli intressanta som baslastmaskiner i svenska fjärrvärmenät, förutsatt att gynnsamma fjärrvärmepriser kan tillämpas, t.ex. i system där fjärrvärmen är baserad på avfallsförbränning med låga marginalkostnader.

SUMMARY

A lot of effort has, in Europe, been put in to developing small solar heat driven cooling machines, based on absorption and adsorption technologies (ACM), including work organized within the IEA Solar Heating and Cooling. These cooling systems are, however, an excellent fit also for summer operation of district heating systems, where supply temperatures preferable lies between 70 and 80°C. We have, within this project, consequently investigated how the technology of ACM in sizes 10 -200 kW would work out, if used in a typical Swedish district heating network. We have, by studying literature and through direct contacts, sought to take advantage of the experience available abroad from developing and operating heat driven systems for space cooling.

This report describes the technology and operating experience from existing plants that have been evaluated in a solar context. These are subsequently applied on an imaginary district heating system with the aim of producing space cooling.

Furthermore were the economic conditions for the use of these systems examined. It turned out that system costs per kW installed, strongly decreases with increasing machine size and that -additionally -the costs have greatly declined in recent years. A cost-benefit analysis, based on the expected costs of a newly developed water/ lithium bromide machine, shows that mass-produced ACMs in sizes larger than 20 kW can be appealing as base load systems in Swedish district heating networks. One presumption is, however, that low heat prices can be applied. An example of a suitable district heating system is where heat production is based on waste incineration with low marginal costs.

INNEHÅLL

1 BAKGRUND 14
1.1 INLEDNING 14
1.2 BAKGRUND 14
1.3 SYFTE OCH MÅL 15
2 KUNSKAPSLÄGE 17
3 TEKNIKER FÖR VÄRMEDRIVEN KYLA 19
3.1 KYLA 19
3.2 ALLMÄNT OM ABSORPTIONSKYLTEKNIKEN 20
3.3 ADSORPTIONSKYLMASKINER 24
3.4 SORPTIONSTÖDD KLIMATISERING 26
3.5 SYSTEM FÖR ÅTERKYLNING 27
3.5.1 Torrt kyltorn 28
3.5.2 Öppet vått kyltorn 29
3.5.3 Slutet vått kyltorn 31
3.5.4 Hybrid kyltorn 31
3.5.5 Kommentarer till kyldriften 32
3.6 KYLLAGER 35
3.6.1 Viessman -Islager för kylning och värmning, Tyskland 35
3.6.2 Fasomvandlingslager, utvecklat av ZAE Bayern, Garching, Tyskland 36
3.6.3 Kallvattenlager för värme och kyla i Task 38 projekt Gröbming, Österrike och Butzbach, Tyskland 37
3.6.4 Huvudsakliga inkopplingsprinciper för kylvattenlager 39
3.7 TYPISKA KYLSYSTEM 40
3.7.1 Vattenburna system 41
3.7.2 Tilluft + Vattensystem 41
3.7.3 Till- och frånluft + Vattensystem, KKM 42
3.8 BYGGNADENS KYLDISTRIBUTIONSSYSTEM 44
3.9 SOLDRIVEN KYLA 45
3.10 VERKNINGSGRADER 47
4 ERFARENHETER FRÅN IEA SH&C TASK 38 51
4.1 BAKGRUND 51
4.2 ANLÄGGNINGAR 51
4.3 EFFEKTIVITET I TASK 38 ANLÄGGNINGAR 53

4.4 SYSTEM FÖR ÅTERKYLNING OCH BYGGNADENS KYLSYSTEM 55
4.5 SYNPUNKTER TILL DRIFT OCH PLANERING AV AKM-SYSTEM 55
4.5.1 Kyllast och kylenergi 56
4.5.2 Systemfrågor 58
4.5.3 Synpunkter till driften 60
5 STUDIEBESÖK 61
5.1 ÖVERGRIPANDE 61
5.2 FÖRETAG SOLID, GRAZ: YAZAKI 17,6 KW. 61
5.3 UNIVERSITETET GRAZ: YAZAKI 105 KW. 64
5.4 FJÄRRVÄRMEFÖRETAG FEISTRITZWERKE, GLEISDORF – NH_3/H_2O PINK 19 KW 66
5.5 FÖRETAG LA VISION I GÖTTINGEN: SORTECH 8 KW ADSORPTIONSKYLMASKIN 68
5.6 VATTENFALL BERLIN - LIBR AKM NOVA 50 – 160 KW69
6 SIMULERINGAR 71
6.1 TEKNIKER SOM SIMULERAS NÄRMARE 71
6.1.1 Nova 72
6.1.2 Yazaki 75
6.1.3 SorTech 78
6.1.4 Invensor 79
6.2 SIMULERINGSPRINCIPEN 84
6.3 RESULTAT 89
6.3.1 Termisk respektive elektrisk COP 90
6.3.2 Täckningsgrad 90
6.3.3 Värme-/elbehov 91
6.3.4 Returtemperatur 91
6.3.5 Flöde 94
7 EKONOMI 96
7.1 KOSTNADER FÖR AKM 96
7.2 KOSTNADSJÄMFÖRELSE AKM - KKM 102
8 SLUTSATSER OCH REKOMMENDATIONER 109
8.1 AVSLUTANDE DISKUSSION OCH REKOMMENDATIONER 109
8.2 VAL AV TEKNIK 109
8.3 SYSTEMUTFORMNING 110
8.4 DRIFTEN 112

8.5 FJÄRRVÄRMEDRIFT 113
8.6 EFFEKTIVITET OCH LÖNSAMHET 113
8.7 MARKNADSASPEKTER 115
9 FÖRSLAG TILL NYA ANLÄGGNINGARFEL! BOKMÄRKET ÄR INTE DEFINIERAT.
9.1 FJÄRRVÄRMESYSTEM 118
9.1.1 Värmepris 118
9.1.2 Framledningstemperatur 118
9.2 KYLD FASTIGHET 119
9.2.1 Utnyttjningstid 119
9.2.2 Kyltemperatur 119
9.2.3 Kyleffekt 120
9.2.4 Befintlig kompressorskylmaskin 120
9.3 AFFÄREN KYLA/VÄRME 121
10 REFERENSER 122
10.1 TASK 38 REFERENSER 122
10.2 SVENSKA RAPPORTER 123
10.3 ÖVRIGA REFERENSER 124
bilaga 1 127

Generella beteckningar som används i rapporten

AKM	Ab(d)sorptionskylmaskin
COP_{el}	Coefficient of performance; kylfaktor (m.a.p. tillförd el)
COP_{rev}	COP för helt reversibelt tillstånd
COP_{th}	Coefficient of performance (m.a.p. tillförd värme)
DCS	Desiccant Cooling System
DEC	Desiccant Evaporative Cooling
ΔT	"Delta-T"; avser huvudsakligen, i denna rapport, temperatur-skillnaden mellan fram- och returledning (°C)
EER	"Energy Efficiency Ratio" - Verkningsgrad
FC	Fjärrvärmecentral
FV	Fjärrvärme
HT	Högtemperatur (ca 70-90°C, i vårt fall)
IEA	International Energy Agency
K_{AKM}	Investeringskostnad för AKM
KKM	Kompressorkylmaskin
kW(h)	kilowatt(timme)
LiBr	Litiumbromid
LP	Legionella Pneumophilia
LT	Lågtemperatur (ca 6-15°C, i vårt fall)
MT	Mellantemperatur (ca 30-40°C, i vårt fall)
MW(h)	Megawatt(timme)
NH_3	Ammoniak
ORC	organisk Rankine-cykel
P_{el}	Elektrisk Effekt
PER	Primary Energy Ratio
P_{kyl}	Kyleffekt
Q	termisk effekt
$\dot{Q}_{kyla}$	producerad kylenergi per tidsenhet
$\dot{Q}_{gen}$	tillförd drivenergi per tidsenhet
SEER	"Seasonal Energy Efficiency Ratio"
SEK	Svenska kronor
SH&C	Solar Heating and Cooling
τ	Utnyttjningstid (h)
T_D	Drivtemperatur (temperaturen hos värmekällan), K
T_L	Temperatur på kylt medium, K
T_O	Omgivningens temperatur, K
TVV	tappvarmvatten
UV-C	kortvågig ultraviolett strålning

1 BAKGRUND

1.1 Inledning

Svenska fjärrvärmesystem kan bli ännu effektivare och mer samhällsnyttiga genom att öka sina leveranser av både värme och kyla. En möjlighet är att använda fjärrvärme för att driva kylmaskiner i stället för el, dvs. använda värme för att kyla.

1.2 Bakgrund

Värmedrivna kylmaskiner har introducerats i svenska fjärrvärmenät under de senaste tjugo åren. Då oftast som en del av fjärrkylproduktionen, men de förekommer även decentraliserat i nätet hos större kunder (t.ex. vid universitets- eller sjukhusområden). Det har hittills endast varit lönsamt med relativt stora absorptionskylmaskiner (AKM) på effekt ca 1 MW eller större, och endast då värmekostnaderna varit låga.

Intresset från branschen är stort för mindre värmedrivna kylaggregat, eftersom det kan förändra bilden av hur fjärrvärmesystemet kan användas under den varma årstiden. Alla möjligheter till utökad fjärrvärmelast är av intresse för fjärrvärmeleverantören och om man dessutom ersätter dyr och klimatbelastande el, så vinner även kunden och miljön. Genom utökat behov av värmeproduktion under sommarhalvåret, så kan t.ex. kraftvärmeproduktion hållas igång och få bättre utnyttningstid. Det är dessutom extra intressant i system som har avfallsförbränning som basproduktion.

Det betyder att under sommarhalvåret har idag många fjärrvärmesystem god tillgång på värme som kan produceras till låg kostnad[1]. Samtidigt förväntas den värmedrivna kylmaskinen bidra till minskad primärenergianvändning när den ersätter kompressionsdriven kylteknik för samma ändamål. Tveksamheten gäller främst komplexiteten, och därmed lönsamheten, av mindre kylsystem.

Men denna rapport strävar efter att beskriva och förtydliga hur läget ser ut idag och vad som eventuellt behövs för att kunna använda värmedriven kyla mer systematiskt i decentraliserade lösningar.

Mot denna bakgrund har detta projekt, som avser mindre och medelstora värmedrivna kylmaskiner, genomförts vid FVB's forskningsgrupp i Nyköping. Projektmedarbetarna Ulrika Sagebrand[2], Håkan Walletun[3] och Heimo Zinko[4] har mångårig erfarenhet från FoU-projekt inom fjärrvärme.

[1] Förutsätter att pannornas revisionsperioder inte krockar i alltför hög utsträckning med kyllastperioden.

[2] Tidigare publicerade rapporter finns under namnet Ulrika Ottosson,

[3] W2 Energiteknik AB

[4] Zinkonsult AB

1.3 Syfte och mål

Det övergripande syftet med projektet är att visa på möjligheter att öka fjärrvärmesystemets utnyttjande. I detta fall med hjälp av värmedriven komfortkyla i områden där det varit svårt att nå lönsamhet för fjärrkylasystem med större AKM.

I projektet undersöker vi möjligheten att använda sig av nya mindre och medelstora aggregat. Sådana apparater och systemlösningar har tagits fram och utvärderats inom IEA -Solar Heating and Cooling (se Task 38, 2006) och finns installerade i flera länder utanför Sverige. Eftersom det tillverkas och kommersiellt tillhandahålls olika typer av kylsystem i storlek 10 – 200 kW, så kan man anta att dessa är på väg att bli ett vanligt inslag inom tekniken för komfortklimat -inte minst eftersom dessa har genomgått en kraftig kostnadsreduktion de senaste åren, vilket beskrivs längre fram i rapporten.

I den här studien vill vi därför ta till vara de senaste erfarenheterna inom utveckling och drift av värmedrivna kylsystem i kombination med solvärme som finns utomlands. En fördel med dessa system är att samma arbetstemperaturer på 70-80°C används sommartid i fjärrvärmenäten. Det som kan vara ett problem i Sverige och Norden är att skillnaden mellan el- och värmepris är lägre här än i andra länder. Det medför att lönsamheten blir kritisk och att driftekonomin därför ser annorlunda ut i Sverige jämfört med t.ex. Mellaneuropa.

Vårt huvudmål i projektet är att kunna visa hur teknik, ekonomi, drifterfarenheter och miljövänlighet ser ut för kommersiella värmedrivna kylmaskiner i storlek mellan 10 och 200 kW. I projektet avser vi att kunna svara på om dessa kommersiella aggregat, som idag ofta används för soldriven komfortkyla, även kan användas i fjärrvärmesanslutna kylsystem, integrerade i byggnader.

Projektets delmål är följande:

- Genom en djupare litteraturstudie ta tillvara de erfarenheter som finns utomlands från utveckling och drift av värmedrivna kylsystem för komfortkyla som har tagits fram för ett temperaturområde lämpligt för traditionell solvärmeteknik.
- Speciellt analysera de, inom SH&C Task 38 och Task 48, beskrivna anläggningarna och deras driftresultat, samt att välja ut resultat och tekniklösningar som ser lovande och intressanta ut under många aspekter som t.ex. driftsäkerhet, miljövänlighet och ekonomi. Därför besöks även några anläggningar på plats; främst i Tyskland och Österrike, för analys och detaljinformation av t.ex. dimensionering, erfarenheter och styrprinciper.
- Beskriva tekniken och driftsättet i anläggningar som fungerat bra i solvärmesammanhang genom att analysera dessa i ett specifikt definierat fjärrvärmesystem för att åstadkomma komfortkyla. Anläggningar simuleras och driftegenskaper analyseras. Baserad på de i praktiken utvunna (uppmätta) erfarenheterna dras slutsatser för driften i fjärrvärmesystem. Sådana slutsatser kan vara

uppnåbar kyltemperatur (komfortkyla), kylmaskinens inverkan på fjärrvärmesystemets returtemperatur, uppnåbar effekt, drifttider och driftekonomi.

- Ytterligare ett mål är att dels dra generella slutsatser för de olika kylteknikerna och dels att beskriva tre anläggningar av olika storlekar i detalj. Projektet besktiver hur dessa kommersiella aggregat, som bl.a. tillhandahålls för soldriven komfortkyla, kan användas i fjärrvärmeanslutna byggnadsintegrerade kylsystem i Sverige. Ekonomin för dessa anläggningar jämförs med ekonomin för kompressordrivna kylsystem.

I de följande avsnitten presenterar vi därför statusläget för värmedrivna kylsystemen i effektstorlekar 10-200 kW. I avsnitt 3 beskriver vi tekniken som den presenteras i litteraturen, och i verkligheten år 2014. De erfarenheter och slutsatser som utvecklades inom projektet SH&C Task38 diskuteras framförallt i avsnitt 4, men lärdomarna tas med i hela projektarbetet. I avsnitt 5 beskriver och diskuterar vi i detalj några anläggningar i Österrike och Tyskland, som bedömdes som särskilt intressanta och därför utsågs till att besökas på plats. I avsnitt 6 görs simuleringar av fyra olika AKM kopplad till en tänkt kyllast, baserad på verklig uppmätt fjärrkylaleverans i Södertälje. Två maskiner är av absorptionstyp, och två av adsorptionstyp. Vidare beräknas i avsnitt 7 AKM-systemets lönsamhet, vilket jämförs med kompressordriven kyla. Avslutningsvis presenteras rekommendationer och diskussion i kapitel 8. Slutligen ges i kapitel **Fel! Hittar inte referenskälla.** grundförutsättningar för kommande demoanläggningar av AKM.

2 KUNSKAPSLÄGE

Behovet av luftkonditionering och komfortkyla ökar i takt med att byggnadernas isolering förbättras och användningen av eldrivna apparater ökar. Ur fjärrvärmesynpunkt kan man därför konstatera att det uppstår ett lämpligt energibehov under sommaren om det skulle gå att använda fjärrvärme som drivenergi till kylprocesser. Idén är, som bekant, inte ny och har lett till ett flertal värmedrivna fjärrkylasystem baserade på absorptionstekniken, installerade i såväl Sverige som utomlands. Som exempel kan nämnas anläggningar i Göteborg, Linköping, Umeå och Västerås, där aggregatstorleken ofta ligger i MW-området. Totalt finns absorptionskylmaskiner hos ett tiotal producenter av fjärrkyla i Sverige. Sådana anläggningar bildar oftast ett eget, fjärrvärmeanslutet, fjärrkylasystem som levererar kyla till flera byggnader samtidigt via ett eget nät. Fördelen med dessa större anläggningar är att de oftast uppvisar bättre COP och bättre ekonomi än mindre system. Specifik installationskostnad (SEK/kW) för anläggningar i MW-storleken kan ofta vara hälften av priset för 100 kW-klassen eller därunder. Drivtemperaturer för dessa större, befintliga, AKM ligger dock oftast i område 90–100°C. I olika rapporter (Zinko, 2004, Bjurström 2010, och Jardeby, 2009) beskrivs absorptionsteknik lämpad för fjärrvärme i detalj.

Zinko beskriver speciellt vad som kan göras för att uppnå lägre returtemperaturer från absorptionskylmaskiner i fjärrvärmesystem och Bjurström redovisar utförligt bl.a. utländska systemlösningar för maskiner i storleksklassen under 1 MW.

Behovet av komfortkyla kan dock finnas på flera olika platser i ett fjärrvärmeområde, vilket innebär att det kan vara svårt att uppnå lönsamma fjärrkylasystem pga. höga ledningskostnader och låg lasttäthet. Därför är det även önskvärt med mindre aggregat som direktansluts till fjärrvärme i den byggnad den ska leverera kyla till. I Sverige har bl.a. en demoanläggning med ett mindre aggregat (6 kW) testats i en fjärrvärmevilla i Göteborg (Zinko et al, 2006). I projektet användes en prototyp som visade att principen fungerade, men maskinen har dock haft svårt att leverera kyla vid den önskade designtemperaturen. Vidare har Viktoria Martin vid KTH Energiteknik installerat en demomaskin som tillåter experiment med varierande driv- och kyltemperaturer för att kunna testa olika styrstrategier för fjärrvärmedrivna absorptionskylmaskiner (Martin et al, 2005 samt Rydstrand et al, 2004).

De senaste åren har dock ansenligt mer omfattande arbeten utförts i Europa, Japan och USA för att ta fram värmedrivna kylsystem som kan kopplas till solvärme. Ett betydande arbete har speciellt bedrivits inom samarbetsorganet IEA Solar Heating and Cooling. En viktig källa för vår rapport är deras Task 38, som pågick mellan åren 2006 och 2010 och som utförligt har behandlat kyltekniken och systemlösningar för mindre och medelstora kylsystem. *Se nästa kapitel:* 4 *Erfarenheter från IEA SH&C Task 38*

Mycket information som rör hela denna rapport kommer från det arbete som har utförts i denna Task, här refererad som Task 38, 2006.

Intresset för värmedriven kyla är givetvis stort i solvärmesystem för att utnyttja möjligheten att, på ett miljövänligt sätt, producera komfortkyla (vars behov dessutom

sammanfaller med solvärmeproduktionen). I klassiska solvärmesystem uppnås enkelt drivtemperaturer mellan 70–80°C och det är detta temperaturområde som vi sommartid också finner i våra fjärrvärmesystem. Därför bör AKM som används i solenergisammanhang även passa utmärkt för fjärrvärmesystem.

Arbetet som har bedrivits inom Task 38 och nu bedrivs inom Task 48, under IEA Solar Heating and Cooling, berör främst aggregat <100 kW. Effektstorleken är alltså väl lämpad för behovet i fjärrvärmeanslutna byggnader. Här finns alltså en möjlighet för svensk del att kunna dra nytta av de forsknings- och utvecklingsresultat som redan har tagits fram inom IEA:s regi. I stort kan man indela de tekniska lösningarna för värmedrivna kylmaskiner i olika teknikkategorier:

- Ammoniak/vatten (systemet som användes i maskinen i Göteborg)
- Vatten/litiumbromid (systemet som användes i V. Martins försök vid KTH; även det svensk-spanska företaget ClimateWell utnyttjar detta arbetspar)
- Adsorptionssystem (vatten/zeolit eller vatten/silicagel är typiska arbetspar)
- Flytande respektive fasta desiccantsystem (bl.a. Munters luftkonditioneringssystem, används för direktkontakt med rumsluften)
- Termomekaniska maskiner (i princip en kompressordriven maskin med en ORC motor)
- Ångjet-kylare (som använder adiabatisk kylning i en expanderande jetström som kylprincip).

Den ovanstående kategorilistan visar att det finns ett omfattande utvecklingsarbete på området värmedriven kyla. En del av systemen måste alltjämt hänföras till FoU och är, för närvarande, inte av intresse för omedelbar tillämpning. Men, som det kommer att visas, så finns ett stort antal färdiga koncept och driftresultat som bedöms värdefulla att studera närmare med hänsyn till hur, och under vilka förutsättningar, de skulle kunna användas i fjärrvärmesammanhang. Det finns ca 1000 mindre anläggningar med fungerande AKM runt i världen (ej medräknat DEC system) och det finns ett tjugotal kommersiella tillverkare av dessa maskiner. Av intresse är också att veta vilken utvecklingspotential dessa olika tekniker har och hur deras ekonomi ser ut respektive kommer att se ut, beroende av utvecklingspotentialen.

3 TEKNIKER FÖR VÄRMEDRIVEN KYLA

3.1 Kyla

Det finns ett flertal olika sätt att producera kyla. Frikyla kan utnyttjas i form av kall uteluft eller kallt vatten från närliggande sjö, vattendrag, hav, eller i form av kall mark/grund. Även snölager används för frikyla på en del orter. Om/när frikylan inte räcker till krävs någon form av aktiv kyla, vilken kan produceras lokalt, i el-, ång- eller hetvattendrivna kylmaskiner, eller tillgodoses via ett fjärrkylenät. I kompressionskylmaskiner används el, som antingen tas direkt från elnätet eller (mindre vanligt) produceras lokalt, i exempelvis solceller eller kraftvärmeverk. På liknande sätt kan värmedrivna kylmaskiner drivas av fjärrvärme, alternativt lokalt producerad värme från solfångare eller hetvattenpannor/ kraftvärmeverk. I båda fall beror klimatpåverkan från kylmaskinen på hur driv- och hjälpenergi till maskinen producerats. På orter där fjärrvärmen t.ex. produceras i biobränsleeldade kraftvärmeverk har värmen oftast låg klimatpåverkan, i synnerhet sommartid, när inga spetslastpannor är i drift. Avfallsförbränning har en viss klimatpåverkan, men sommartid krävs ofta förbränning av avfallet av hygieniska skäl, vilket gör att värmen från dessa pannor kan betraktas som spillvärme.

Gemensamt för de värmedrivna kylprocesser som vi tar upp i denna rapport (och som finns tillgängliga på marknaden) är att de använder sig av sorptionsprocesser. Vid sorptionsavfuktning upptas fukten i köldmediet av ett torkmedel. ABsorptionprocessen innebär att torkmedlet/absorbenten förändras fysiskt och/eller kemiskt när det tar upp fukt. ADsorption innebär att torkmedlet inte förändras fysiskt eller kemiskt under sorptionsprocessen, vilket medför att ingen fasändring eller utlösning av torkmedlet sker. En översikt över absorptions- och adsorptionskylmaskiner ges i Tabell 3.1.1 Sammanställning av termiska kylsystem.

Tabell 3.1.1 Sammanställning av termiska kylsystem (Task 38, Position, 2011).

Typ av system	Vattenkylare (slutna termodynamiska cykler)						Direkt luftbehandling (öppna termodynamiska cykler)	
Sorptionsmaterialets fysiska fas	Flytande			Fast			Flytande	Fast
Absorbent/ torkmedel	Vatten	Litiumbromid		Zeolit	Kiselgel	Litiumklorid	Litiumklorid	Kiselgel eller zeolit, cellulosamatris m. litiumklorid
Köldmedia	Ammoniak	Vatten		Vatten	Vatten	Vatten	Vatten	Vatten
Cykeltyp[1]	1-steg	1-steg	2-steg	1-steg	1-steg	1-steg	Kyld sorptionsprocess	Torkrotor med återfuktning
Intervall COP_{th}	0.5-0.75	0.65-0.8	1.1-1.4	0.5-0.75	0.5-0.75	0.5-0.75	0.7-1.1	0.6-0.8
Intervall Drivtemperatur	70-100 120-180[2]	70-100	140-180	65-90	65-90	65-90	60-85	60-80

Kommentarer:

- ([1]) 1-steg: termodynamisk enstegscykel (ingen intern värmekaskad); 2-steg: termodynamisk tvåstegscykel (med intern värmekaskad)
- ([2]) Gäller produktion av kyla till temperaturer betydligt lägre än vattnets fryspunkt, dvs. <0 °C
- Elförbrukningen medräknas inte vid beräkningen av koefficienten COP_{th}.

3.2 Allmänt om absorptionskyltekniken

I detta kapitel presenteras en översiktlig beskrivning av den teknik som idag används för att framställa värmedriven kyla i mindre anläggningar. Utgångspunkten för denna sammanställning är de maskiner som är av särskilt intresse i samband med denna rapport, eftersom de har utvärderats eller demonstrerats för solvärmedriven kyla. En del tekniker är väl etablerade och har förekommit på marknaden ett tag, andra tekniker är fortfarande under utveckling. De flesta teknikerna har beskrivits ingående i tidigare rapporter, t.ex. av Rydstrand et al (2004) eller Brorsson (2005). Dessa tekniker presenteras här mer översiktligt, för att lägga grunden till våra analyser.

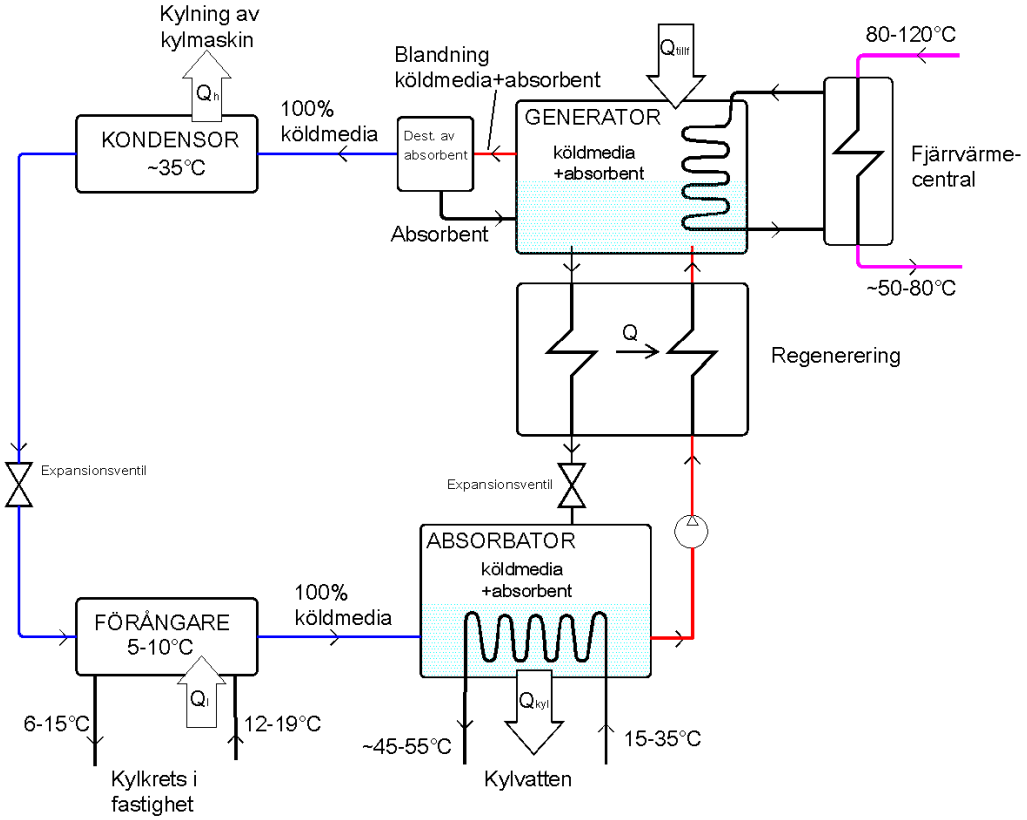
Den viktigaste komponenten i ett värmedrivet kylsystem är förstås kylmaskinen eller -aggregatet. Ytterligare en nyckelkomponent är återkylningssystemet för kylning av spillvärme från det värmedrivna kylaggregatet. Systemet kan eventuellt även förses med ett kyllager.

Stora värmedrivna kylaggregat (se t.ex. Bjurström, H., Ingvarsson, P. och Zinko, H., 2010) och öppna sorptionscykler har funnits i flera decennier och är etablerade på

marknaden (Stark, T., 2009). De drivs i huvudsak med spillvärme (från exempelvis kraftvärme eller industri) eller eldas direkt, med t.ex. gas.

Mindre kylmaskiner i effektklassen upp till 200 kW, som kan drivas med temperaturer lämpliga för fjärrvärme sommartid, dvs. 70-90ºC, har även undersökts; för drift i kombination med solvärmesystem (Task 38, 2006).

Absorptionskylmaskinen har många likheter med kompressionskylmaskinen, med den huvudsakliga skillnaden att absorptionskylmaskinen drivs med värmeenergi, till exempel ånga eller hetvatten. Båda typerna av kylmaskiner har en kondensor och en förångare, men istället för kompressor har absorptionskylmaskinen en absorbator, cirkulationspump och en generator. Figur 3.2.1 och Figur 3.2.2 visar schematiska bilder av en absorptionskylmaskin, där absorbatorn, tillsammans med generatorn, ersätter kompressorn i en kompressionskylmaskin. Figur 3.2.1 visar processen för en vatten/ammoniak- maskin och Figur 3.2.2 beskriver flödet i en litiumbromid/vatten-maskin.



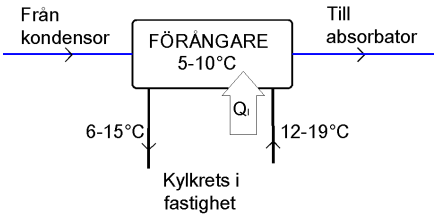
Figur 3.2.1 Principschema över en absorptionskylmaskin. Figuren baseras på en ammoniak/vatten-cykel. För vatten/LiBr-AKM:en krävs inget destillationssteg. Angivna temperaturer ska ses som exempel; de kan variera med olika driftfall och applikationer.

Absorptionsprocessen arbetar enligt samma princip som andra kylprocesser, där ett köldmedium förångas vid lågt tryck och låg temperatur. Det som främst skiljer absorptionsprocessen från andra kylprocesser är att drivenergin till processen är värme

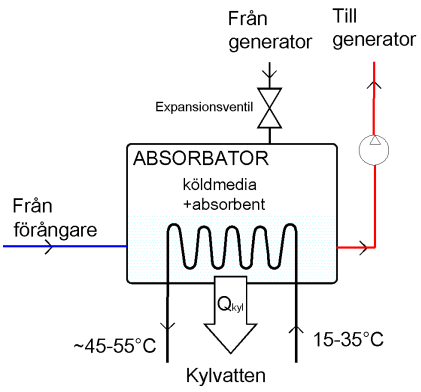
och att arbetsmediet, i många fall, är vatten (i t.ex. LiBr-AKM). I absorptionsprocessen utnyttjas ett arbetspar; en absorbent (torkmedel) som förändras fysiskt och/eller kemiskt när det tar upp fukt, samt ett köldmedium som avger värme när det kondenserar respektive tar upp värme när det förångas. Vanligt förekommande kombination är litiumbromid (absorbant) och vatten (köldmedium), såsom t.ex. i Yazakis maskiner, men även vatten (absorbant)/ammoniak(köldmedium) förekommer (t.ex. i maskiner från PINK).

När torkmedlet tar upp fukt förändras molekylstrukturen. Vid höga relativa fuktigheter blir det flytande. Olika absorbenter/köldmedium har lite olika egenskaper, som bl.a. påverkar vilka drivtemperaturer som är tillämpbara eller hur låg kyltemperatur de kan prestera. En absorptionskylmaskin består i sin enklaste form av fyra huvudkomponenter: Förångare, absorbator, generator, och kondensor, (Figur 3.2.1). Delar ur Figur 3.2.1 återfinns även i nedanstående beskrivning. Förutom huvudkomponenterna finns även interna värmeväxlare och pumpar.

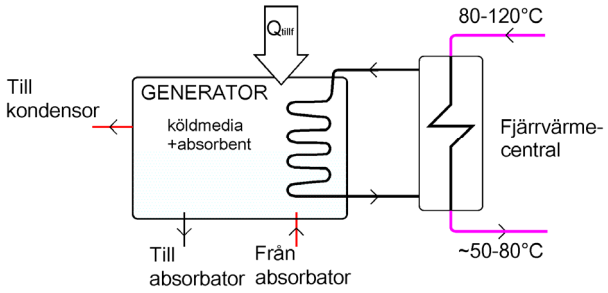
Absorptionscykeln bygger på principen att kokpunkten för absorbenten är högre än kokpunkten för köldmediet under samma tryck. Kylningen sker i **förångaren**, där köldmediet förångas vid låg temperatur och mycket lågt tryck. Värmeenergin för förångningen tas från den vätska som ska kylas.



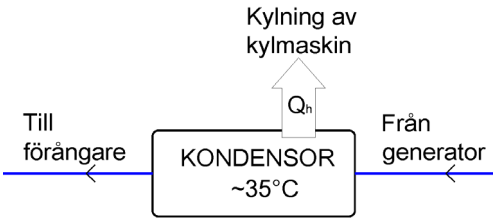
Köldmedieångan som bildats i förångaren går vidare till **absorbatorn**, där den absorberas av absorbentlösningen. Detta skapar det låga tryck som är nödvändigt för att förångningen ska kunna ske vid så låg temperatur. Då köldmedieångan absorberas frigörs även en del värme som måste kylas bort för att behålla det låga trycket. Ju högre koncentration av litiumbromid det är i absorbatorn, desto effektivare absorption kan man uppnå. Koncentrationen begränsas dock, för en vatten/litiumbromid-lösning, av kristallisationskurvan. Vid låg temperatur i förångare och absorbator, som är fallet då man tillför energi från fjärrvärmenätet till förångaren, måste därför litiumbromiden spädas ut för att undvika kristallisation.



Då litiumbromiden spätts ut av det absorberade köldmediet så den inte kan absorbera mer, pumpas den till **generatorn** (med hjälp av en eldriven pump), för att koncentreras. Generatorns uppgift är att separera arbetsmedierna. I generatorn tillförs drivvärme och absorbentlösningen värms upp till en temperatur av cirka 70-90 ºC[5]. Köldmediet förångas och lösningen koncentreras. Den värme som används i generatorn kan tas från t.ex. fjärrvärme, sol, gas eller ånga.



Köldmediet som förångats går vidare till **kondensorn**, medan den rena absorbenten förs tillbaka till absorbatorn. Ofta placeras en värmeväxlare mellan absorbatorn och generatorn för att minska värmeåtgången i generatorn. Kondensorn har till uppgift att kondensera vattenångan från generatorn genom att denna värmeväxlas mot en återkylningskrets. Det kondenserade vattnet samlas upp i kondensorn och förs, via en expansionsventil, till förångaren.

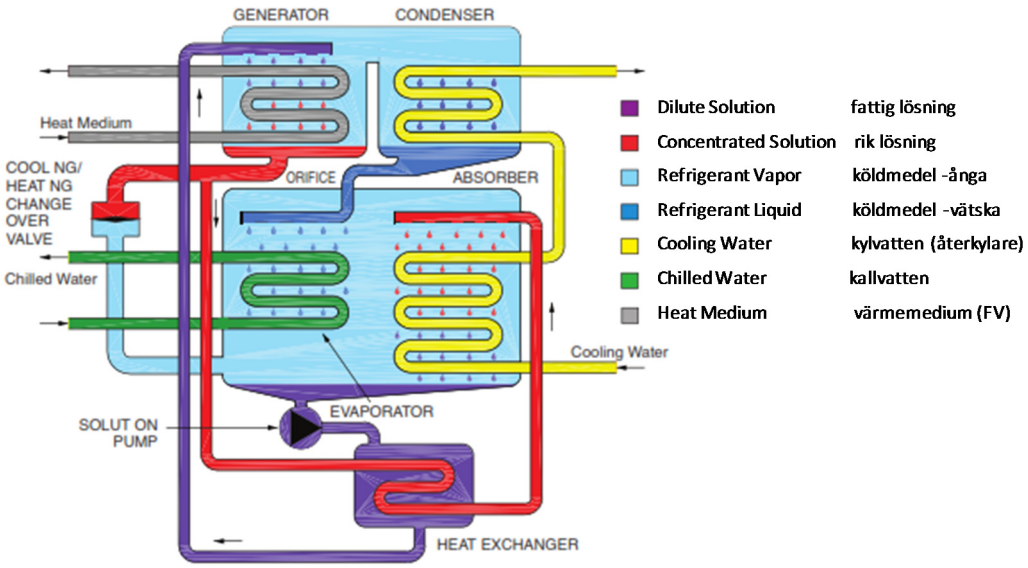


Det finns, vid sidan om, den här visade, enstegs-maskinen också dubbelstegs- resp. dubbellyft-maskiner för litiumbromid-processen. De senare indunstar litiumbromiden i två steg och ger högre köldfaktor. Vi bortser i vår översikt från dessa typer,

[5] Gäller för de absorptionskylmaskiner som behandlas i denna rapport. Der finns även kylmaskiner som arbetar med högre drivtemperaturer.

eftersom de antingen kräver högre temperatur än vi kan nå i fjärrvärmeprocessen, eller så kräver de flera värmeväxlare, vilket gör maskinen mera komplex och dyrare. Den intresserade läsaren hänvisar vi till Zinko et al [2004].

Processen för vatten/ammoniak-AKM fungerar på ett motsvarande sätt som för LiBr/vatten-AKM. Skillnaden är att då är ammoniak köldmedel och vatten absorbent. Vatten/ammoniak-maskinerna har normalt en lösningsmedelpump som måste klara en högre tryckdifferens och har där för i regel en lägre elektrisk verkningsgrad.



Figur 3.2.2 Schema på en Vatten/Litiumbromid absorptionskylmaskin (AKM) enligt Yazaki (Yazaki, Aroace WFC - Series)

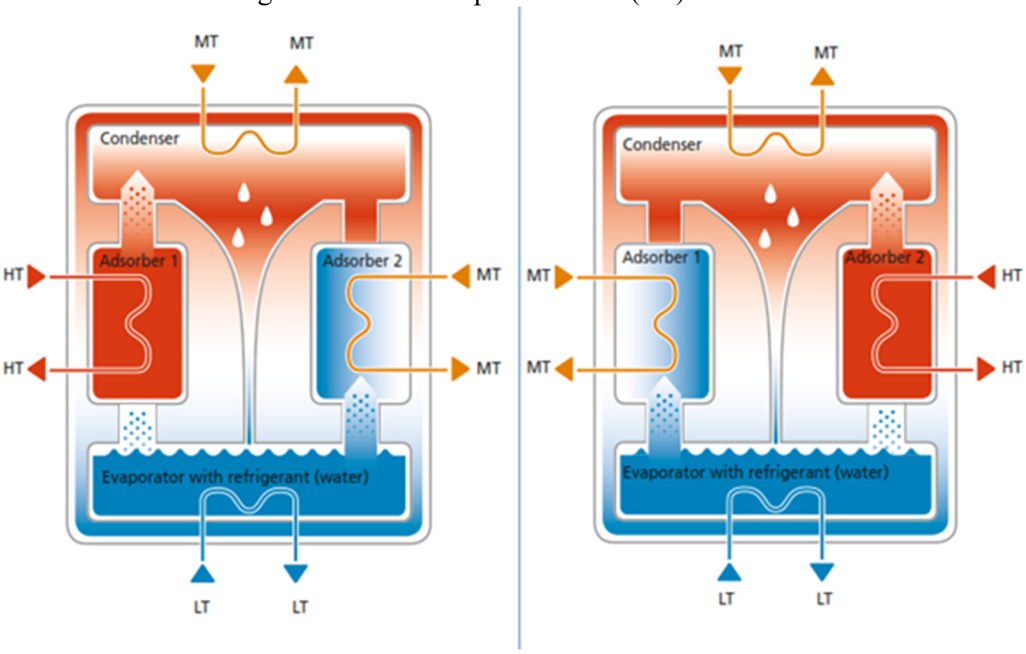
3.3 Adsorptionskylmaskiner

I en adsorptionsmaskin sker ingen fasomvandling av adsorptionsmedlet (till skillnad från absorptionsprocessen). Det som utmärker ett adsorptionsmedel är att det har en fast porös struktur av mikroskopiska porer, vilket innebär att det får en extremt stor fuktupptagande yta. I de mikroskopiska porerna kommer partialtrycket för vattenångan att sjunka till ett lägre värde än vad som normalt gäller för vattenångan i luften, vilket får vattenångan att kondensera i samband med adsorptionen till porernas ytor. Exempel på adsorptionsmedel är molekylsikt (t.ex. zeolit) och kiselgel, som även kallas silicagel.

En typisk adsorptionskylmaskin arbetar växelvis med två adsorbatorenheter se Figur 3.3.1. Aggregatet består av förångare, kondensor, adsorbator 1 och adsorbator 2. På köldsidan (LT) förs kylvärme från kylsystemet till processen via en värmeväxlare (kylvattnet kyls ned). Denna värme tas upp av köldmediet (som i denna process är vatten). Detta sker i förångaren där köldmediet förångas vid lågt tryck och låg temperatur (6-20ºC). Ångan strömmar vidare till adsorbator 2, i vilken själva adsorbenten befinner sig, t.ex. zeolit eller kiselgel. Vattenångan adsorberas i adsorbenten, vilket

frisätter adsorptionsvärme som måste kylas bort i återkylningskretsen på en medeltemperaturnivå (MT) -återigen via en värmeväxlare. Temperaturen i återkylningskretsen är lämpligtvis då mellan 20ºC och 40ºC och värmen kyls normalt bort i externt kyltorn eller annan värmesänka, t.ex. en jordvärmeväxlare. Adsorbator 2 mättas efter hand med vattenånga och processen stannar upp.

För att kunna fortsätta driften måste adsorbatorn torkas igen. För att driva ut vattenångan måste nu högtemperaturvärme HT (55ºC-90ºC), t.ex. från fjärrvärme, tillföras via värmeväxlaren. Detta innebär att adsorbator 2 byter funktion från adsorption till desorption (regenerering av absorbenten), där högtemperaturvärmen används för att driva ut vattenångan till kondensorn. Denna process innebär även en tryckstegring (termisk kompression). Köldmediet (vattenångan) strömmar vidare ut till kondensorn där en värmeväxlare inkopplad i MT-kretsen ska ligga på en temperatur mellan 20 och 40ºC för att uppnå kondensation av vattenångan. Kondensatet strömmar därefter via en expansionsventil tillbaka till förångaren. Genom adiabatisk expansion kyls vattnet till den i förångaren rådande temperaturnivån (LT).



Figur 3.3.1 Adsorptionskylmaskin baserad på två adsorbatorenheter (princip SorTech)

I denna process, till skillnad mot absorptionsmaskinens, saknas en lösningsmedelpump, vilket innebär att elektriska COP_{el} blir högre. Det behövs dock elektriskt manövrerade ventiler/klaffar som växelvis kopplar mellan adsorption och desorption/regenerering av adsorbator 1, respektive adsorbator 2. På så sätt finns alltid en tillräcklig mängd köldmedel i förångaren för att möjliggöra kontinuerlig kyldrift. Själva cyklingsfrekvensen sköts automatiskt genom tryckdifferensstyrning som bestämmer öppning och stängning av ventilklaffarna. Trycket i den kalla delen ligger mellan 10 och 100 mbar.

Maskinens kyleffekt och COP beror på temperaturer, volymflöden och typ av kylmedium (vatten eller vatten/glykol) i de tre cirkulationskretsarna LT, MT resp. HT.

Precis som i absorptionskylmaskinen resulterar dock sambandet mellan dessa tre ovan nämnda driftparametrar alltid i kompromisser mellan maximal produktion och maximal effektivitet pga. delvis motstridiga driftkrav, se Tabell 3.3.1.

Tabell 3.3.1 *Driftkrav på AKM vid definierade volymflöden och media:*

Gynnsamma parametrar	För hög kyleffekt	För hög $COP_{värme}$
Drivtemperatur HT	Så hög som möjligt	Till ett visst maximum
Köldtemperatur LT	Så hög som möjligt	Så hög som möjligt
Återkylningstemperatur MT	Så hög som möjligt	Så låg som möjligt

Den ovan beskrivna enheten på ca 10 kW går enkelt att parallellkoppla och på så sätt kan man åstadkomma modulbaserade enheter för större effekter (se vidare avsnitt 6.1.3).

3.4 Sorptionstödd klimatisering

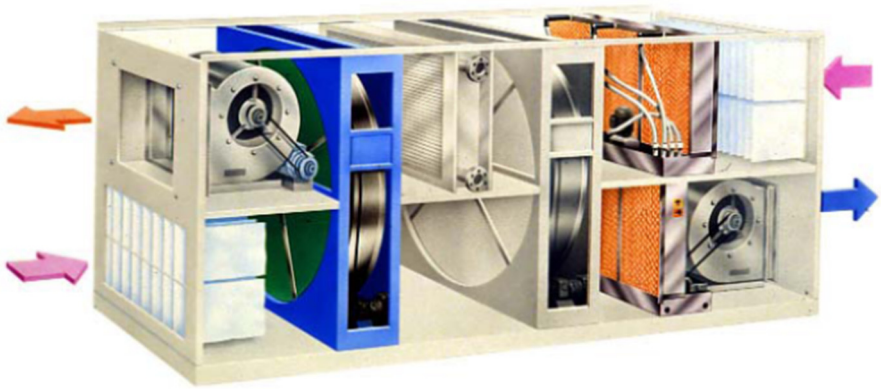
De, i avsnitt 3.2 och 3.3, beskrivna systemen gäller vatten- eller vatten/glykolburna distributionssystem där kylan överförs antingen direkt, via speciella fläns- eller konvektorsystem, eller via aerotempsystem, se avsnitt 3.7.1. Dock finns också system som kan kyla ventilationsluften direkt. Ett känt sådant system är Munters DesiCool®, som använder evaporativ kylning (se Figur 3.4.1).

Vi kommer emellertid inte behandla detta system fortsättningsvis i denna rapport, utan beskriver detta system här endast kort för fullständighetens skull. För en mera utförlig beskrivning se t.ex. Bjuhrström, H. et al [2010]. Eftersom Heimo Zinko är medförfattare av denna rapport, citerar vi i det följande direkt ur den rapporten:

”Med evaporativ menas den kylande effekt som erhålls när torr luft befuktas och förångningsvärmet för vattnet tas från luften. Det är mer eller mindre passiv teknik i varma och torra klimat, tillämpad sedan flera hundratals år. Om luftfuktigheten är relativt hög räcker kanske inte denna befuktning för att ge ett behagligt klimat. Till exempel, den fuktmängd som kan tillföras räcker inte för att sänka temperaturen till den önskade nivån, eller så kan avdunstningen ge ett alltför fuktigt inomhusklimat för att vara behagligt. I detta fall är det intressant att först torka luften och kyla ner den till utgångstemperaturen, innan den kyls genom att återbefuktas. Detta kallas på engelska för DEC, Desiccant Evaporative Cooling, eller DCS, Desiccant Cooling System. Värmen som driver torkprocessen kan tas från fjärrvärmen.

Munters med sina roterande hjul är det företaget som förknippas med DEC i Sverige genom systemet DesiCool®. En anläggning består av två hjulformade roterande regenerativa värmeväxlare: det ena hjulet, torkhjulet, är belagt med ett hygroskopiskt material medan det andra hjulet, värmeväxlarhjulet, inte är det. Hjulen roterar långsamt och hjulmaterialet kommer omväxlande i kontakt med tilluften och med frånluften.

I korthet är DesiCool® kylprocessen följande: först torkas den luft som tas in, därefter kyls det värme som utvecklats vid torkningen bort i en värmeväxlare och avslutningsvis befuktas luften för att få ner temperaturen ytterligare. Utgående luft kyls först evaporativt, värmeväxlas med inkommande torkad luft, värms upp av ett värmebatteri och regenererar torkhjulet innan det släpps ut till utomhusluften. Medan det sista steget i behandlingen av tilluften är en direkt evaporativ kylning är förkylningen av den torkade luften, en indirekt evaporativ kylning: det är frånluften som kyls evaporativt.



Figur 3.4.1 Schema över Munters DesiCool® aggregat

I DesiCool® måste torkhjulet regenereras i stort sett samtidigt som det används för att torka tilluften – kylbehovet och värmebehovet för regenereringen är samtidiga. Förutom elenergin till fläktarna, de värmeväxlande hjulen eller pumparna för vätskeformiga absorbenter är den energi som behövs för att driva processen värme vid relativt låg temperatur. Värmesänkan är så att säga frånluften som leds till omgivningen. För det mesta behövs ingen ytterligare tillförsel av energi i form av värme eller kyla. Däremot förbrukas vatten i de evaporativa kylningsstegen, ca 1,5 l/h per kW kyleffekt. Vid höga utomhuslufttemperaturer kan dock en sensibel kylning med t ex kallvatten eller med kompressorkylmaskin behövas för att komma ner i lämplig temperatur av ca 18ºC. I ett svenskt klimat med jämförelsevis låga temperaturer och låga absoluta luftfuktigheter räcker det med en drivtemperatur av 55-60°C, vilket lätt kan erhållas från fjärrvärme. Ju högre luftfuktighet och temperatur, desto högre regenereringstemperatur behövs. Temperaturen till värmebatteriet kryper upp från 55-60°C i norra Europa till över 80°C i södra Europa.”

3.5 System för återkylning

Återkylningen utgör en viktig del i hela kylprocessen. Såväl generatorns drivenergi som den, genom kylprocessen upptagna, värmen måste kylas bort för att uppnå en kontinuerlig kylprocess. Här finns en väsentlig skillnad mot kompressorkylmaskiner,

eftersom kompressionsprocessen kylfaktor är ca 3 och absorptionsprocessens kylfaktor är ca 0,7. Detta innebär att den värmemängd som måste kylas bort i en AKM är ca 2-3 ggr större än i en KKM. Normalt sker återkylningen med hjälp av kyltorn.

Det bör dock i varje system undersökas, om alternativa kyllösningar finns, särskilt vid nybyggnation. Sådana alternativa lösningar kunde åstadkommas genom lagring av värme i borrhål/ akviferer, jordvärmelager, byggnadsdelar eller i vattendrag, pool, avloppssystem eller dylikt.

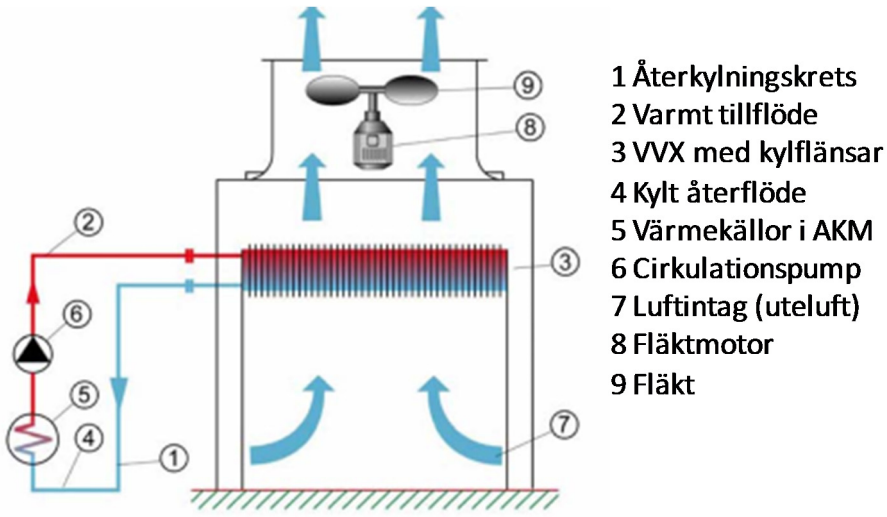
De fyra vanliga återkylningssystem som finns på marknaden, och som oftast också erbjuds av AKM-leverantören att ingå i det totala systemet, är:

- Torrt kyltorn (eventuellt plus evaporativ förkylning)
- Öppen vått kyltorn
- Slutet vått kyltorn
- Hybrid-kyltorn

Här följer en kort översikt över dessa system.

3.5.1 Torrt kyltorn

Det torra kyltornsystemet består huvudsakligen av en flänsad vatten/luft värmeväxlare och fläkt inbyggd i ett skåp med öppningar för in- och uttag av luften (se Figur 3.5.1). Kylsystemet utgör en sluten krets som inte förbrukar vatten.



Figur 3.5.1 *System för torrt kyltorn*

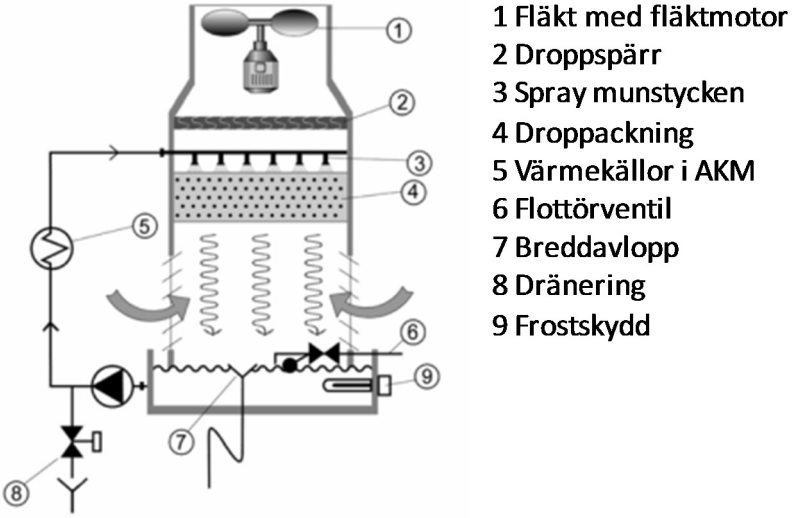
I ett torrt kylsystem är det *inte* möjligt att uppnå temperaturer under lufttemperaturen, vilket är en stor nackdel för dessa system. Tvärtom, i praktiken är kylvattnets utgående temperatur 5- 9ºC högre än den ingående lufttemperaturen. Dessutom har

dessa system högre investeringskostnader och högre behov av hjälpenergi jämfört med våta system.

Ett alternativt system till det rena torra systemet är hybridsystemet som beskrivs i avsnitt 3.5.4. Det finns dock också en enklare variant till detta, nämligen evaporativ kylning genom vatteninsprutning i den tillförda kylluften. Vattnet bör förångas innan det passerat värmeväxlaren (till skillnad mot hybridsystemet, så förbrukas allt insprutat vatten). Detta kyler ned luften till närheten av daggpunktstemperaturen och på sätt kan en lägre vattentemperatur åstadkommas. Som visas i avsnitt 3.5.5, så behövs detta göras endast under ett begränsat antal timmar per år.

3.5.2 Öppet vått kyltorn

I ett öppet vått kyltorn finns en kanal fylld med ett poröst fyllnadsmaterial som utgör en stor kontaktyta. Ett rörsystem med ett antal munstycken sprayar vatten över denna fyllkropp för att fördela vattnet så jämnt som möjligt. Vattnet droppar genom fyllkroppen och ner i en bassäng där det samlas upp och återcirkuleras till AKM. Luften strömmar tvärs igenom eller mot vattenflödet och gör att en del av vattnet förångas och på så sätt sänks vattnets temperatur. Det vatten som förångas, och tas upp av luften, måste ersättas med nytt vatten. Se Figur 3.5.2.



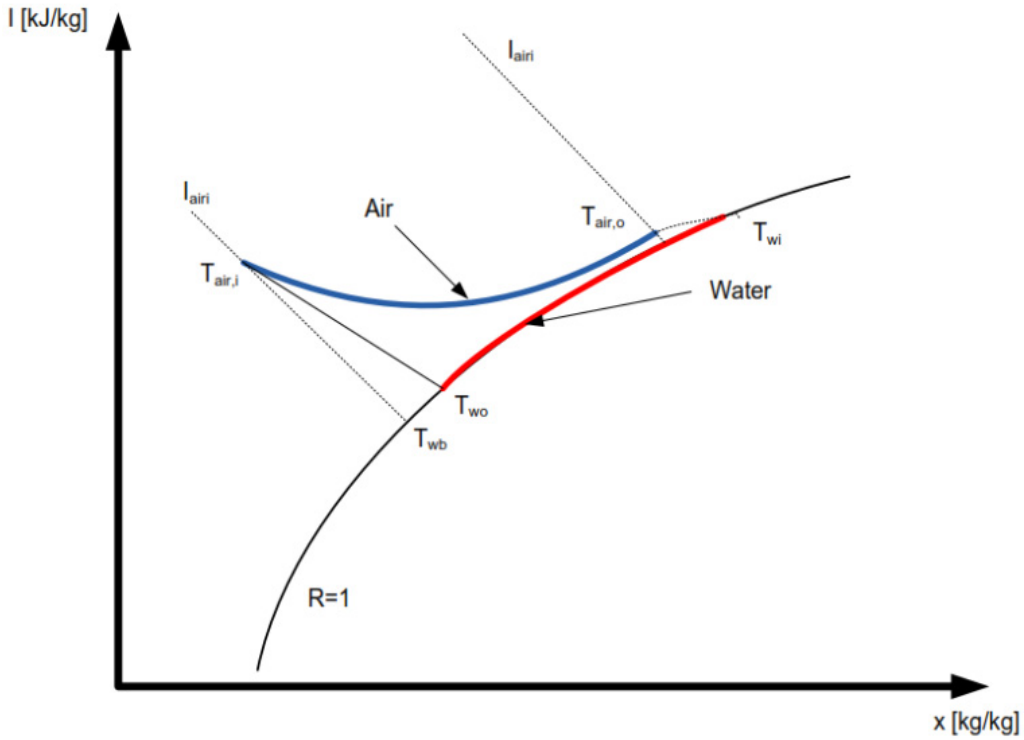
Figur 3.5.2 *System med öppet vått kyltorn.*

I ett kylsystem med vatteninsprutning bestäms den uppnåbara kyltemperaturen av daggpunkten. Daggpunkten är en funktion av luftfuktighet och temperatur. I svenska förhållanden, med normalt ca 50-60 % luftfuktighet, kan daggpunkten ligga ca 10-15ºC under lufttemperaturen. Detta innebär att, i ett effektivt kyltornsystem, kan den utgående kylvattentemperaturen ligga ungefär mitt emellan det ingående kylvattnets

temperatur och daggpunkten. Som ett exempel kan nämnas att det, vid en lufttemperatur på 33ºC och en relativ luftfuktighet på 55 % (daggpunkt 16,5ºC), är möjligt att uppnå en reduktion av kylvattentemperaturen från 33 till 22ºC.

Den termodynamiska processen inne i det våta kyltornet visas i diagrammet av Figur 3.5.3. Vattnet kyls längs den röda mättningslinjen från en hög inloppstemperatur till en lägre utloppstemperatur. Luften rör sig motströms med viss ingångstemperatur och ingångsluftfuktighet och kyls sedan genom evaporativ kylning till ett minimum (blå linje). Vattenhalten (och luftfuktigheten) ökar dock successivt pga. av insprutningen och kurvorna närmar sig varandra.

För detaljerade teoretiska beräkningar av avkylningen se t.ex. Task 38: Hygienic Aspect of Small Wet Towers.

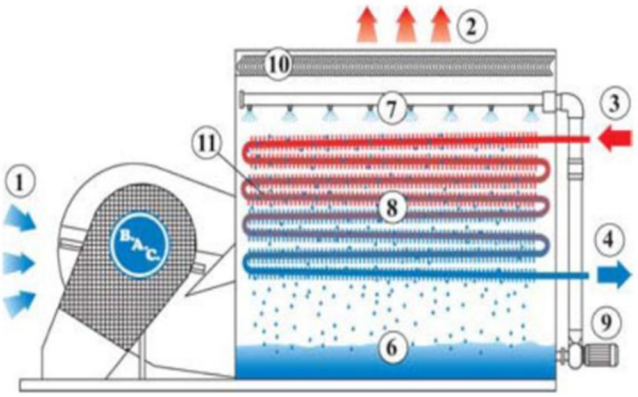


Figur 3.5.3 Entalpi/koncentrationsdiagram som visar den termodynamiska processen inne i kyltornet. (Från Task 38 Heat rejection, 2010)

I jämförelse med torra kyltorn uppnår det våta kylsystemet lägre kyltemperaturer och kräver mindre plats och lägre investeringskostnader. Å andra sidan behövs det vattenbehandlingsutrustning och vattenkontrollsystem. Man måste också ersätta det förångande vattnet, ca 1-1,3 kg vatten per kWh bortkyld värme. Detta får man inte glömma vid beräkning av driftkostnaderna. *Ett allmänt problem vid öppna system är att det kan uppstå risk för spridning av legionella-bakterier. Se vidare avsnitt 3.5.5.*

3.5.3 Slutet vått kyltorn

I det öppna systemet finns det risk för föroreningar av värmeöverföringsytorna pga. slambildning, avsättningar och algtillväxt. Detta kan förhindras med slutna system, där kylvattnet hålls i en sluten krets och förångningen av vatten sker då extra vatten sprutas på utsidan av rören. Se Figur 3.5.4. Pga. av att värmeöverföringen är sämre blir den resulterade kyltemperaturen högre än i öppna system, men ändå lägre än i torra system. Investeringskostnaderna är högre, men driftkostnaderna lägre än i öppna våta system.



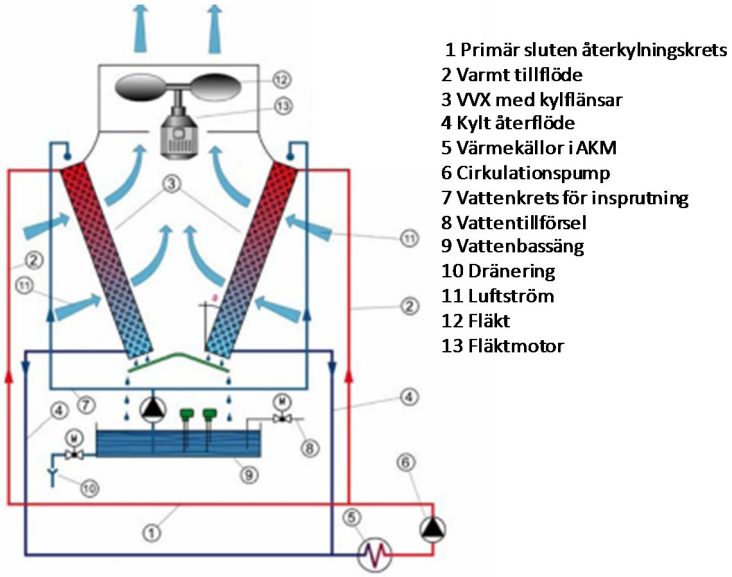
1 Luft in
2 Luft ut
3 Kylflöde in
4 Kylflöde ut
6 Kylvattenbassäng
7 Vattenspraysystem
8 Värmeväxlare
9 Sprayvattenpump
10 Ång- och vattenspärr
11 Eventuellt flänsar på rör

Figur 3.5.4 *System med slutet vått kyltorn.*

3.5.4 Hybrid kyltorn

Hybrid-kyltornet kombinerar de två metoderna torr resp. evaporativ kylning, se Figur 3.5.5. Kylvattnet cirkulerar, i första hand, i ett slutet system från AKM till vatten/luft-värmeväxlarna. Vid kallare väder täcker den kylning, som på så sätt uppnås, den önskade kyleffekten. Vid högre lufttemperaturer kopplas en öppen krets för evaporativ kylning in, via en separat cirkulationspump.

Hybridsystemet kombinerar fördelarna från torrt och vått system, d.v.s. låga kyltemperaturer och lägre energiförbrukning. På minus-sidan ligger höga investeringskostnader samt större underhåll och vattenförbrukning jämfört med torrt kyltorn.

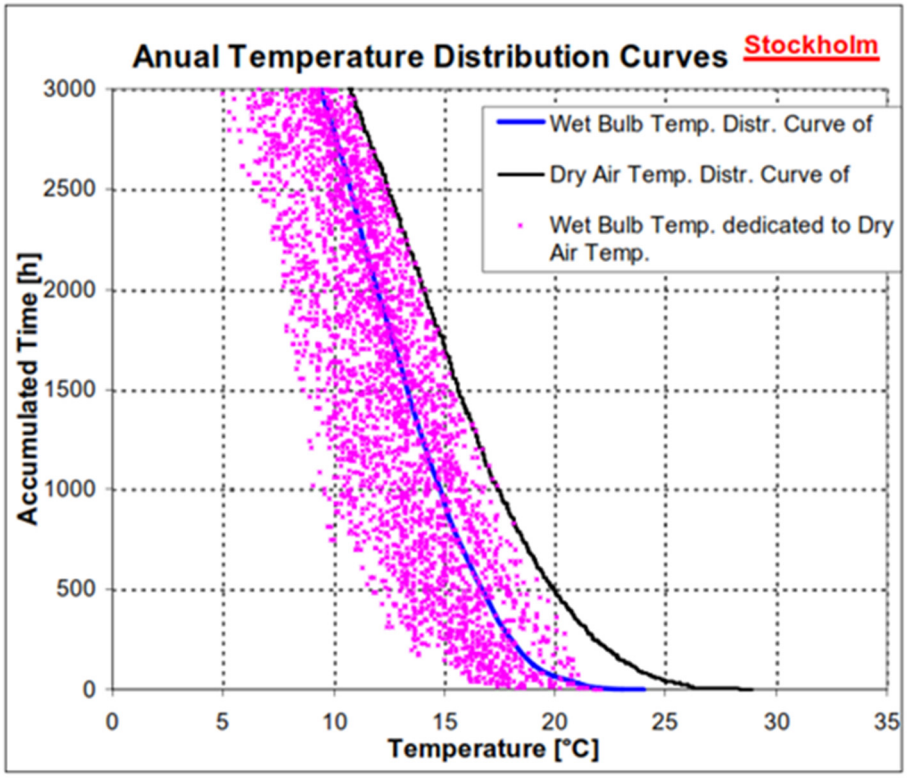


Figur 3.5.5 *Hybridsystem*

3.5.5 Kommentarer till kyldriften

Temperaturer som kan uppnås vid återkylning

Från rapporten Task 38 C-5 Heat Rejection hämtar vi ett diagram som visar sambandet mellan daggpunkt och torr lufttemperatur (Figur 3.5.6) för Stockholm. Punkterna (magenta) visar själva fördelningen av daggpunkten, i förhållande till en given torr lufttemperatur (punkterna förflyttade till vänster i förhållandet till punkterna på svarta linjen). Den blå kurvan visar varaktigheten för daggpunkten, den svarta varaktigheten för lufttemperaturen. T.ex. är varaktigheten för lufttemperaturer över 20ºC i Stockholm; endast 500 timmar, lika lång som varaktigheten för en daggpunktstemperatur över 17ºC. Detta indikerar att kylningen för bostäder, utan några speciellt tillkommande värmelaster, inte torde vara särskilt angeläget i Sverige (jämfört med t.ex. Madrid, där motsvarande värden är 2200 resp. 1600 h).



Figur 3.5.6 *Varaktigheten för torr och våt lufttemperatur i Stockholm.*

I Tabell 3.5.1 visas de temperaturer som typiskt kan nås med torra respektive våta kylsystem. Som framgår av tabellen, så finns det självklart ett problem med torra system där kyltemperaturer kan bli 35ºC och högre, de få dagar det är som varmast. Kyltemperaturen med våta torn blir då som mest 28ºC.

Tabell 3.5.1 *Typiska värden för möjliga kyltemperaturer i Stockholm*

Drifttimmar för torr luft > 20°C	h	482	
		Maximum	**Medel**
Torr lufttemperatur	°C	28,9	22,3
Daggpunkt	°C	22,1	16,8
Differens torrt-vått	°C	6,8	5,5
Kylvattentemperatur -torrt system (DT = 6°C)	°C	34,9	28,3
Kylvattentemperatur -vått system (DT = 6°C)	°C	28,1	22,8

Legionella-problematiken

Fall av spridning från bakterien Legionella Pneumophilia (LP) från öppna kylsystem har rapporterats. LP har den högsta tillväxten vid temperaturer mellan 35ºC och 46ºC, vid 60ºC dör bakterien inom 2 minuter och vid temperaturer mellan 70ºC och 80ºC, som används för desinfektion, dör den definitivt. Fuktiga miljöer, där det bildas slam, avlagringar, korrosionsprodukter och liknande, utgör en utmärkt grogrund för bakterierna. Fukt är en förutsättning för LP's överlevnad. Det finns olika metoder för att detektera förekomsten av LP, en standardmetod är användning av Dipslide för att mäta den totala aerobiska bakteriehalten i ett provglas. Om halten är över 10^4 cfu/l (colony forming unit per liter) bör åtgärder mot LP tillgripas. Bland sådana åtgärder finns bestrålning med ultraviolett ljus och silver- och kopparjonisering, vilket rekommenderats för mindre kylsystem och bedöms som tillräckligt.

I "Task 38 -Hygienic Aspect of Small Wet Cooling Towers" rekommenderas följande åtgärdsprogram, som beskrivs här i korthet (för fler detaljer; se referensen):

- Undvik att villkor uppstår som gynnar tillväxten av LP
- Minimera vatteninsprutningen så mycket som möjligt
- Förhindra att människor kan inandas luften från kyltorn.

I praktiken innebär dessa krav ett antal *passiva* åtgärder, som listas nedan:

- Enkel och säker tillsynsmöjlighet till kyltorn för inspektion och provtagning
- Regelbundet underhåll, rengöring och provtagning av det våta systemet
- Placera öppet kylsystem så långt som möjligt från luftintag till byggnaders ventilation och från offentliga platser
- Reducera spridning av vattendroppar med hjälp av effektiv ång-/droppspärr.
- Tillsätt även aktiva åtgärder, såsom UV-C desinfektionsanordning och/eller metalljoneriserande elektrolyssystem.

UV-C desinfektionslampor förekommer i olika effektklasser och är idag mycket vanliga i antibakteriell vattenbehandling av t.ex. dammar, avloppsvatten o.d.

Metalljon-metoden för desinfektion av vatten var känd redan i forna Egypten där man lagrade vatten i silverkärl för att bevara det rent. I praktiken gäller det att upprätthålla en koncentration av silver eller kopparjoner i vattnet på $1x10^{-9}$. Detta motsvarar ett elektrolyssystem som drar några mA ström (ca 0,5 W) för att åstadkomma balansen. Systemet finns på marknaden (ECONICS). Läs mer om detta i Task 38 Report: Hygienic Aspects.

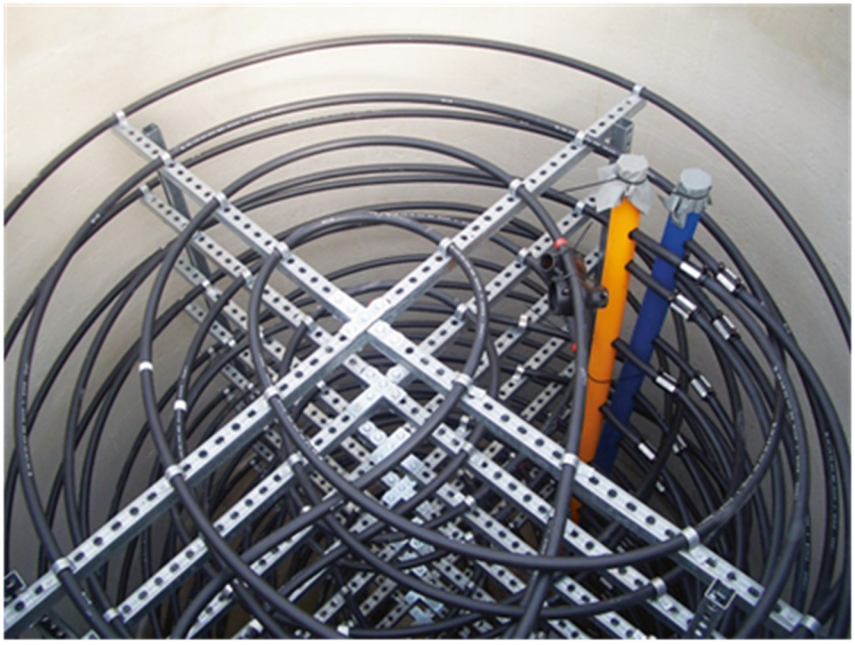
3.6 Kyllager

Om kylbehovet har stora variationer över dygnet (som i sin tur ger variationer i volymflödet) kan ett kyllager tjäna som utjämning av kylvattenbehovet genom att frikoppla lastens volymflöde från kylaggregatets. Därmed underlättas stabil drift av den värmedrivna kylmaskinen.

De flesta AKM system som har utvärderats inom Task38 har ett hetvattenlager för att jämna ut den varierande solvärmedriften, men endast små eller inga kyllager. Kyllager kan dock vara aktuella vid små kyllaster för att undvika start/stopp-drift av AKM. Köldlager i form av en kallvattentank förekommer oftast endast i liten skala; volym mellan 80 liter (som buffert eller hydraulisk växel för att jämna ut olika flöden) och 1000 liter. Experimentella anläggningar förekommer också, med fasomvandlingslager eller sorptionslager. I följande stycken visas några exempel på dessa.

3.6.1 Viessman -Islager för kylning och värmning, Tyskland

Det tyska företaget Viessman erbjuder ett kombinerat vatten/islager för användning i småhus (Figur 3.6.1). Systemet är tänkt att användas i kombination med luftkylda solfångare och värmepump. Skulle man vilja använda absorptionsvärmepumpar/kylmaskiner för ett sådant system, så kan man använda vatten/ammoniak system, som klarar att ta upp värme eller kyla så låga köldmedeltemperaturer som is ger. Ett system för småhus omfattar en istank på 12 m^3, vilket motsvarar ett energiinnehåll på 1000 kWh värme/kyla. Systemet är dimensionerat för att kunna ladda ur lagret med 17 kW, vilket innebär ca 60 h drift.



Figur 3.6.1 Viessmanns islager (utan is) för småhus (Foto: Viessman Media Service, www.viessmann.de)

3.6.2 Fasomvandlingslager, utvecklat av ZAE Bayern, Garching, Tyskland

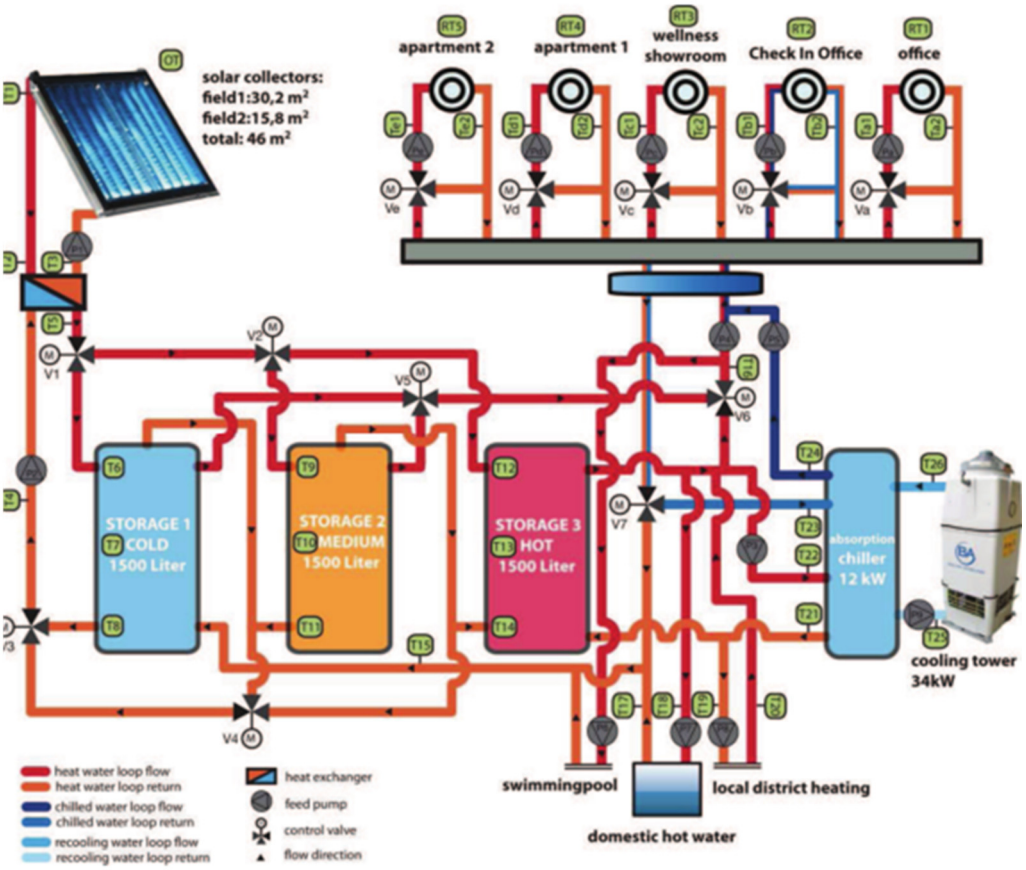
Här handlar det om ett fasomvandlingslager baserat på det klassiska materialet $CaCl_2.6H_2O$. Lagret är installerat i Task38 projekt ZAE kontorskylning i Garching, Tyskland (se Figur 3.6.2). Systemstorleken är 120 kWh i temperaturområdet 25-33ºC. Lagret använder 2 ton kalciumklorid med en smälttemperatur på 29ºC. Lagret används som återkylningslager, vilket innebär att det kan minska effektbehovet på kyltornet genom värmeupptagning dagtid och återkylning nattetid. Tidigare var det problem med cyklingsstabiliteten på materialet $CaCl_2.6H_2O$. Tydligen har man nu övervunnit dessa problem då man har kört nästan tusen cykler med bibehållen effektivitet på lagret. Lagret är baserat på standardkomponenter, med kapillärrör för 12 m^2 värmeväxlare som monterats i en ca 1,5 m^3 plasttank.

I framtiden kan kyllagring i fasomvandlingsmaterial få allt större betydelse. Den latenta värmeeffekt, som fasomvandlingen medför, innebär att lagringsvolymen kan reduceras kraftigt i jämförelse med en kylvattentank.

Figur 3.6.2 Kapillärtubvärmeväxlare för ett kalciumklorid-fasomvandlingslager.

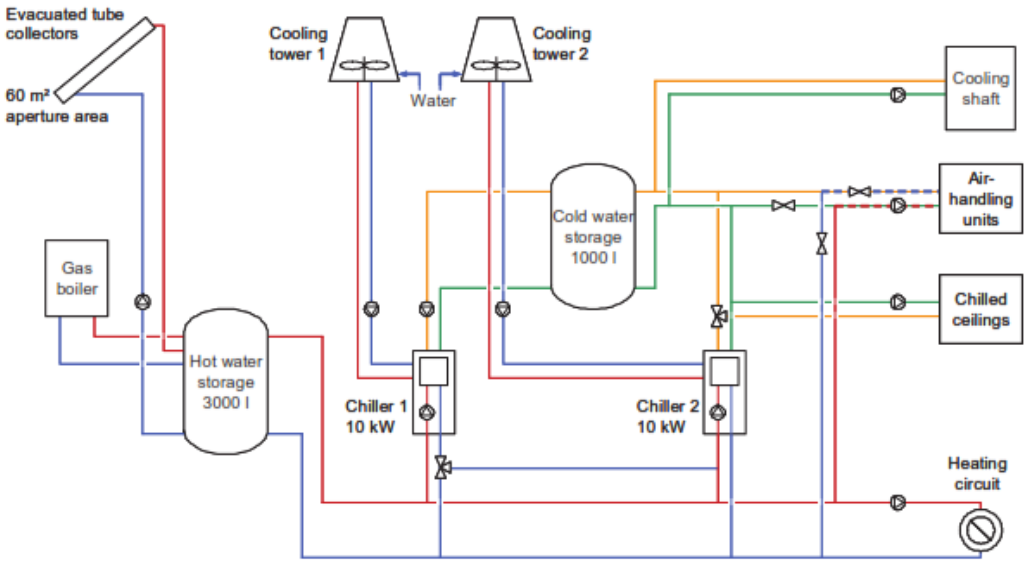
3.6.3 Kallvattenlager för värme och kyla i Task 38 projekt Gröbming, Österrike och Butzbach, Tyskland

I Gröbming användes ett vattenvärmelager på 3 x 1,5 m3, främst för att lagra solvärme., se Figur 3.6.3. De tre tankarna är kopplade i serie, för att på så sätt uppnå en skiktning motsvarande de tre temperaturzonerna HT, MT och LT. Detta innebär att den tredje tanken ligger på kylsystemets temperatur, samtidigt som den matar solfångarna med kallt vatten. Det totala systemet är mycket komplext och har relativt låg effektivitet, men det visar möjligheten med vattentankar som kombineras för såväl värme- som köldlagring. Med fjärrvärme som drivsystem behövs knappast några värmelager, men en kallvattentank kan ändå tänkas vara behövligt för att undvika start/stopp-situationer vid låga kyllaster som inte tillåter kontinuerlig drift av AKM. (I sådana fall bör man analysera, om inte en mindre KKM är en bättre lösning för låglastdrift än ett kyllager).



Figur 3.6.3 Systemschema för AKM anläggningen i Gröbming. Diagrammet visar hur de tre värmelagren är kopplade och att lager nr. 1 ligger på den kalla sidan.

Ett rent kallvattenlager på 1 m^3 används i Butzbach, Tyskland se Figur 3.6.4. Lagret är direktkopplat mot AKM för att användas som driftutjämning. Det framgår dock inga detaljer om vilken nytta lagret gjorde i praktiken. Som framgår av figuren är lagret kopplat endast till den ena av två parallellkopplade kylmaskiner, vilket innebär att det används för leverans av kyla vid låg last. I en sådan användning gör den också mest nytta. En vattentank på 1000 l, med en temperaturspridning på 4 grader, ger ju inga långa drifttider; lagerinnehållet är ca 4,5 kWh, dvs. vid en minimilast på uppskattnings vis 2 kW klarar man drygt 2 h låglastproduktion.



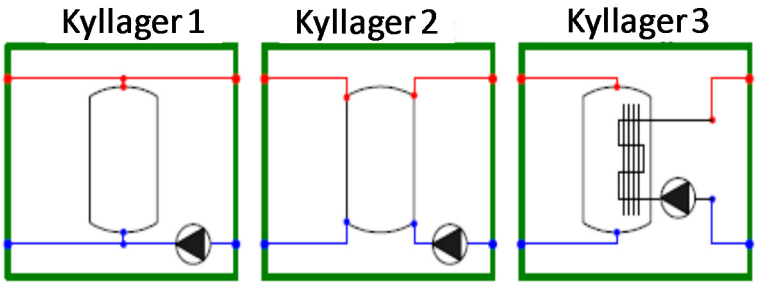
Figur 3.6.4 Systemschema för anläggningen i Butzbach. Här ligger köldtanken direktkopplad till en AKM som även används för dellastkörning.

3.6.4 Huvudsakliga inkopplingsprinciper för kylvattenlager

Eftersom det vanligaste är att kylvattnet används som lagringsmedium, så redovisar vi några alternativa inkopplingsprinciper för ett kylvattenlager i Figur 3.6.5.

Lagret laddas antingen direkt ("kyllager 1" och "2") eller via intern värmeväxlare ("kyllager 3"). För "kyllager 1", med direkt koppling mellan kylvattenproduktion och last, kan kyllagret förbikopplas. Följaktligen minskar genomströmningen av kylvattenflöde och man undviker blandning av lagringsvolymen. För ”kyllager 2”, kommer däremot flödet alltid att passera kyllagret. Konfigurationen "kyllager 3" ger en temperaturförlust mellan primär och sekundär kylvattenkrets och rekommenderas därför inte.

En hydraulisk separation av kretsarna med en värmeväxlare kan dock krävas om islagring ska tillämpas (se avsnitt 3.6.1) eller om man vill ha olika kylmedium i AKM-kretsen och distributionskretsen.

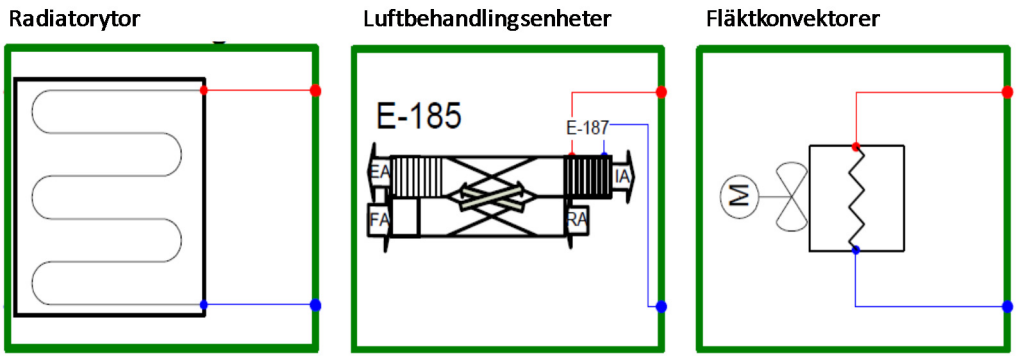


Figur 3.6.5 Olika typer av kyllagerinkoppling mellan kylmaskin och last (källa: Task 38 Generic Systems, 2009)

3.7 Typiska kylsystem

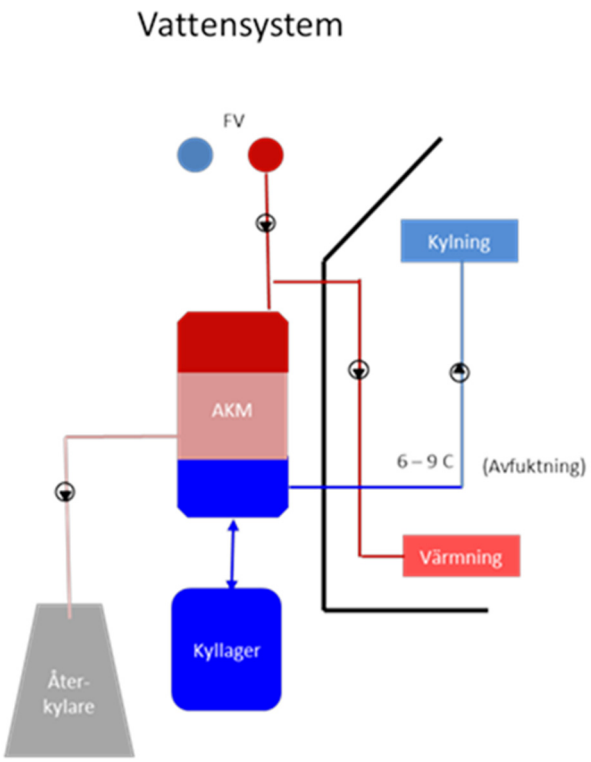
Det viktigaste beslutet beträffande val av systemlösning för kylsystem gäller om man ska ha luft eller vatten som distributionsmedium. I nybyggnation kan man ofta tänka sig luftburen kyla eftersom man kan ta med det i planeringen från början. I befintlig bebyggelsen finns det ofta inte plats för ventilationskanaler och byggnaden är oftast inte tillräckligt lufttät för att ett effektivt luftdistributionssystem ska åstadkommas. I avsnitt 4.5.1 har vi presenterat ett beslutsschema för olika möjliga systemlösningar. I det här avsnittet presenteras de grundläggande lösningarna.

För överföring av kyleffekten till fastigheten finns några huvudsakliga installationstyper, se Figur 3.7.1. För varje huvudtyp finns ett antal variationer. För kylning och avfuktning av rumsluften kan antingen luftbehandlingsaggregat eller fläktkonvektorer väljas. För avfuktning krävs kylvattentemperaturer under tilluftens daggpunkt. Om endast sensibel kylning behövs, så kan system med kylda radiatorytor (t.ex. kylbafflar) och en högre köldbärartemperatur vara tillräckligt. Samma anläggning kan då även användas för uppvärmning under vintersäsongen. Förutom traditionella radiatorelement kan radiatorytor bestå av t.ex. slingor i golv eller tak.



Figur 3.7.1 Sekundära system för kylning av inomhusluft (bild hämtad från Task 38 Generic Systems).

3.7.1 Vattenburna system

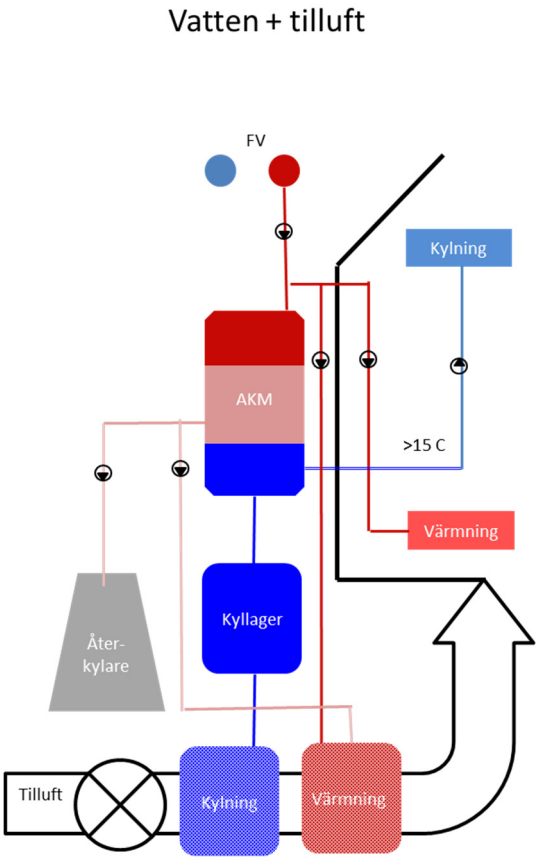


I byggnader, där det inte finns separat ventilationsluft, finns det rena kallvattensystem för rumskylning. För att uppnå avfuktning av rumsluften behövs låga distributionstemperaturer, lägre än 9ºC. Här kommer renodlade absorptions- eller adsorptionskylmaskiner till användning. I Figur 3.7.2 visas en sådan lösning, som drivs av fjärrvärme. Fjärrvärmen levererar antingen värme (och varmvatten) vintertid eller kyla (och varmvatten) när det finns behov för kylning. Kylan överförs t.ex. via kylbafflar eller fläktkonvektorer i taket (se t.ex. Figur 3.7.1).

Figur 3.7.2 *Vattenbaserad kyldistribution*

3.7.2 Tilluft + Vattensystem

I byggnader, där det endast finns tilluftventilation, är det lämpligt att installera ett system för värmning och kylning av tilluften. I ett sådant fall kan en del av återkylningsvärmen användas för eftervärmning av tilluften efter avfuktningen (Figur 3.7.3). På så sätt reduceras behovet av återkylningseffekt för kylproduktionen. Om ventilationsluften inte klarar hela kylbehovet, kan kompletterande kylning ske m.h.a. kylbafflar i taket.



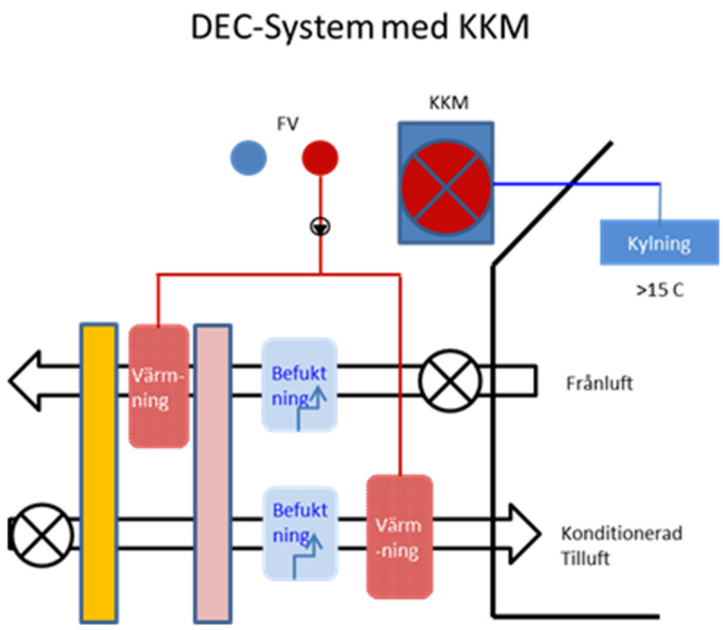
Figur 3.7.3 *System för värmning och kylning av tilluft och kyllast*

3.7.3 Till- och frånluft + Vattensystem, KKM

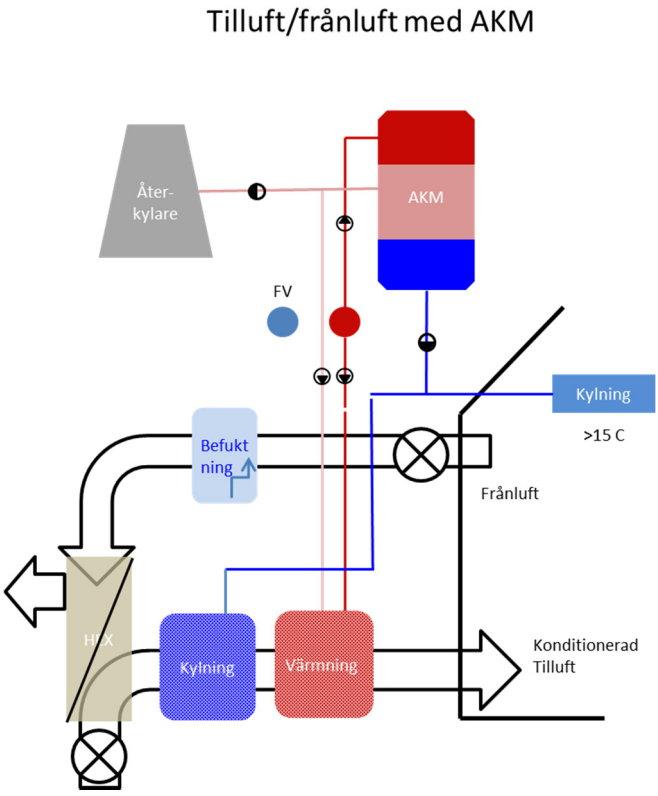
Finns det ett fullständigt balanserat till- och frånluftsystem i byggnaden, så är en sorptiv DEC-anläggning lämplig, enligt Figur 3.7.4. Regenerering av sorptionsaggregatet kan ske med fjärrvärme. Även här kan en extra takkylning behövas, om ventilationsflödet är för litet för att tillgodose hela kylbehovet. I det här exemplet valdes en kompressionskylmaskin, eftersom den kan arbeta mycket effektivt pga. de höga kyltemperaturerna.

Om ventilationsluftflödet är tillräckligt för att tillgodose hela kyllasten, kan KKM-delen utgå.

Eftersom detta system höjer den relativa fukthalten i luften, så är denna kylmetod inte lämplig för lokaler med verksamhet med krav på låg luftfuktighet, som t.ex. vissa lagerlokaler, tablett- eller livsmedelstillverkning, datahallar eller arkiv/museer.



Figur 3.7.4 Kombinerat DEC KKM system förbyggnader med balanserad till-/frånluft ventilation

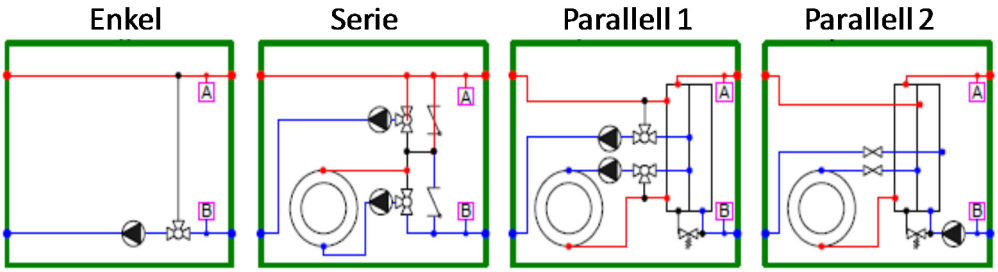


För lokaler med krav på låg luftfuktighet (se ovanstående stycke) kan systemlösningen åstadkommas med hjälp av en AKM (Figur 3.7.5). Återkylningen används som i systemet för endast tilluft för återvärmningen av tilluften. Frånluften värmeväxlas efter befuktning mot tilluften.

Figur 3.7.5 AKM system förbyggnader med balanserad till-/frånluft ventilation

3.8 Byggnadens kyldistributionssystem

För kylvattendistribution till de olika kylinstallationer som visas i Figur 3.7.1, är olika hydrauliska konfigurationer möjliga (Figur 3.8.1): En vanlig lösning, för justering av drifttemperaturen hos kylaggregatet, är shuntning mellan kylvattenframledning och returledning (”Enkel”). I distributionssystem kopplas oftast kylaggregat av samma typ parallellt för att säkerställa att de har likvärdiga driftsförhållanden. I figurerna illustreras den andra lasten med två koncentriska cirklar. I konfigurationen "parallell 1" har varje krets varsin pump och shuntventil. För varianten "parallell 2" betjänar huvudcirkulationspumpen hela kylvattensystemet. Effekten justeras med hjälp av tvåvägsventiler som reglerar flödet i respektive krets. Om kylare av olika slag, med olika krav på kylvattentemperatur, skall användas, finns möjlighet till en seriekoppling ("Serie"), vilket möjliggör stegvis utnyttjande av kyleffekten. Detta ger, i sin tur, möjlighet till högre kylvattenreturtemperatur, vilket höjer prestanda och kapacitet på kylaggregatet.



Figur 3.8.1 Principskisser av olika inkopplingsalternativ för kylvattendistribution. Kyllasten inkopplad till vänster och AKM till höger. [B] representerar kylkretsens framledning och [A] dess returledning (Task 38 Generic Systems)

3.9 Soldriven kyla

Som redovisades i avsnitt 3.2, så kommer en stor del av informationen från IEA SH&C Task 38. Det vill säga; de här beskrivna systemen var ursprungligen framtagna för solvärmetillämpningar. I de demonstrationsprojekt som genomfördes är endast ett projekt, vid företaget Solid i Graz, anslutet till ett fjärrvärmenät som då också levererar tillsatsvärme för kylproduktionen (se avsnitt 5.2). I ett annat projekt, i Gleisdorf, produceras, samtidigt med kylan, närvärme som distribueras till närliggande byggnader. De övriga projekten från Task 38, och de flesta solvärmedrivna kylprojekt, är inte fjärrvärmeanslutna, utan använder gas eller biomassa som värmekälla. Men det finns också många system där ingen hjälpvärme finns, utan systemet går endast på solvärme, eftersom när solen skiner är även kylbehovet störst.

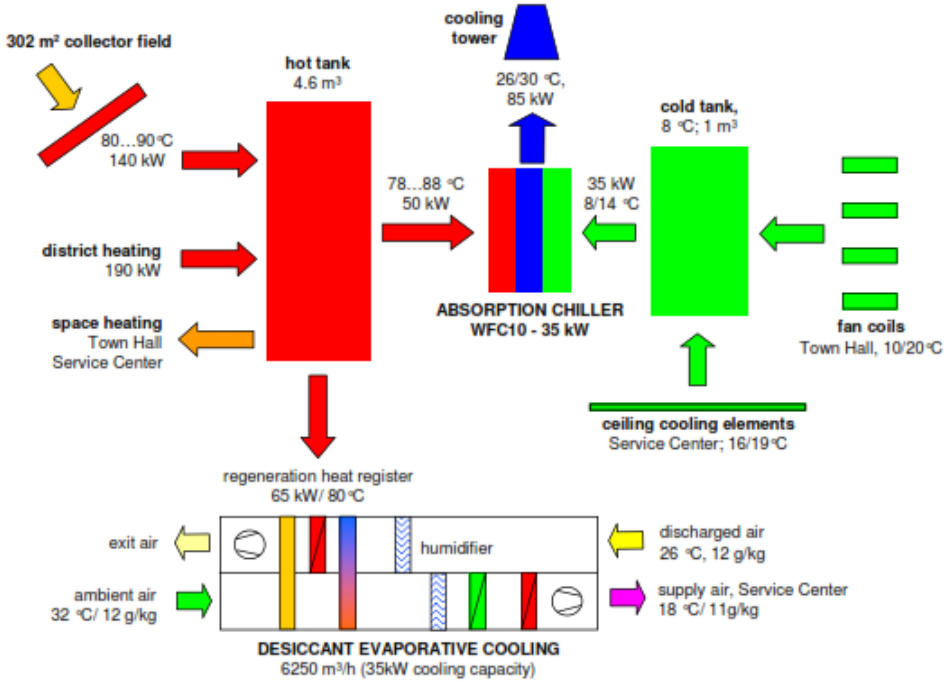
Nu kan man naturligtvis argumentera, att en kombination av fjärrvärme med solvärme inte är meningsfull, eftersom syftet med fjärrvärmedriven kyla är ju att utnyttja billig värme under sommartid. När nu fjärrvärme, till en stor del, är baserad på förnybar energi och dessutom till en del kommer från kraftvärmesystem, såsom fallet är i Sverige, så är det svårt att argumentera att solvärmetillskottet skulle reducera den fossila primärenergiandelen. Det kan t.o.m. vara tvärtom; att solvärmen slår ut miljövänlig kraftproduktion och *ökar* den fossila primärenergiandelen. Vad som är bäst avseende primärenergianvändning kan bara besvaras från analyser i varje enstaka tillämpning.

Syftet med det här avsnittet är att visa ett exempel med en solvärmedriven kylmaskin som även kan vara av intresse för svenska applikationer. Vid sidan om den ovan omnämnda, och i avsnitt 5.4 beskrivna anläggningen Feistritzwerke, finns det en annan klimatanläggning i Gleisdorf; i stadshuset . Denna anläggning är ansluten till Gleisdorfs fjärrvärmenät och beskrivs i ett EU-projekt (Thür, A., Vukits, M., 2011).

I projektet ingår 302 m^2 (140 kW) solfångare som matar till en varmvattentank på 4.6 m^3. Vidare finns även en fjärrvärmecentral med en installerad effekt på 190 kW ansluten till systemet. Värmen från tanken går till två kylsystem. Dels till ett DEC-system för luftbehandling till Stadshuset, med tillhörande kontorsavdelning (65 kW värmebehov för regenerering av DEC-systemet), dels till en AKM från Yazaki (35 kW kyla) för kompletterande kylning av kontorsavdelningen (via ett kylbaffelsystem installerat i kontorsavdelningens innertak). I stadshuset används aerotemprar för tillskottskylningen. Vidare levererar solvärmesystemet även rumsvärme vintertid och varmvatten året runt. Ett systemschema framgår av Figur 3.9.1. Totalt betjänar systemet 2500 m^2 lokalyta. En kallvattentank på 1 m^3 på 8ºC används som buffert för kyla. Själva kyldistributionen sker vid nominellt 16/19ºC, Aerotemprarna är på 10/20ºC. Kylsystemet arbetar således med två temperaturnivåer, vilket innebär att för lagret får man välja den lägre nivån. DEC-systemet klarar att sänka rumstemperaturen från 26 till 18ºC vid ett fukthalt på 12 g/kg luft. Förutom DEC är AKM-systemet det enda installerade systemet, det finns ingen KKM som backup eller för mindre laster.

Som solfångare finns två varianter installerade; dels solfångare på kontorshusets tak; dels 14 stycken fristående solfångare à 9,6 m^2 som betecknas som ”solträd”, se

Figur 3.9.2 a och b. De är högeffektiva plana solfångare med en arbetstemperatur runt 80ºC.

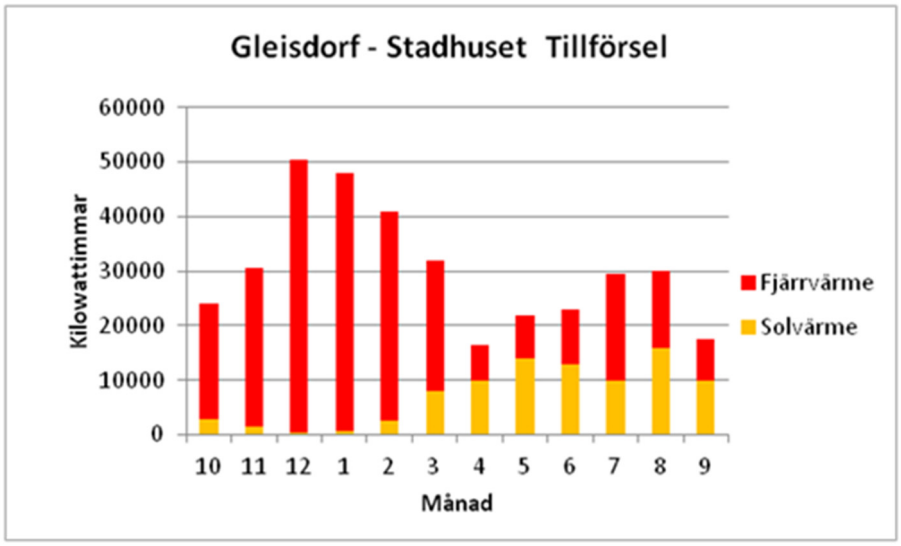


Figur 3.9.1 Energi-flödesschema för ett kombinerat solvärme/fjärrvärmesystem i Gleisdorf, AT. (Thür, Vukits, High-Combi, 2011).

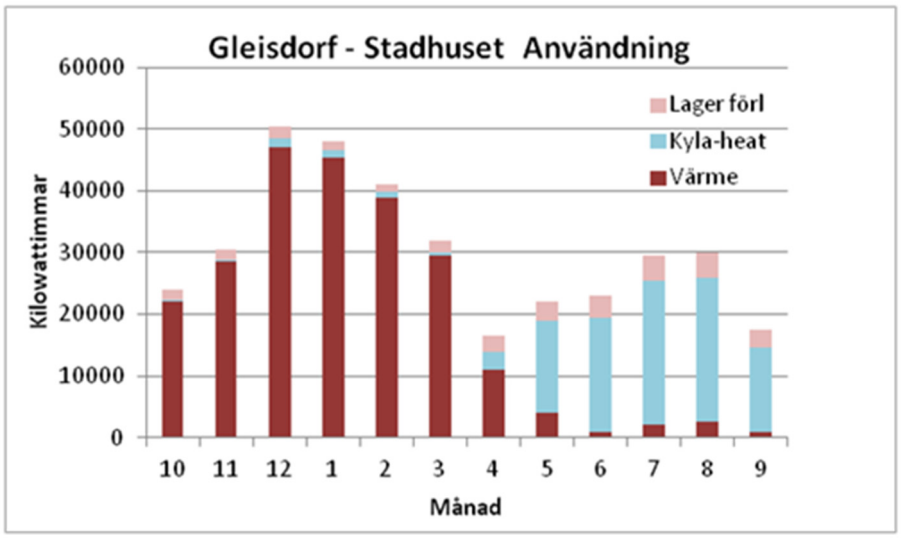
Figur 3.9.2 a, b Solfångare för kyl-/värmeanläggningen i Gleisdorf Stadshus: a) ”Solträd”, b) Takinstallation.

Energitillförseln och energianvändningen framgår av Figur 3.9.3 och Figur 3.9.4. Helårets (oktober 2010- september 2011) energianvändning för värme, kyla och tappvarmvatten (TVV) inklusive värmeförluster var 364 500 kWh, varav 89 500 kWh (24,6 %) levererades av solen. På användningssidan gick 233 000 kWh till värme (varav 4000 kWh tappvatten), 101 300 kWh till kylning och 30200 kWh tillvärmeförluster, främst från värmelagret. Som det syns av båda figurerna, är solens täckningsgrad över 50 % under sommarmånader och, som bäst i detta projekt; 64 %.

I det här exemplet behövs alltså också fjärrvärme sommartid, fast i reducerad omfattning. För att bedöma, om en solvärmeanläggning överhuvudtaget är ekonomiskt och ekologiskt motiverbar, krävs en systemanalys i varje enstaka fall.



Figur 3.9.3 *Energitillförsel för anläggningen Stadshus Gleisdorf*



Figur 3.9.4 *Energianvändning för anläggningen Stadshus Gleisdorf*

3.10 Verkningsgrader

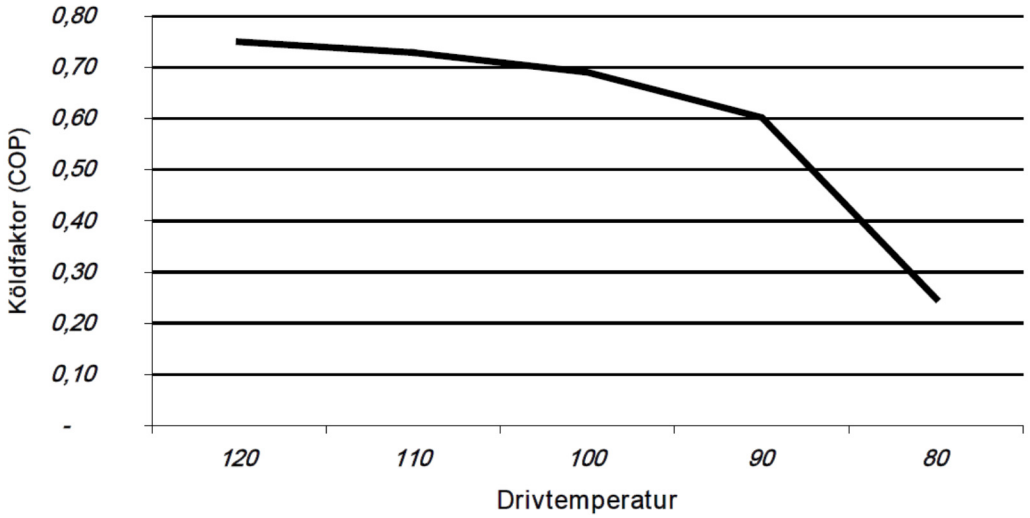
Hur verkningsgraden för en värmedriven kylmaskin anges beror på var systemgränsen går och om man betraktar dimensionerande driftfall eller genomsnittlig verkningsgrad över tid.

Precis som för en kompressionskylmaskin så finns en ideal verkningsgrad COP (= Coefficient of Performance) för en absorptionsmaskin; den verkningsgrad maskinen skulle ha om all värmeöverföring vore ideal, dvs. helt reversibel (COP_{rev}), kan beräknas enligt Ekv. **3-1**:

$$\boldsymbol{COP_{rev} = \frac{\dot{Q}_{kyla}}{\dot{Q}_{Gen}} = \left(1 - \frac{T_O}{T_D}\right)\left(\frac{T_L}{T_O - T_L}\right)} \quad \text{Ekv. 3-1}$$

Där
T_O = Omgivningens temperatur, K
T_D = Drivtemperatur (temperaturen hos värmekällan), K
T_L = Temperatur på kylt medium, K
$\dot{Q}_{kyla}$= producerad kylenergi per tidsenhet
$\dot{Q}_{gen}$= tillförd drivenergi per tidsenhet

Omgivningstemperaturen i den ideala processen av ekv. 1 är den temperatur till vilken återkylningsprocessen refererar. I praktiken är det viktigt, att kondensortemperaturen blir så låg som möjligt och därmed temperaturdifferensen mellan kondensor och köldmedlet i kylkretsen blir så liten som möjligt.



Figur 3.10.1 Köldfaktor som funktion av drivtemperatur för maskin designad för 120°C (Martin, Setterwall, 2013)

När det handlar om kylmaskiner finns dock olika uttryck för verkningsgraden, vilka ofta används parallellt; vanligast förekommande är COP, EER (eller SEER) samt köldfaktor. Gemensamt är att angivna verkningsgrader alltid gäller för ett angivet lastfall, där temperaturer och flöden i processen har stor betydelse. Även dellastsituationen, dvs. hur stor del av maxeffekt som maskinen körs med, är ofta avgörande.

För de maskiner som analyserats i denna rapport har vi haft tillgång till verkningsgrader (eller samband för dessa) som funktion av olika driftparametrar såsom temperaturer eller volymflöden på fjärrvärmesidan, på kylsidan eller på återkylningskretsen. De högsta COP uppnås vanligtvis vid nominell last.

I denna rapport använder vi, för det mesta, uttrycket COP för att beskriva såväl termiska som elektriska verkningsgrader .

Beträffande verkningsgrader som man kan uppnå i praktiken, när alla komponenternas interna verkningsgrader är inkluderade, pratar man oftast om EER (Energy Efficiency Ratio) och, i medelvärdet över en säsong, även om SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio):

$$\boldsymbol{SEER_{th}} = \frac{\int_{t_0}^{t_1} \dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{kyla}}}{\int_{t_0}^{t_1} \dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{Drivvärme}}} dt. \qquad \text{Ekv. 3-2}$$

Vid sidan om den termiska verkningsgraden är även den totala elektriska verkningsgraden en viktig faktor. Kompressorkylmaskinerna uppvisar ju ofta en verkningsgrad COP_{el} >3. Det innebär att den elektriska verkningsgraden, dvs. kvotienten av den producerade kylan dividerad med all tillförd elektrisk hjälpenergi måste bli betydligt större än 3, helst större än 10, för att en värmedriven kylmaskin ska bli intressant.

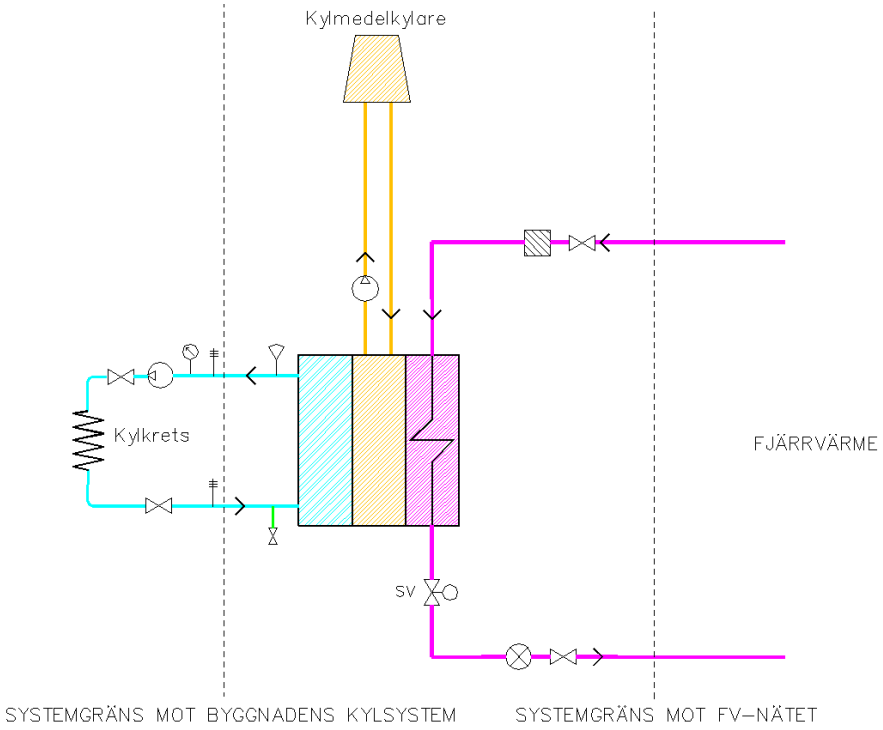
I sammanhanget blir det viktigt med systemgränsen av vad som inkluderas i den elektriska verkningsgraden. En illustration av systemgränsen ges i Figur 3.10.2.

Därmed kan den momentana elektriska verkningsgraden EER_{el} skrivas

$$\boldsymbol{EER_{el}} = \frac{\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{kyla}}}{\sum_i \boldsymbol{P_{el,i}}} \qquad \text{Ekv. 3-3}$$

$\dot{P}_{el,i}$ är den elektriska effekten av en enstaka hjälputrustning, såsom cirkulationspump eller fläkt. För en hel säsong kan man definiera säsongsintegrala $SEER_{el.}$ -faktorer motsvarande Ekv. **3-2**:

$$\boldsymbol{SEER_{el}} = \frac{\int_{t_0}^{t_1} \dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{kyla}}}{\sum_i \int_{t_0}^{t_1} \boldsymbol{P_{el,i}}} \boldsymbol{dt.} \qquad \text{Ekv. 3-4}$$



Figur 3.10.2 Systemgränser för beräkning av COP_{el} för en värmedriven kylmaskin.

De ovan definierade storlekarna som, enligt ekvationer 2-4, karakteriserar en kylmaskin eller ett kylsystem, säger dock ingenting om kvaliteten i processen med hänsyn till miljön. Vad det gäller EER_{el} så jämför man dessutom två olika energiformer: värme och el. Det har därför blivit vanligt att införa begreppet *Primary Energy Ratio PER*, definierad som relationen mellan den levererade kylan och den primära energianvändningen för att driva kylprocessen över en given tidsperiod. För enkelhetens skull är den integrerad över en hel säsong.

För den termiska energin i kylprocessen gäller:

$$PER_{th} = \frac{Q_{kyla}}{Q_{gen}} \cdot \frac{Q_{gen}}{PE} = SEER_{th} \cdot \eta_{värmekälla} \qquad \text{Ekv. 3-5}$$

Och motsvarande gäller för den elektriska säsongsverkningsgraden:

$$PER_{el} = SEER_{el} \cdot \varepsilon_{elnät} \qquad \text{Ekv. 3-6}$$

I vårt fall är faktorn $\eta_{värmekälla}$ fjärrvärmens primärenergifaktor, som beror på lokala omständigheter, och kan vara större eller mindre än 1. Faktorn $\varepsilon_{elnät}$ är primärenergifaktorn för elproduktionen, vilken också är en varierande storlek beroende på den lokala eller nationella elförsörjningssituationen (t.ex. 0,4). Ekvationerna för PER används när det gäller miljöbedömningar, t.ex. vid jämförelsen av absorptionskylmaskiner med kompressordrivna kylprocesser.

4 ERFARENHETER FRÅN IEA SH&C TASK 38

4.1 Bakgrund

Inom the IEA-programmet Solar Heating and Cooling (IEA SH&C) pågick under åren 2006-2010 ett utvecklingsprogram för solvärmedriven kylning i mindre och medelstora kylsystem; känt under namnet IEA SH&C Task 38, i denna rapport kort kallat *Task 38.* [Ref Task 38, 2006]. I dessa system genereras kyla i första hand med solvärme, som dock behöver uppbackning från konventionella värmesystem. Solvärmens temperaturområde ligger lägligt oftast mellan 60 och 80°C, dvs. i samma temperaturområde som fjärrvärmesystem oftast körs på under sommaren. Detta innebär att dessa system passar perfekt att användas även inom fjärrvärme. I IEA-programmet Task 38 deltog sammanlagt 55 partner från 13 deltagande länder; representanter från forskning och industri samt från användarsidan.

Huvudsyftet med Task 38 var att påskynda marknadsintroduktionen av soldriven kylning, vilket är en utmärkt solenergianvändning, eftersom kylbehov och solvärme ligger perfekt i fas. Vidare finns en växande marknad för kylning, vilket underlättade introduktionen av standardiserade, prefabricerade kylmaskiner i storleksklassen 5-20 kW. Men även för effektklasser över 20 kW såg man en växande marknad, och därför fanns som nästa mål att ta fram standarder och riktlinjer för rätt installation och drift av större system. Arbetet, som pågick i över fyra år, resulterade i flera rapporter som var och en innehåller mycket information över tekniken, användningen och problematiken för solvärmedrivna kylmaskiner. En sammanställning av dessa rapporter ges i referenslistan (kapitel 10) i slutet av rapporten. En viktig del i arbetet inom Task 38 var att bygga demonstrationsanläggningar baserade på olika fabrikat av kylmaskiner och att utvärdera dessa på ett jämförbart sätt för att kunna dra relevanta slutsatser över drift, effektivitet och ekonomi. Några viktiga erfarenheter från detta projekt sammanfattas i de följande avsnitten.

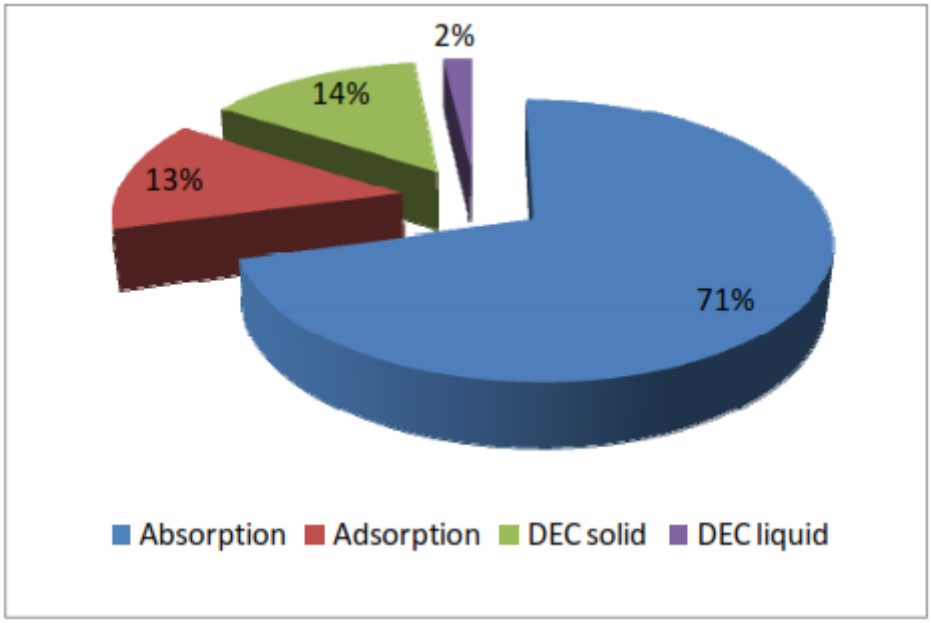
4.2 Anläggningar

En lista med alla demoanläggningar som ingick i Task 38 finns i Tabell 4.2.1. Dessa system blev noggrant utvärderade och drifterfarenheter är dokumenterade för 10 av dessa (se Task 38, Monitoring, 2011). Ur tabellen framgår att det, i första hand, rör sig om tre teknologier som användes i mindre system: Absorption av vatten i litiumbromid (LiBr), absorption av ammoniak (NH_3) i vatten samt adsorption av vatten i kiselgel eller zeoliter. Av tabellen framgår också att de flesta små maskiner används vintertid som värmepumpar för värmeproduktion, vilket kompletterar användningen av maskinen på ett effektivt och lönsamt sätt.

Task 38 har även utgivit en rapport för system >20kW, de blev dock inte utvärderade på samma sätt utan man nöjde sig med statiska sammanställningar för dessa. En intressant uppgift ur denna rapport [Task 38, Commissioning, 2009] finns som tårtdiagram i Figur 4.2.1, där den procentuella fördelningen bland de olika systemen i effektstorlekar mellan 20 kW och 300 kW visas.

Tabell 4.2.1 *Utvärderade mindre anläggningar från Task 38.*

Namn	Användning	Land	Typ	Fabrikat	Eff. kW	Drivtemp °C	Användning (rumsarea)	AKM även för värme?	System Återkylare
Sattledt	Kontor	AT	H_2O/LiBr	EAW	15	85	AC 150 m^2	Värme	vått öppet
Gröbming	Kontor	AT	NH_3/H_2O	PINK chilli	12	80	AC 700 m^2	Värme	vått öppet
Graz	Solid Kontor	AT	H_2O/LiBr	YAZAKI	17,5	88	AC 435 m^2	Värme	hybrid
Wien	Stadskontoret	AT	Kiselgel	SorTech	7,5	65-70	Aerotemp	Värme	torrt med insprutning
Gleisdorf	Kontor	AT	NH_3/H_2O	PINK chilli	19	85	AC 1000 m^2	Värmelager	vått öppet
Maclas	Kontor	F	H_2O/LiBr	Sonnenklima	10	75	AC 210 m^2	Värme	torrt
Perpignan	CNRS-Kontor	F	Kiselgel	SorTech	7,5	75	AC 180 m^2	Värme	torrt med insprutning
Chambery	INES-kontor	F	H_2O/LiBr	ROTARTICA	4,5	80	AC 21 m^2	Värmelager	borrhål
Butzbach	Skola	D	H_2O/LiBr	Sonnenklima	2x10	70	AC 335 m^2	Värme	vått öppet
Freiburg	Personalkök	D	Kiselgel	SorTech	7,5	75	AC 42 m^2	Värme	borrhål
Garching	Kontor	D	H_2O/LiBr	Sonnenklima	10	92	AC 400 m^2	Värme + VV	torrt + latent kyllager
Berlin	Kommers	D	H_2O/LiBr	Sonnenklima	11	80	AC 120 m^2	Nej	torrt
Zaragoza	Skola	ES	H_2O/LiBr	ROTARTICA	4,5	80	AC 216 m^2	Nej	torrt och borrhål



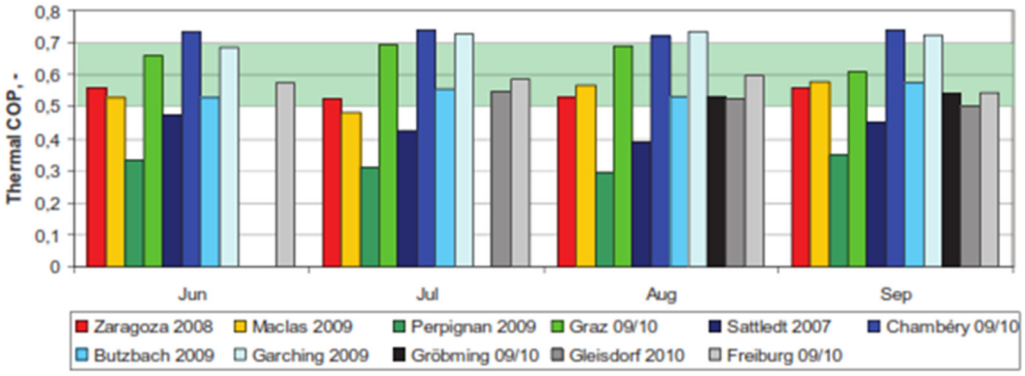
Figur 4.2.1 Fördelningen av kyltekniker för byggnadsnära termiskt drivna kylmaskiner i storlek 20 – 300 kW (Task 38, 2009).

Förutom absorptionsmaskiner och adsorbtionsmaskiner som levererar kylt vatten så finns det, i rumsklimatiseringssammanhang, även desiccantsystem (DEC) som kyler luftströmmen direkt (ett känt sådant system är t.ex. Munters DesiCool). Se även kapitel 3 ”Tekniker för värmedriven kyla”.

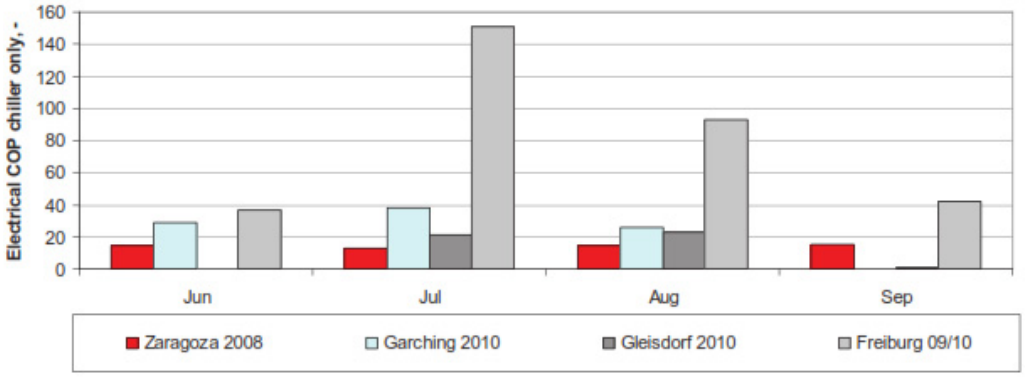
4.3 Effektivitet i Task 38 anläggningar

Resultaten från utvärderingen av de små anläggningarna är sammanställda i rapporten Monitoring Results [Task 38 D-A3b, 2011]. Tack vare den grundliga utvärderingen finns det här en viktig erfarenhetsbank, från vilken vi vill sammanfatta de viktigaste resultaten.

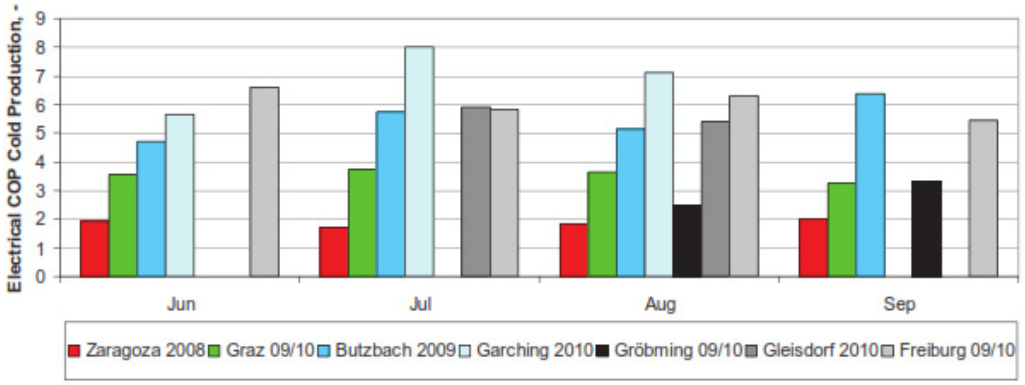
De utvärderade maskinernas COP varierar en hel del (se diagram nedan). Anledningen är främst olikheter i planering och diverse driftproblem. Huvudslutsatsen är att maskinerna i Perpignan och Sattled är överdimensionerade och arbetar, största delen av året, på dellast -med sämre COP som resultat.



Figur 4.3.1 Termiska COP över utvärderingsperioden för några av de undersökta Task 38-maskinerna.



Figur 4.3.2 *Kylmaskinens egna (interna) COP$_{el}$.*



Figur 4.3.3 *Systemens totala elektriska COP$_{el}$*

Figur 4.3.3 visar systemens totala elektriska COP$_{el}$ (solfångare ej inkluderade), alltså inklusive cirkulationspumpar och kyltornsfläkt. Här framgår det att vissa maskiner har alldeles för låga COP-värden (lägre än 3 betyder en verkningsgrad sämre än en kompressormaskins). Anledningen är de olika mindre cirkulationspumpar som inte dimensionerats efter det verkliga behovet, utan efter vad man trodde var bra -för att

ligga på den ”säkra sidan”. Ett annat problem är dellastdrift. I många system var man vid tidpunkten för utvärderingen inte medveten om att man borde styra dellasten genom att reducera flödet (generatorflödet eller/och flödet genom återkylaren). Denna insikt fick man först som resultat från dessa utvärderingar.

För de i Figur 4.3.3 redovisade systemen kan man även definiera en primärenergibesparingsfaktor Den beror dock mycket på de lokala förhållandena, dvs. lokala primärenergifaktorer för el och värme samt typ av hjälpanläggning och bränslet som används. Om man endast tar hänsyn till sommarens användning för kylning och bortser från solvärmedelen och hjälpvärmesystemet så kan man, på ett förenklat sätt, konstatera att det behövs en COP_{el} >3-4 för att primärenergibesparingen ska vara positiv.

Sammanfattningsvis kan man konstatera att de flesta anläggningar fungerade väl, men att många skulle vinna på att ses över, vad gäller pumpanvändning och reglering. En viktig synpunkt är att driftövervakning är en nödvändig beståndsdel i själva driftoptimeringen.

4.4 System för återkylning och byggnadens kylsystem

Följande synpunkter vad gäller drift och planering av återkylningssystemet framgår av Task 38-rapporten Monitoring [2011].

- Kylning av överskottsvärme: kyltorn i installationerna behövde ofta för mycket el och kunde i vissa fall inte köras på dellast. I vissa fall var anledningen att kyltornet var överdimensionerat och inte kunde varvtalstyras.
- Våta kyltorn för låga effekter är relativt dyra och behöver oproportionerligt högt underhåll. Torra kyltorn behöver mer el och har ofta återkylningstemperaturer som är för höga för solvärmedrivna kylaggregat. Hybridsystem (torr/våt) verkar vara en lovande lösning, men de få system som finns på marknaden är ännu inte anpassade för att kombineras med värmedrivna kylaggregat och är förhållandevis dyra.
- Ett annat problem var att själva husets kylsystem inte matchade maskintypen. Så var fallet i Gleisdorf -projektet, där kylsystemet var projekterat för 16/19 °C, men maskinen för 9/17 °C. Detta medförde blandningsförluster samt lägre COP_{el}.
- I flera system var AKM:en överdimensionerad i förhållandet till lasten. Detta medförde i sin tur att maskinen fick gå på dellast, med sämre verkningsgrad och högre COP_{el} som följd.

4.5 Synpunkter till drift och planering av AKM-system

Task 38 pågick, i många länder, parallellt med nationella forskningsprojekt, i syfte att finansiera deltagandet i IEA-samarbetet. I Österrike pågick ett sådant projekt som resulterade i en rapport, från vilken värdefull information kunde inhämtas vad det gäller

planering och drift av AKM. Rapporten ”Solares Kühlen” [Preisler (red.), 2011] sammanfattar på ett mycket översiktligt sätt ”System för soldriven kylning”, ur vilken värdefulla erfarenheter kunde tillföras vårt projekt. Drifterfarenheterna för mindre anläggningar baseras främst på denna rapport.

För ett framgångsrikt termiskt kylprojekt är det mycket viktigt att tillåta en omsorgsfull planeringsprocess. Man måste känna till den verkliga lasten och de randvillkor som gäller för den planerade anläggningen. Viktigt är också de driftinstruktioner som ska lämnas till de som kommer att sköta maskinen. De är helt avgörande för en effektiv drift av maskinen.

4.5.1 Kyllast och kylenergi

Rätt kyleffekt

En förutsättning för effektiv drift av en kylmaskin är kännedom av kyllasten. Lasten ska helst vara så jämn som möjligt och så definierad som möjligt, dvs. man måste kunna räkna med en väl fastställd maxlast. Maxlasten påverkar anläggningsstorleken och därmed investeringen. Kyllasten är beroende av klimat, kvalitet på isolering, byggnadstyp och -orientering, byggnadens skuggning, samt verksamhet. I system anslutna till fjärrvärme utgår vi ifrån att maskinen endast används för kylning och att värme och varmvatten levereras separat från fjärrvärmenätet .

Vidare är det viktigt att även känna till interna lastfaktorer som eventuellt bör åtgärdas innan man projekterar kylsystemet. T.ex. om det finns apparater och ljuskällor som alstrar mycket värme. Antalet personer i byggnaden är också viktigt att veta för att planera rätt kyleffekt. Den byggnadens termiska massa, vilken är en viktig faktor om man vill beräkna komforten, har dock mindre betydelse för själva kylenergibehovet. Självklart är nattventilation ett effektivt sätt att minska kylbehovet, man får dock inte glömma att räkna in den fläktenergin i systemets totala elektriska verkningsgrad. En annan möjlighet till extrakylning är borrhål (oftast i kombination med värmepumpsdrift vintertid).

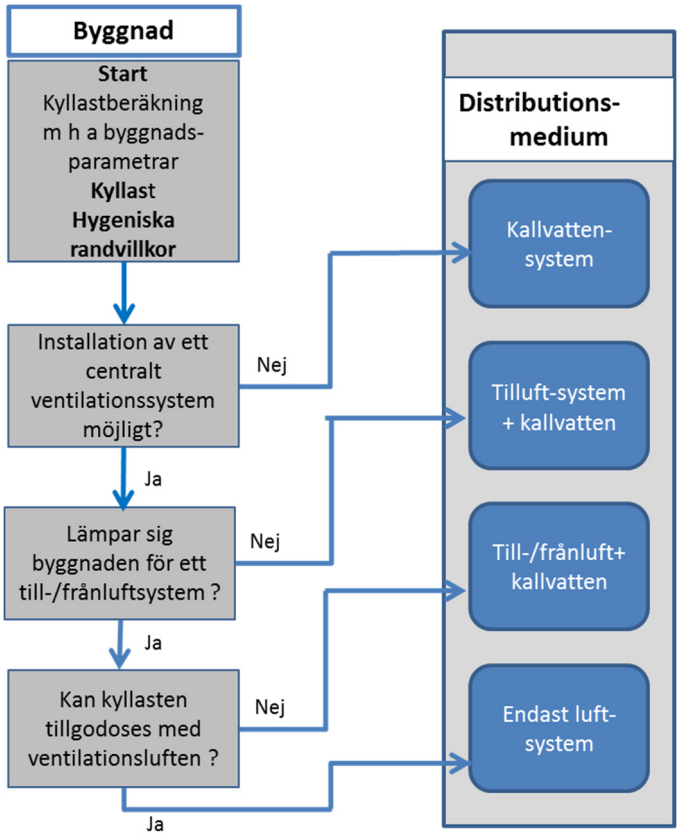
En annan viktig faktor vid planeringen av en kylanläggning är själva distributionssystemet för kyla. Ju högre distributionstemperaturen får vara, desto högre är effektiviteten av kylsystemet. En ökning av temperaturen från 6 till 16°C medför i regel en COP_{th}-ökning för kylmaskinen med 60 – 100 %, beroende på typ av AKM och körsätt. Har man ändå projekterat för låga temperaturer, så är det viktigt att undvika inläckage av värme . Isolering av de kalla ledningarna bör således ske mycket omsorgsfullt och de ska förläggas så kort och i så kalla utrymmen som möjligt. Lika viktigt är det att undvika blandningsförluster och läckage från köldlagret. Värmeväxlare och rör bör dock snarare överdimensioneras för att undvika onödiga temperatur- och tryckförluster.

Överföring av kyleffekt

Med fördel kan man använda byggelement för överföring av kyleffekten. De stora massorna i betongtak resp. -golv lämpar sig väl för högtemperaturkylning vid ca 16°C kyltemperatur. På så sätts undviks kondens och man kan nå kyleffekt på upp till ca 40 W/m^2. Alternativt finns det olika utföranden av kyltakkonstruktioner som kan monteras under befintligt tak. Dessa system lämpar sig utmärkt för sorptionstekniker. Här saknas den tunga lagermassan; dessa system är därför mer lättreglerade.

Ett annat sätt att överföra kyla, särskilt i industrilokaler, är aerotemp-system. Dessa system behöver i regel lägre kylvattentemperatur, oftast så låg som 6°C. I det fallet minskar alltså kylmaskinens COP och även den totala levererbara effekten. Dock är tekniken för överföring billigare.

Det behövs således en totaloptimering vid planeringen för att kunna bedöma vilken teknik som bör användas i det enskilda fallet. Inom IEA SH&C Task 38 utvecklades ett enkelt beslutsverktyg som hjälp till att fatta ett grundläggande beslut om vilken typ av kylsystem som bör tillämpas, se Figur 4.5.1.



Figur 4.5.1 *Beslutsschema för urval av typ av kylsystem*

Figur 4.5.1 visar ett enkelt beslutsschema för det grundläggande valet luftburet eller vattenburet system. Man kommer fram till att det kan vara svårt att med endast luftburna system tillgodose hela kylbehovet. Valet resulterar i de fyra generiska systemlösningar som finns redovisade i avsnitt 3.6.

4.5.2 Systemfrågor

Kyllager och backupsystem

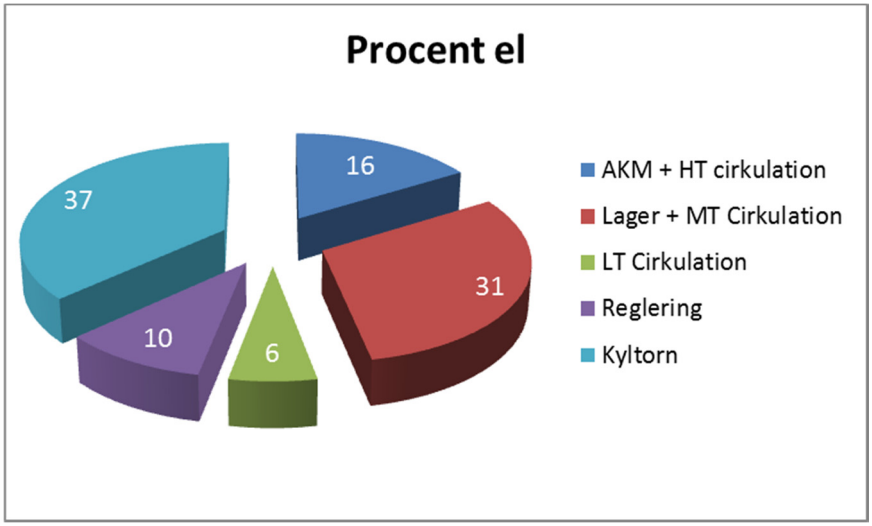
Vid drift av AKM är det viktigt att undvika on/off-drift, för att undvika uppstartsförluster; AKM tar mellan 15 och 30 minuter för att komma till önskad effekt. Detta innebär att AKM, så länge som det är möjligt, bör gå i dellast. Om det finns mycket låga laster som maskinen inte kan klara av (se kapitel 5 ”Studiebesök”), så lönar sig ett kyllager (se avsnitt 3.6). Köldlagret kan, i det enklaste fallet, vara en kallvattentank; sorptions- eller fasomvandlingslager är mera avancerade varianter.

Som alternativ/komplement till ett kyllager finns möjligheten att installera en elektriskt driven kompressionskylmaskin (KKM). Denna kan även användas som backup eller tillsatskyla till AKM. Särskilt när det är fråga om låga kylvattentemperaturer kan man tänka sig att seriekoppla KKM och AKM för att låta KKM generera de låga temperaturerna.

I vissa fall kan även två AKM, en på högre och en på lägre effekt, ingå i systemet. De kan användas var för sig eller parallellt, och då ska den mindre maskinen oftast även ha möjlighet att producera den eventuellt låga baslasten. Tekniskt finns det här ingen begränsning, men de små AKM är i allmänhet dyrare än KKM i motsvarande storlek. Här krävs en totaloptimering för att hitta rätt lösning.

Reglering

Regleringen är en kritisk fråga, eftersom driftsättet spelar en avgörande roll för att uppnå hög effektivitet. Framförallt är den parasiterande elanvändningen till pumpar, fläktar och reglering en bidragande orsak till låg COP_{el}. De största förbrukarna finns i återkylningssystemet, med pump och kyltorn, se Figur 4.5.2.



Figur 4.5.2 Fördelning av elanvändningen över året i typiska AKM system

Själva kylaggregatet behöver inte mycket elenergi. En adsorptionskylmaskin har inga interna pumpar alls, utan behöver endast lite el till ventiler och klaffar för att styra interna flöden. Tumregeln säger ca 1 W/kW$_{kyla.}$ En LiBr-AKM har en liten lösningspump, som behöver ca 10 W/kW$_{kyla}$ (egentligen 10 Wh per kWh). En Vatten/Ammoniak AKM har en större lösningsmedelpump och här räknar vi med 20 W\kW. Sedan kommer cirkulationskretsarna för de tre temperaturområdena: Hög (HT, generator), medel (MT, ab(d)sorbator, kondensor, kyltorn) och lågtemperatur (LT, kylkrets). För att kunna använda så lite energi som möjligt bör man styra på lägre flöden än nominella värden. Då tryckfallet är proportionellt med flödet upphöjt till 2, så minskar det elektriska pumparbetet med exponenter mellan 2,5 och 3 (beroende på pumpkurvans utseende). Detta fungerar bra på generatorn; i återkylningskretsen är man dock beroende av kyltornets karakteristik. Särskilt vid våta kyltorn är det viktigt att man kan upprätthålla en jämn vattenfördelning så att en hög förångningsandel uppnås. I avsnitt 6.1.1 visas i Figur 6.1.3 a, b, c hur man kan reglera effekten genom flödesstyrning utan att ge avkall på COP$_{th}$. Detta gäller för Nova AKM. Andra maskiner kan dock ha andra karakteristika. Det är således nödvändigt att studera alla datablad om man vill jämföra utbytet av olika maskiner och offererade återkylningsaggregat. Kostnader och tryckuppsättningar kan variera en hel del.

I några projekt inom Task 38 tillämpades en PLI (Part Load Indikator) – reglering. PLI är en faktor som blir <1 när kylvattentemperaturen från AKM underskrider det lägsta tillåtna värdet. PLI-regleringen reducerar volymflödena i generator- och återkylningskretsen och minskar således elanvändningen.

Återkylning

För återkylning står fyra system till förfogandet (se avsnitt 3.5), här redovisade tillsammans med den typiska elförbrukningen relaterad till återkylvärmen:

- Öppet -vått $< 0{,}025\ kW_{el}/kWh_{th}$
- Slutet -vått $< 0{,}025\ kW_{el}/kWh_{th}$
- Hybrid $0{,}025 > E < 0{,}045\ kW_{el}/kWh_{th}$
- Torrt $< 0{,}045\ kW_{el}/kWh_{th}$

Mest el behöver det torra systemet, som dock är billigast i underhåll. Minst el behöver det våta kyltornet, men det förbrukar å andra sidan ca 1- 1,5 l vatten per kWh_{th}. Vattnet måste dessutom beredas för att undvika avsättningar i kyltornets värmeväxlare. I beredningen ingår ofta filter, avhärdning, biocid-tillsats m.m. Vidare måste man tillgripa metoder för att undvika tillväxt av Legionellabakterier, då dessa kan bli farliga för allmänheten. Detta innebär att våta system är mycket dyrare i underhåll än torra system. Däremellan ligger hybridsystemet som är en kombination; fungerar som torrt kyltorn vid låga utetemperaturer, och som vått kyltorn vid höga utetemperaturer.

4.5.3 Synpunkter till driften

Från rapporten ”Solare Kühlen” [Preisler (red.), 2011] framgår dessutom några kommentarer till drift av AKM som är värda att nämna (för djupare detaljer hänvisas till rapporten):

- När AKM inte är i drift ska alla kretsar vara avstängda och regleringen på standby.
- Pumpflöden ska inte ställas in enligt datablad, utan man ska försöka hitta lämpliga (låga) flöden genom provdrift. Alla pumpar och fläktar ska vara varvtalsstyrda. Beträffande fläktar, se Eurovents databank (http://www.eurovent-certification.com/).
- För regleringsändamål krävs noggranna sensorer som också är rätt placerade, eftersom det generellt handlar om små temperaturintervall.
- Det är absolut nödvändigt med ett genomarbetat, detaljerat och väl dokumenterat underhållsprogram för driftpersonalen. Driftpersonalen måste kunna förutsättas besitta baskunskaper i reglering och köldteknik.
- Ett datoriserat övervakningssystem är ett bra hjälpmedel för driften, eftersom styralgoritmen kan behöva ändras vartefter drifterfarenheter ackumuleras.
- Man bör, genom driftutvärdering, se vilka temperaturområden som fungerar bäst i maskinen. Framförallt bör man inte pressa maskinerna uppåt i generator- eller återkylartemperatur.
- När alla regleringsmöjligheter har exploaterats och den lägsta tillåtna eller önskade kylvattentemperaturen har uppnåtts, bör hela maskinen med all utrustning (utom reglering) stoppas för att undvika parasiterande elförbrukning i cirkulationsutrustningen.

5 STUDIEBESÖK

5.1 Övergripande

En del i detta projekt var att genomföra studiebesök hos några av de anläggningar som beskrivs i Task 38, Monitoring. Syftet var, i första hand, att få synpunkter från driftansvariga och eventuellt även få driftdata som underlag för simuleringar. Vi insåg dock att simulering med hjälp av driftdata skulle innebära att ta med alla eventuella lokala anläggningsfel i simuleringarna och avstod senare från att använda driftdata. I våra simuleringar utgår vi istället från själva maskinens datablad.

Tabell 5.1.1 Sammanställning av anläggningsdata från studiebesöken.

Användning	**Solid**	**Universitet Graz**	**Feistritzwerke**	**La Vision**	**Berlin/Dessau**
Typ av användning	kontorsbyggnad	nybyggnad universitet	kontorshus	datacentral	myndighet
Plats	Graz, Österrike	Graz, Österrike	Gleisdorf, Österrike	Göttingen, Tyskland	Dessau, Tyskland
I drift sedan	2008	2010	2010	2012	2012
System övervakat av	SOLID	Universitet	Feistritzwerke	La Vision	TU Berlin
Area på användning	435 m^2	ca 2000 m^2	1000 m^2	60 m^2	
Värmeleverans?	ja	ja	ja	ja	ja
Varmvatten?	nej	nej	ja	nej	ja
AC-enhet					
Teknologi	sluten krets	öppen krets	sluten krets	torr	
Nominell effekt kyla	17.5 kW	105 kW	19 KW	8 kW	45kW
Typ av system	absorption	absorption	absorption	adsorption	absorption
Maskinbeteckning	Yazaki WFC SC5	Yazaki WFC SC30	PINK	ACS 08	Nova 50
Kyldistribution	kylt Innertak	kyld luft och kylt vatten	kylt innertak	kyld luft	kallt vatten
Återkylning	hybridkyltorn 64 kW	öppet våt	öppet, våt	torrt	jordvärmesystem
Konfiguration					
Värmelager	2 m^3	10,5 m^3	10 m^3	2 m^3	borrhål
Köldlager	0,2 m^3 vatten	1 m^3	nej		borrhål
Hjälpvärme	fjärrvärme	fjärrvärme	gas, kraftvärme, värr	gas KV	borrhål
Backupkyla	nej	KKM	AC i enstaka rum	KKM	

Nedan ges en redovisning av de besök vi gjorde i Österrike och Tyskland.

5.2 Företag Solid, Graz: Yazaki 17,6 kW.

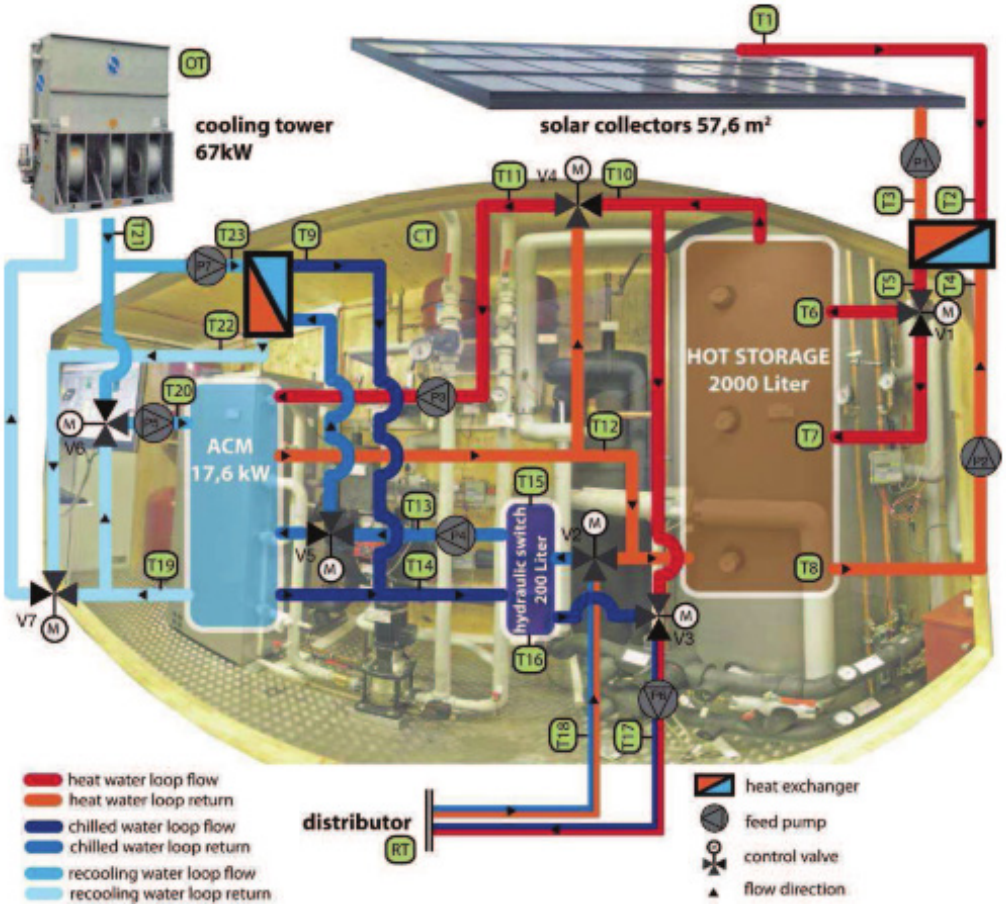
Kontaktperson: Harald Blazek, Solid. (HB)

En mindre litiumbromidmaskin från Yazaki installerades 2008 för att kyla företagets kontor på 435 m^2. Maskinen är kopplad till en hybrid-återkylare monterad på taket. Som kyldistributionssystem 9/17°C används kylflänsar under innertaket. Kontorsfasaderna är orienterade mot syd och väst och har hög solinstrålning sommartid. Drivvärmen kommer i första hand från 60 m^2 solfångare; backup-värme kommer från fjärrvärmen. Hela AKM-systemet inklusive cirkulationskretsarna är inbyggt i en containerliknande tillbyggnad till kontorshuset (Figur 5.2.1). På den varma sidan matas

värme från kollektorer och fjärrvärme in i en varmvattentank på 2 m^3, se system-schema Figur 5.2.3.

Figur 5.2.1 ”Kylkabinen” tillbyggd till kontorshuset. Kyltornet syns på taket.

Figur 5.2.2 *Inredningen av kylkabinen med komplett AKM system.*



Figur 5.2.3 Samma bakgrundsbild som Figur 5.2.2 med inritat systemschema för Yazaki 17,6 kW.

På vintern används solfångarna och varmvattentanken för husets eget värmebehov. Hybrid-återkylningssystemet är på 67 kW, vilket innebär att det är överdimensionerat. Viktiga driftdata är sammanställda i Tabell 5.1.1.

Anläggningen har en mycket bra driftövervakning och -loggning och utvärderingen, som startade 2009, pågår fortfarande . Vad det gäller driften, så anser man att maskinen fungerar bra men återkylningen tar för mycket energi, då kyltornet inte har någon varvtalsreglering. Man har även nattdrift med frikylning. Dock anser man att frikylningen inte, på detta sätt, är energieffektiv utan drar hög elenergi. Frikylning bör bara tillämpas när kontoren är bemannade och under natten bör hela systemet stå still.

I systemet ingår även ett litet kyllager på 200 l. Typisk drivtemperatur är 88°C och nominell COP_{th} är 0,65. Enligt HB är det svårt att förbättra elektriska COP_{el} på genomsnittligt 3,4. Den bästa åtgärden vore att byta kyltorn och pumpar till varvtalsreglering. Genom den detaljerade utvärderingen har man dock lärt sig mycket om driften för andra kylsystem som Solid installerade i bl.a. Graz, Singapore och Scottsdale (Arizona). Enligt HB så behöver ett kylsystem 1-3 års övervakning och intrimning tills man har hittat det bästa driftsättet.

5.3 Universitetet Graz: Yazaki 105 kW.

Kontaktperson: Harald Blazek, Solid. (HB)

Vi fick se en större LiBr-maskin av samma tillverkare; Yazaki, på universitet i Graz (Figur 5.3.1). Solid svarade för själva AKM- och solfångarleveransen, men inte för totalprojektering och drift . Även denna maskin är välförsedd med styr- och övervakningsutrustning och, via internet, kopplad till Solids kontor. 631 m^2 solkollektorer levererar värme (Figur 5.3.2); fjärrvärme är hjälpsystem. Anläggningen ingår i universitetets kampanj ”miljövänlig Campus”. Totalt investerades 34 M€ på det solenergibaserade värme- och kylsystemet. AKM-anläggningen körs i botten som basproduktion med endast ett fåtal stopp per år och producerar ca 25 % (105 kW) av det totala kylbehovet på ca 400 kW. Topplasten produceras med kompressorkylmaskiner. Drivtemperaturen är 82°C. Säsongs-COP_{th} är runt 0,7. Den elektriska verkningsgraden COP_{el} är ca 10.

Figur 5.3.1 Vyn av teknikrummet ger en förståelse för de storlekar det handlar om vid en total leverans av 400 kW kyla.

Figur 5.3.2 Solfångarna över den nya kemibyggnaden på det gamla universitetet kontrasterar med de gamla 1800-tals husen från Graz.

5.4 Fjärrvärmeföretag Feistritzwerke, Gleisdorf – NH_3/H_2O PINK 19 kW

Kontaktperson: Karl Hierzer, Stadtwerke Gleisdorf

Det kommunala Teknikbolaget Feistritzwerkes kontor kyls med en ammoniak/vattenmaskin av Företaget PINK i Mürzzuschlag, Steiermark (se Figur 5.4.1). Dessa maskiner är inte prefabricerade, utan anläggningen byggs på beställning, i alla tänkbara storlekar. Bakom designen och beräkningen står Professor Podesser från TU Graz [6]. Anläggningen kyler en kontorsbyggnad på två våningar med totalt ca 1000 m^2 kontorsyta. Kylan överförs via kylt innertak. Ett vått, öppet kyltorn svarar för återkylningen. Värmen kommer från solfångare (64 m^2), 3 små rapsolje- och naturgaseldade kraftvärmesystem samt från jordvärmepumpar. Alla dessa olika värmekällor är kopplade till 5 värmelager à 2 m^3,

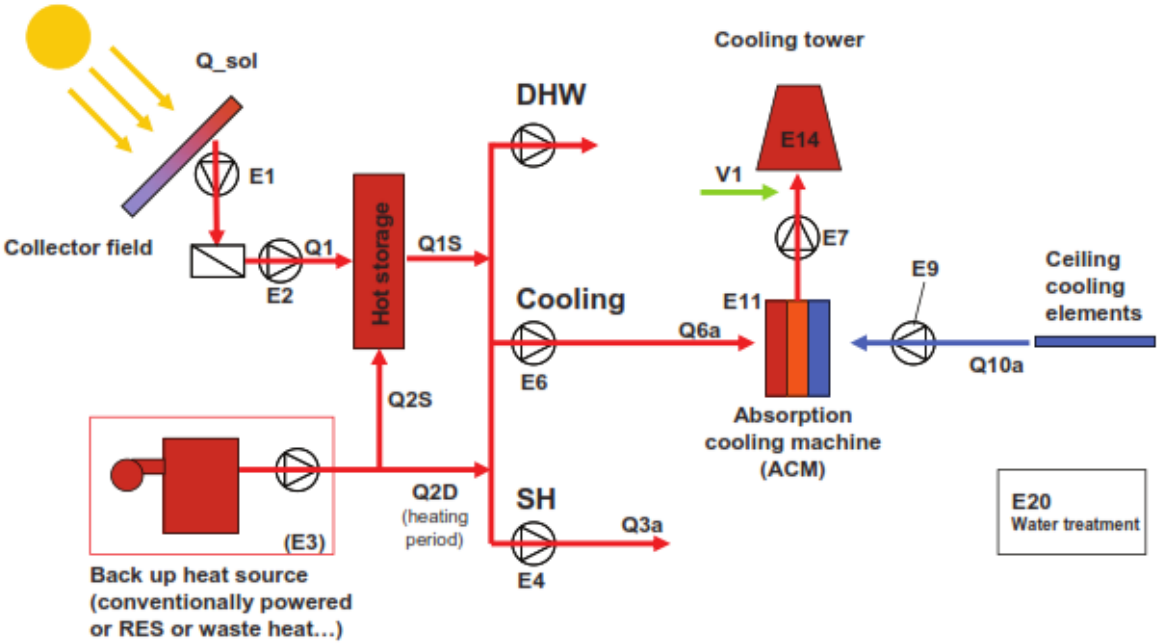
Figur 5.4.1 NH_3/H_2O-AKM av företaget PINK.

Generatorvärmen tas från det 10 m^3 stora värmelagret. Kylan går direkt, utan kyllager, till kyldistributionssystemet. Kyltornet (Figur 5.4.2) är vått, öppet och försett med ett elektrolytiskt vattenberedningssystem. Alla massflöden kan styras individuellt. Ett systemschema framgår av Figur 5.4.3.

Själva värmelagret, bestående av 5 parallella vattentankar, ses som problematiskt. Dessa förorsakar höga värmeförlustar. Å andra sidan är köldförlusterna låga, så man är nöjd med själva kylanläggningen. Den genomsnittliga termiska värmefaktorn är dock endast ungefär 0,5. Den elektriska COP_{el} anges ligga mellan 5 och 6.

[6] Samma person som designade anläggningen på 6 kW som testades i ”Demonstrationsprojekt fjärrvärmeanpassade småhus Göteborg”.(Värmegles 2006:29)

Figur 5.4.2 Vått kyltorn som används även som blickfång vid entrén till Feistritzwerke.



Figur 5.4.3 System- och flödesschema över kylsystemet hos Feistritzwerke. (Schemat används i utvärderingen av den elektriska elanvändningen).

5.5 LaVision i Göttingen: SorTech 8 kW Adsorptionskylmaskin

Kontaktpersoner: Dr. Detlev Weide, LaVision
Jens Schlegel, SorTech

Hos LaVision finns en 8 kW adsorptionsmaskin (kiselgel som sorptionsmaterial) installerad och i drift sedan 2012 (Figur 5.5.1 a). Företaget uppges, i stort, vara ganska nöjda med maskinen, som används för luftkonditionering (18°C) av luft till företagets datacentral som ska hållas under 30°C (Figur 5.5.1 b). Maskinen, som nu varit i drift i två år, var vid installationen en vidareutveckling av SorTechs ursprungliga 5 kW-aggregat.

Figur 5.5.1 a) SorTech 8 kW-maskin b) Kylobjektet: datacentralen.

Det visade sig under samtalet att SorTechs nyutveckling är en enhetsmodul på 10 kW med endast två kamrar som körs växelvis och som, genom parallellkoppling, kan kombineras till över 100 kW. Hos patentverket i München står t.ex. en 170 kW anläggning med 16 moduler (se även beskrivningen av kaskadkopplade SorTech-maskinen i avsnitt 6.1.3).

Återkylningen sker med en torr luftkylare som är monterad på taket. Värme kommer från en intern gaskraftvärmeanläggning på 10 kW_{th} – 5 kW_{el}. En varmvattentank på 2000 l kompletterar anläggningen. Eftersom man använde ett internt kraftvärmeaggregat för elproduktionen, tycks det inte har varit så noggrant med COP_{el}-beräkningen. Ett bestämt värde på detta kunde inte nämnas. Vintertid kopplas systemet om till frikylning. Nominell kyleffekt uppnås under sommaren, men under ett driftår ökar trycket i maskinen något (vakuumet sjunker) och effekten minskar. Detta åtgärdas på våren, när underhållet sker och vakuumet återställs. I de nya maskinerna används svetsade genomföringar som ska vara heltäta. Dr. Weide visste inte säkert om det går att fram mätdata ur den här anläggningen.

5.6 Vattenfall Berlin – LiBr-AKM NOVA 50 – 160 kW

Kontaktperson: Roland Hellmer, Vattenfall Berlin, Affärsutveckling.

Vattenfall är medfinansiär och industriintressent för ett tyskt FoU-projekt i syfte att vidareutveckla absorbtionskyltekniken med följande huvudmål: Användning i befintlig bebyggelse och tydlig kostnadssänkning.

Arbetet utförs hos TU Berlin av Stefan Petersen och medarbetare på institutionen för energiteknik. Utvecklingen sker i samarbete med ZAE Garching och Vattenfall. Bl.a. utvecklade man 2010 i samarbete med BS Nova Apparatebau i Tyskland en AKM (LiBr) på 50 kW som installerats och provkörts på Vattenfallkontoret i Lichtenberg, Berlin med fjärrvärme som drivkälla. Sedan har man installerat en förbättrad version av samma storlek i Dessau hos Bundesumweltamt, vilken körs med solfångare som värmekälla (FV som uppbackning). Båda maskiner ses i Figur 5.6.1. Dessutom har samma 50 kW-maskin testats i Uppsala, med bra tekniskt resultat och kommer att installeras i en anläggning som drivs av Vattenfall Drefviken.

Figur 5.6.1 50 kW AKM från Nova (till vänster försöksanläggningen, till höger den nya versionen ”Biene” (”Biet”).

Vidare har man i samma program utvecklat en maskin på 160 kW, ”Humlan”, som installerats i Vivantes Klinikum i Spandau, Berlin och igångkörts i augusti 2014 (se även Figur 6.1.2). Dessutom förbereds nu en kampanj med totalt 15 maskiner som ska installeras och provköras runtom i Tyskland[7].

[7] Maskinen byggs av företaget BS Nova Apparatebau GmbH i Siegen, Tyskland).

Nova-maskinerna kan kombineras till olika systemstorlekar och har ändå så små fysiska dimensioner att de kan byggas in i befintliga byggnader (måtten: 1.9x1.8x0.8 m). Vid 75°C drivtemperatur är kyleffekten ca 40 kW och COP 0,78. Prestanda som även bekräftats av tester i Uppsala. En kortfattad teknisk beskrivning av maskinen finns i avsnitt 6.1.1.

Från Vattenfall fick vi även ett diagram med prisutvecklingen för AKM-tekniken, baserad på utvecklingen av NOVA-maskinen. Diagrammet och beskrivningen av prisutvecklingen finns i avsnitt 7.1.

Huvudanvändningen är rumskylning med höga temperaturer, typiskt 16/19°C. Detta kräver nytänkande vad gäller kylkonvektorer. I en ny utveckling har fläkt-konvektorer tagits fram, som kan ersätta gamla radiatorer och som kan användas för både värme och kylning, med så höga kyltemperaturer att fuktutfällning undviks. Företaget som svarar för utvecklingen heter Kampman. I bild 5.6.2 visas värme/kyla-konvektorn Venkon som är väl lämpad för kylning vid 16/19°C.

Figur 5.6.2: Värme/kylkonvektor Venkon av företaget Kampman.

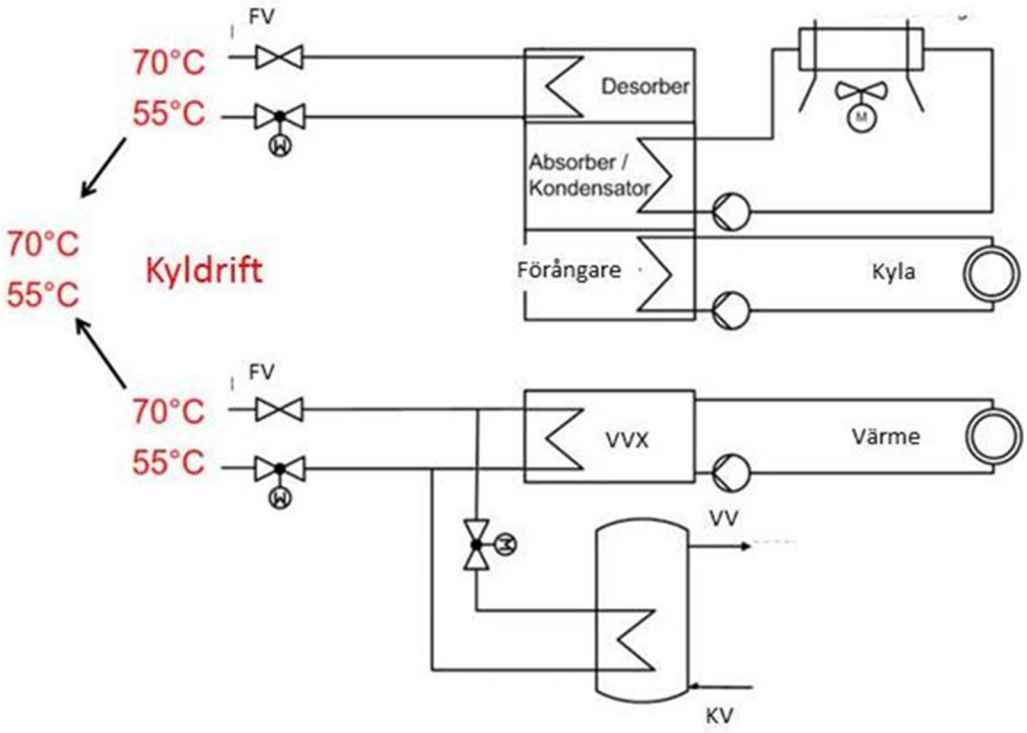
6 SIMULERINGAR

I det här kapitlet beskrivs simuleringar som gjordes för att se hur termiskt drivna kylmaskiner skulle fungera i fjärrvärmenätet och hur de påverkar driften av detsamma, särskilt med tanke på returtemperaturer. Simuleringen gjordes i Excel, baserad på de driftparametrar som gick att erhålla för olika fabrikat. Nedan presenteras först en sammanställning av de maskintyper som undersöktes och därefter beskrivs simuleringsprincipen och en sammanställning av de viktigaste resultaten.

6.1 Tekniker som simuleras närmare

Ursprungligen var det tänkt att basera simuleringarna på data från anläggningar som var i drift inom Task 38. Det visade sig dock, i samband med vår studieresa, att de flesta anläggningar var så pass experimentella att relevanta driftdata över en länge period var svåra att erhålla. Antingen visade sig vissa dimensioneringsfel för några anläggningskomponenter, oftast den hydrauliska dimensioneringen, eller så fanns reglerfel eller experiment med anläggningarna, som gjorde att man inte kunde dra rätt slutsatser för driften över en sommarsäsong. Av den anledningen beslöt vi att välja ut några maskintyper för vilka sambandet mellan driftegenskaper och driftparametrar var dokumenterade, så att dessa kunde användas i simuleringsprocessen. Vi valde således två gängse typer av litiumbromid-**ab**sorptionsmaskiner och två typer av **ad**sorptionsmaskiner, en med kiselgel och den andra med zeoliter som adsorbenter.

Figur 6.1.1 illustrerar inkopplingen av en byggnadsegen absorptionskylmaskin i fjärrvärmenätet. För våra simuleringar har vi antagit denna typ av fjärrvärmeinkoppling; dvs. parallellkopplad med övriga kretsar i fjärrvärmecentralen.

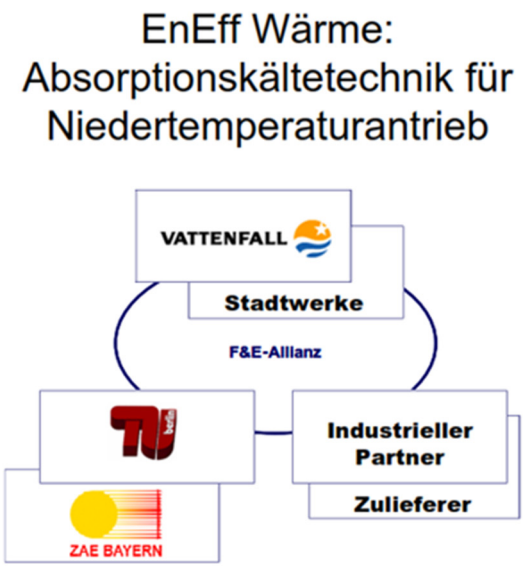


Figur 6.1.1 Kylmaskinens inkoppling i kombination med byggnadens övriga energisystem.

6.1.1 Nova

Som berättas i avsnitt 5.6, så är Nova LiBr-maskinen, nyutvecklad vid TU Berlin, framtagen för att uppnå inte bara höga COP_{th}, utan också höga elektriska COP_{el}, tack vare möjligheten att använda låga flöden med bibehållen COP_{th}. Huvudprojektledare är Stefan Petersen, TU Berlin. [Petersen, 2013, KWKK]. Maskinen utvecklades i samarbete med Vattenfall och tyska fjärrvärmeföreningen AGFW och finns i form av prototyper, som presenteras under namnet NOVA. Den har bidragit till att såväl minska anläggningskostnaderna (se avsnitt 6.1.1) som att öka den elektriska verkningsgraden för anläggningens driftsystem. Maskinen tillverkas, för tillfället, i två storlekar, 50 kW resp. 160 kW, och är lämplig att köra med torra återkylare. Maskinen kommer de kommande åren att testas i Tyskland i ett brett demoprogram på 16 maskiner (EnEff-Stadt, 2014). Figur 6.1.2 visar 160 kW-maskinen Hummel, ur utvecklingsserien. Kännetecknande för maskinen är att den är modulbyggd och framtagen i dimensioner så att den kan installeras i befintliga byggnader (max bredd 86 cm).

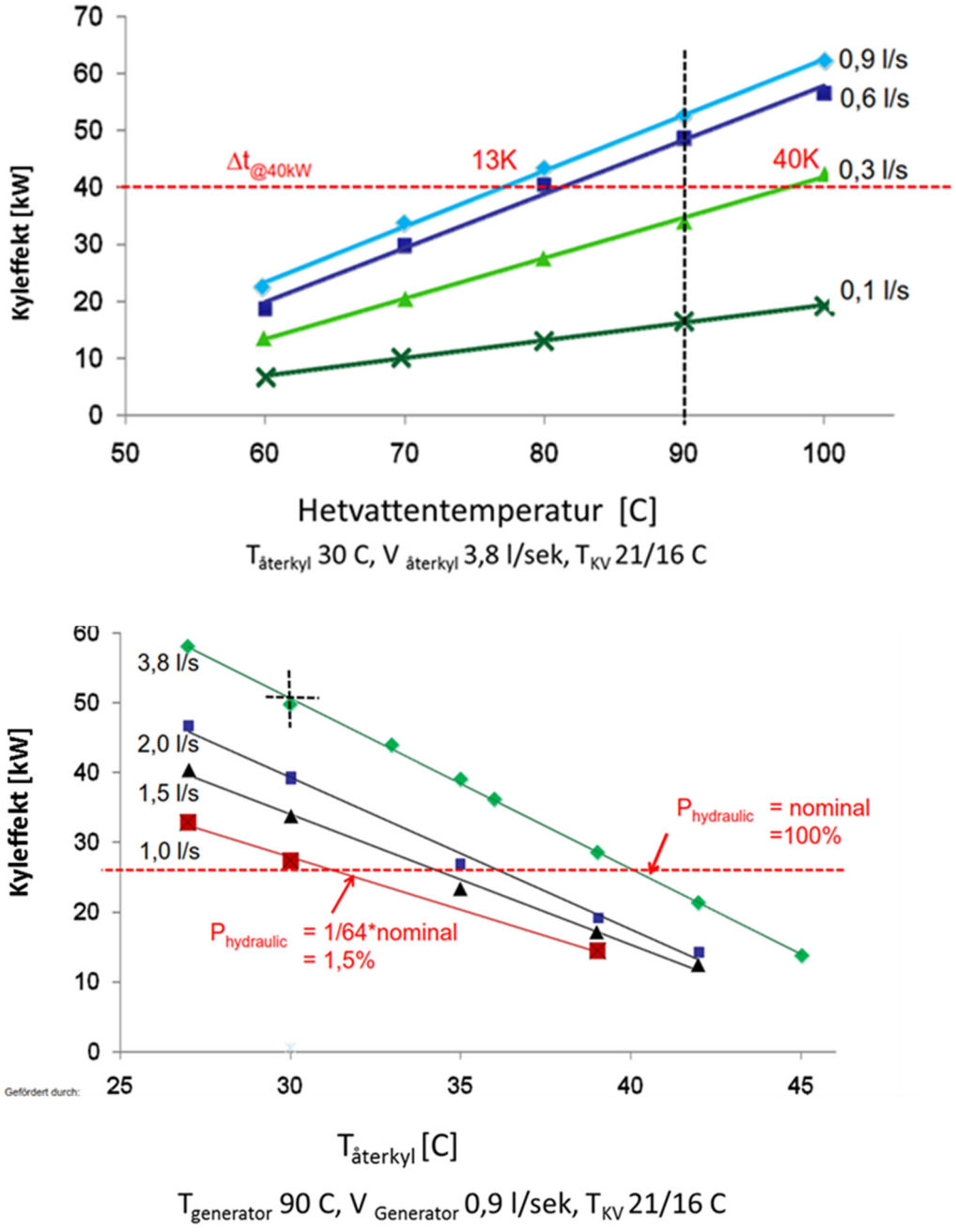
160 kW „Hummel“



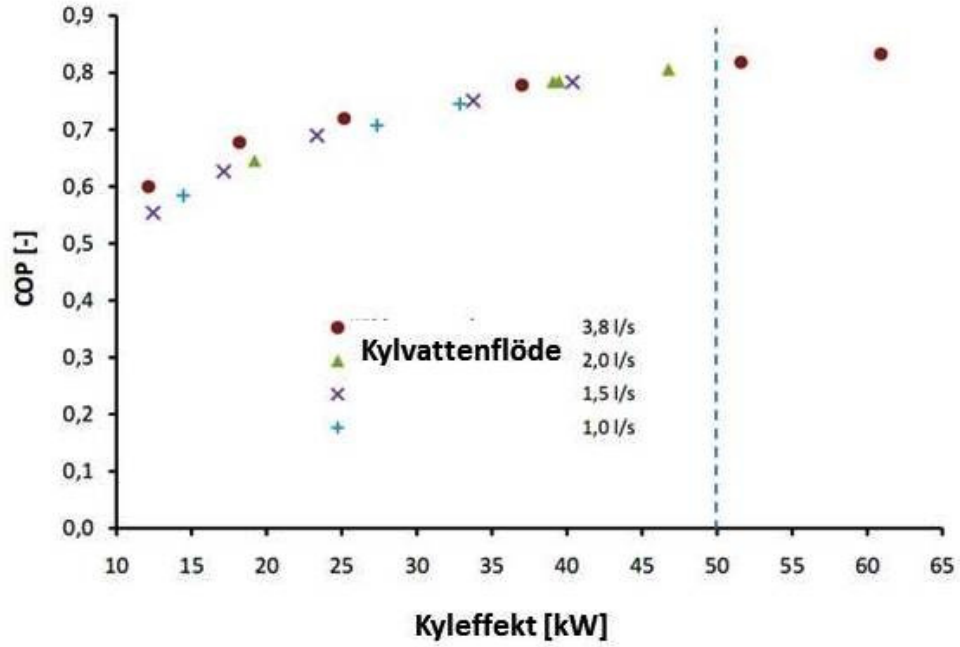
Figur 6.1.2 Den nyutvecklade Nova 160-maskinen ”humlan” installerad i en klinik i Spandau.

I våra simuleringar används dock 50 kW-modellen, eftersom det fanns driftparametrar tillgängliga för denna maskin.

Figur 6.1.3 visar dessa driftparametrars samband med återkylningstemperatur och fjärrvärme- (generator-) temperatur. Särskilt intressant är faktumet att COP är i princip oberoende av kylvattenflödet, vilket ökar möjligheten till effektreglering medels flödesstyrning. Lägre kylvattenflöde resulterar via varvtalsstyrning av pump och fläkt i väsentligt lägre effektförbrukning, jämfört med det klassiska sättet att reglera med generatortemperaturen. Sambanden som visas i Figur 6.1.3 a,b,c har parametriserats och satts in i simuleringsprogrammet för styrning av AKM:en. Målet var att styra med så lågt kylvattenflöde som möjligt, för att på så sätt minska den elektriska drivenergin. Resultaten gäller för kylsystem där höga kyltemperaturer (15/19°C) kan tillåtas. COP_{th} ligger, för höga effekter och höga flöden, på ca 0,8.



Figur 6.1.3 a, b Samband mellan kyleffekt, återkylningstemperatur, och generatortemperatur. Köldtemperaturen är 15/19ºC. [Petersen, S. 2012, Hellmer, R. 2014]



Figur 6.1.3 c COP för olika driftvillkor och kylvattenflöden i Nova 50. Köldtemperaturen är 15/19ºC. [Petersen, S. 2012, Helmer, R. 2014]

Våra simuleringar är gjorda för en maskin med nominell effekt på 50 kW, men som vid låga återkylningstemperaturer kan ge upp till 60 kW. Vid torr kylning och återkylningstemperaturer upp emot 34°C, vilket kan inträffa under några dagar på sommaren, nås dock en effektgräns redan vid ca 40 kW. En buffert på 50 kWh används för att kunna täcka den låga baslasten respektive behovet av extra kyla vid effekttoppar.

6.1.2 Yazaki

Yazaki-maskinen har funnits på marknaden en längre tid, och har med tiden avsevärt förbättrats. Den bygger också på LiBr/vatten- absorptionsprincipen. Maskinen finns i olika storlekar på marknaden, t.ex. 17.5, 35, 70 resp. 105 kW. I avsnitt 5.2 och 5.3 beskrivs två Yazaki-anläggningar på 17.5 resp. 105 kW, som vi har besökt i Österrike. För simuleringarna använder vi maskinen på 105 kW (se Figur 6.1.4), enligt datbladet för Yazaki Aroace.

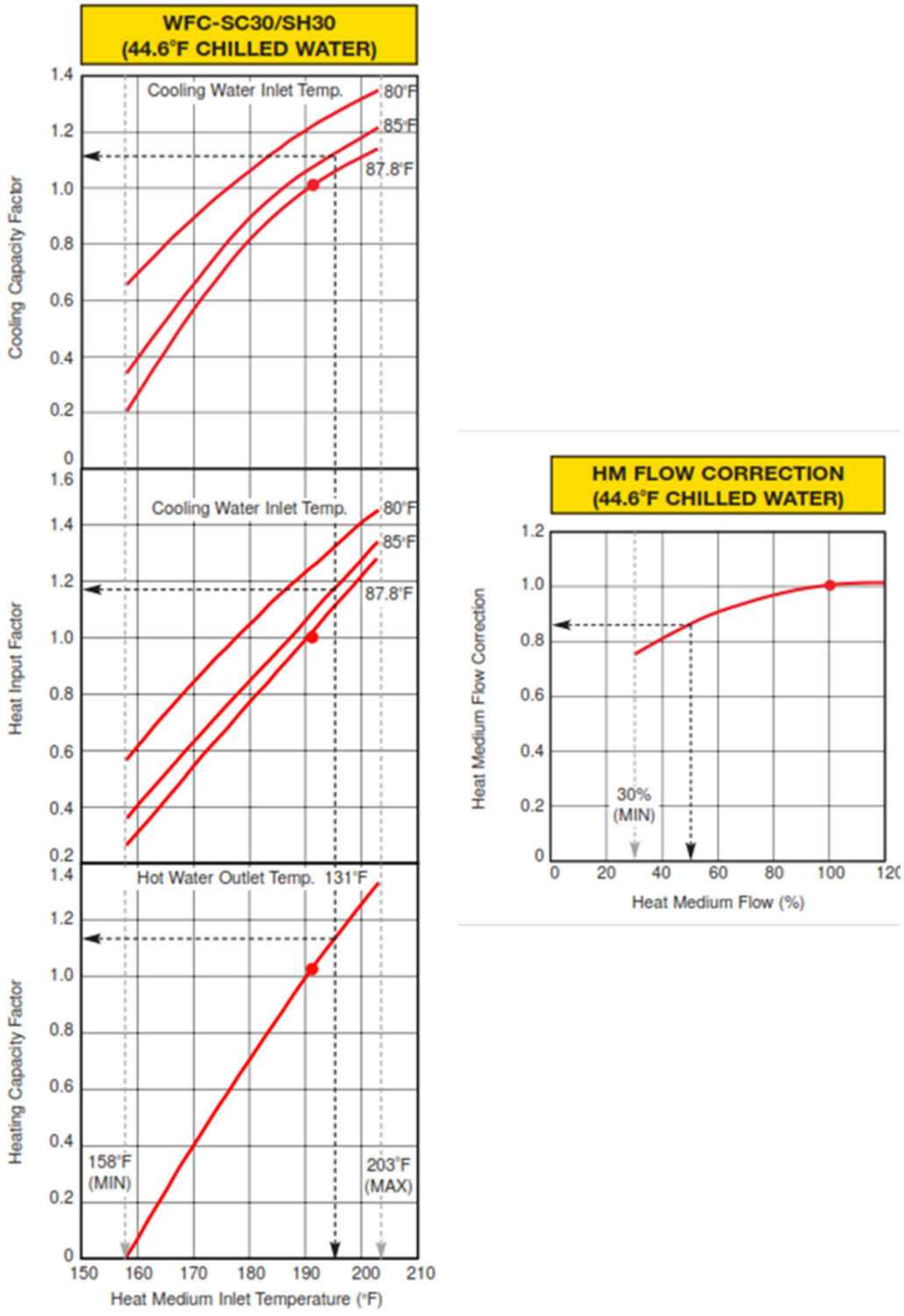
Som framgår av diagrammet i Figur 6.1.5, så finns även här en möjlighet att styra maskinen genom att reducera flödet. T.ex. reduceras effekten till 85 % när generatorns flöde reduceras med 50 %. Kylvattnets och generatorns temperatur spelar en stor roll för effekten och ger möjlighet till styrning. Nominell temperatur är 90°C, alltså samma temperatur som Novas, och lägsta tillåtna generator-temperatur är i båda

fallen 70°C, främst pga. av risk för kristallisation. Då begränsas effekten till ca hälften av nominella värdet, beroende på återkylningstemperaturen. I vår simulering gav Yazaki-maskinen lite lägre COP än Nova, främst av den anledningen att simuleringen gjordes för en köldtemperatur på 7/12,5°C (istället för 15/19°C för de övriga driftfallen). I detta fall har vi försett systemet med en relativt stor buffert på 200 kWh (ca 35 m^3 vatten), för att täcka den låga baslasten och minska antalet omstarter.

För Yazaki-maskinen fanns det också driftdiagram tillgängliga, vilka gick att parametrisera.

Figur 6.1.4 Yazaki 105 kW anläggning vid universitet Graz.

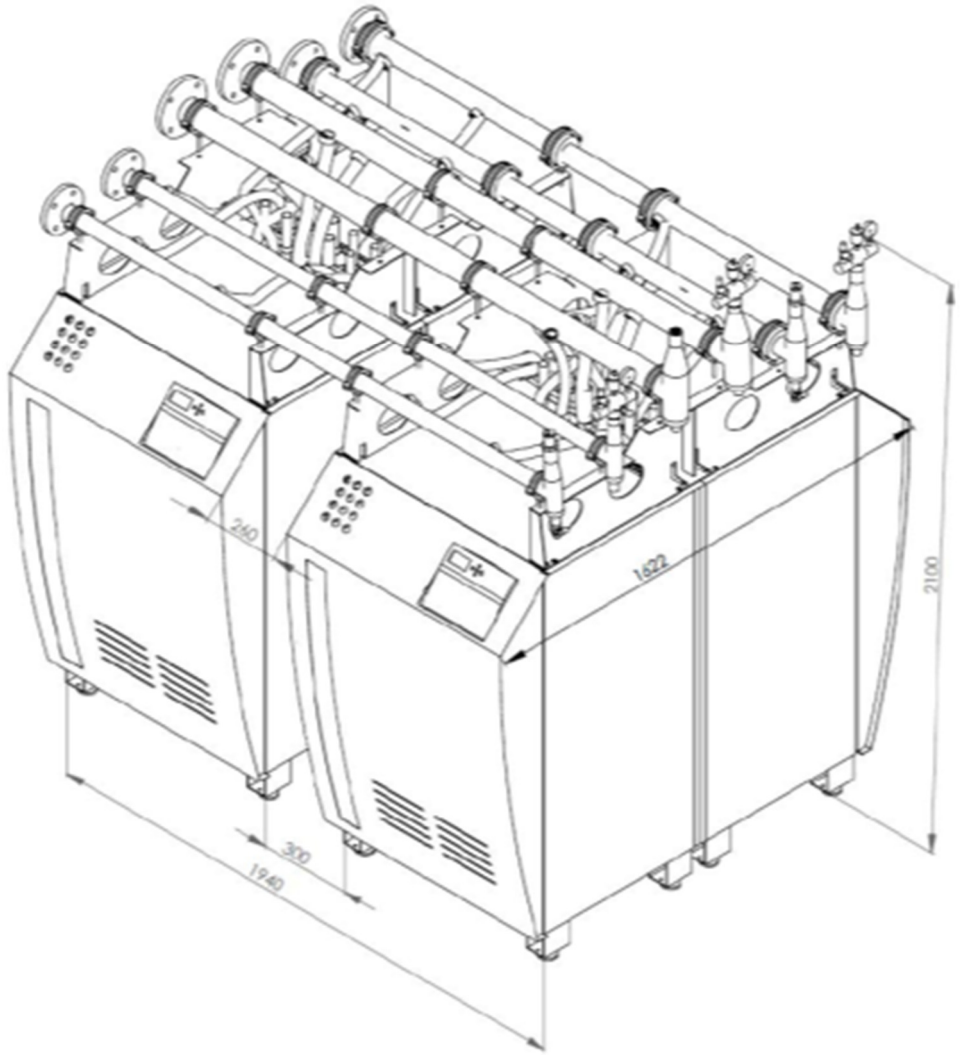
De fysiska måtten på Yazaki maskinen är ca 1,4 x 1,6 m, vilket gör att maskinen inte, på ett enkelt sätt, kan installeras i befintliga byggnader.



Figur 6.1.5 Driftkarakteristik för Yazaki 105 kW.

6.1.3 SorTech

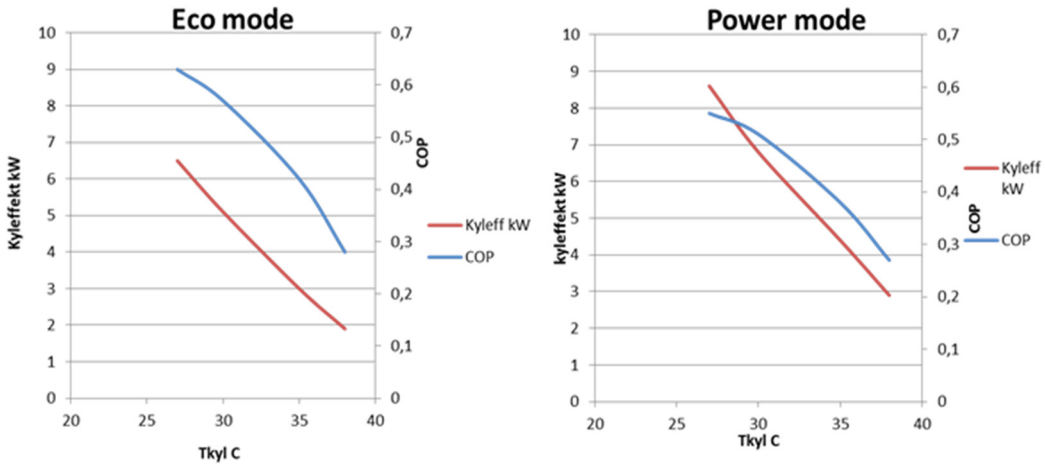
Adsorptionsmaskinen från SorTech har vidareutvecklats, från ett 5 kW, via ett 8 kW, till ett skalbart 10 kW-aggregat. Detta marknadsförs nu som ett kaskadsystem för olika systemstorlekar. Adsorptionstekniken bygger på kiselgel som adsorbent. Den (nominellt) 10 kW stora modulen kan kaskadkopplas för att möta krav på större kyleffekter. Därför använde vi för våra beräkningar ett 4 x 10 kW kaskadsystem med max 50 kW toppeffekt. I ett sådant system kan också de små baseffekterna tillföras med hjälp av drift av en enda maskin som kan leverera så låga effekter som 1,5 kW. Figur 6.1.6 visar ett exempel på ett aggregat med 4 moduler för max 50 kW (baserat på Performance Data eCoo 2014 System components).



Figur 6.1.6 Kaskadsystem eCoo 40 IPS, nominell effekt 40 kW (kan ge upp till 50 kW).

Varje modul är en dubbelenhet på nominellt 10 kW vardera som arbetar separat, beroende på effektbehovet som efterfrågas. Systemet är lätt att installera i befintliga byggnader. T.ex. har man på patentverket i München installerat en kaskad på 170 kW, dvs. 14 enheter, eller 7 moduler, som ryms på vinden.

Maskinen kan köras i två olika driftlägen: Eco-mode ger upp till 7,5 kW per enhet och därutöver kör man i power-mode, vilket kräver mer drivenergi och således är aggregatets COP_{th} då lägre. I våra simulationer var högsta COP_{th} 0,63 i eco-mode och i power-mode är COP_{th} omkring 0,55. Det betyder att totalt uppnåbara COP_{th} är lägre än för LiBr-maskiner. I eco-mode används också endast en tredjedel av den elektriska hjälpenergin jämfört med power-mode. Figur 6.1.7 visar kyleffekt och COP_{th} för en 10 kW modul för båda driftlägen.



Figur 6.1.7 Driftdata för en SorTech modul som funktion av återkylningstemperaturen; två olika driftlägen: eco-mode (v) resp. power-mode (h).

Maskinen levereras komplett med torr eller våt kylning från fabrik, allt efter randvillkoren och kundens önskemål. Simuleringen genomfördes här på så sätt att vid ökande lastbehov kopplades en eller flera maskiner in. När den totala effekten överskred 30 kW, fick power-mode tillkopplas, vilket i simuleringsfall betyder att den elektriska effekten av hjälpsystemet ökade och COP_{th} minskade. Regleringen är i verkligheten mera subtilt, men i simuleringarna fick vi nöja oss med det beskrivna sättet. Maskinen kan köras med drivtemperaturer så låga som 60°C.

6.1.4 Invensor

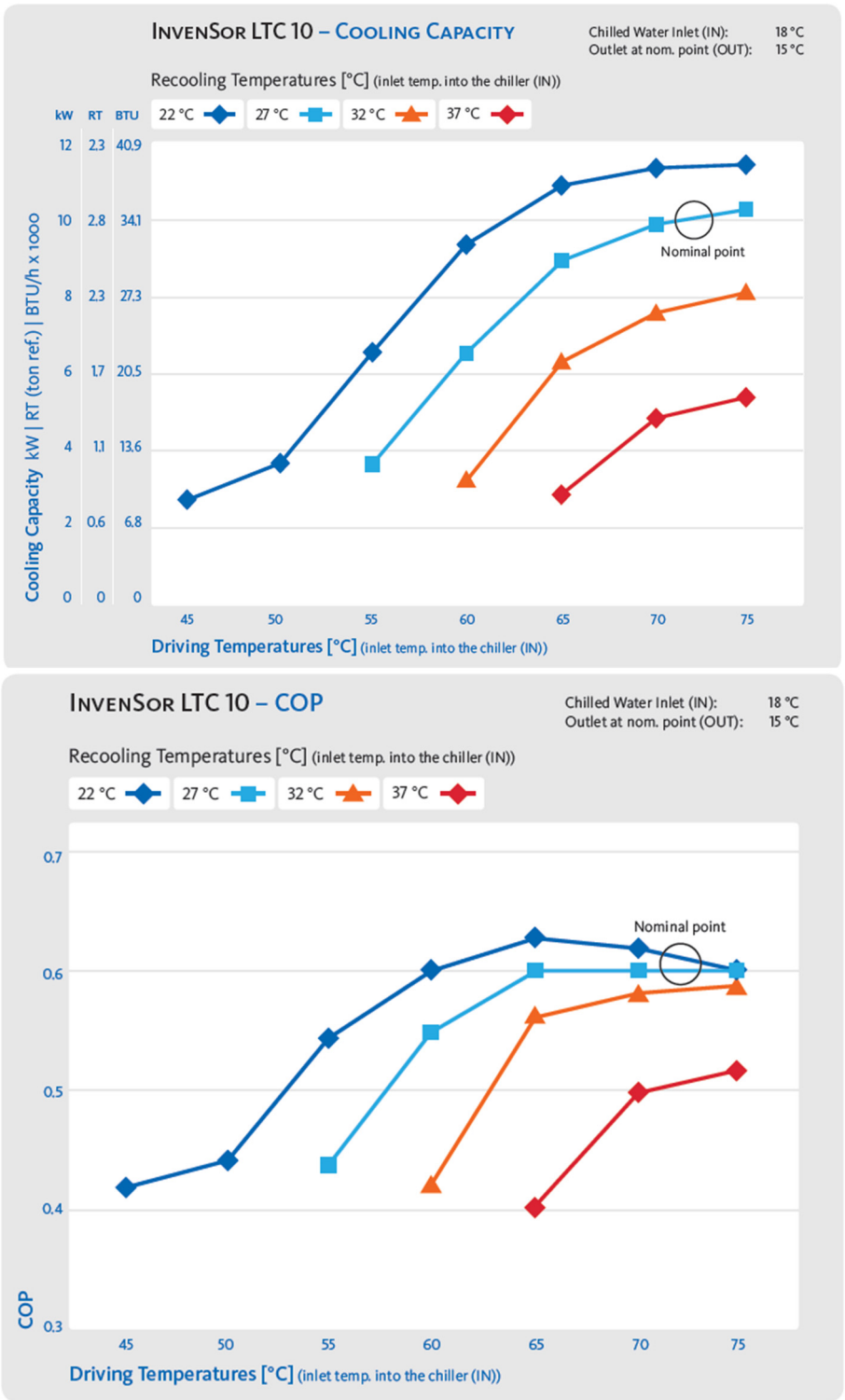
Adsorptionskylmasinen från Invensor har vi valt som jämförelse med SorTech-systemet. Än så länge finns det endast en 10 kW-modul på marknaden, som dock går, likt SorTech-modulen, att parallellkopplas till större effekter. Vi ändrade därför kyllasten för att motsvara storleken på en maskin, d.v.s. mellan 1,5 och 10 kW. Maskinen bygger på adsorption av vattenånga i zeoliter (till skillnad från SorTech, som använder

kiselgel), principiellt påminner den annars mycket om SorTech-maskinen. Maskinen kan levereras med inbyggda pumpar, cirkulationskretsar samt återkylningssystem (se Figur 6.1.8). Det innebär att man tillhandahåller -om kunden så vill - ett driftfärdigt optimerat system. Flera maskiner kan sammankopplas till större kyleffekter. Maximala bredden är 75 cm, d.v.s. även denna maskin lämpar sig väl för installation i befintliga byggnader.

Figur 6.1.8 Enligt tillverkaren, en närmast underhållsfri sorptionskylmaskin på 10 kW, typ Invensor LTC 10 plus.

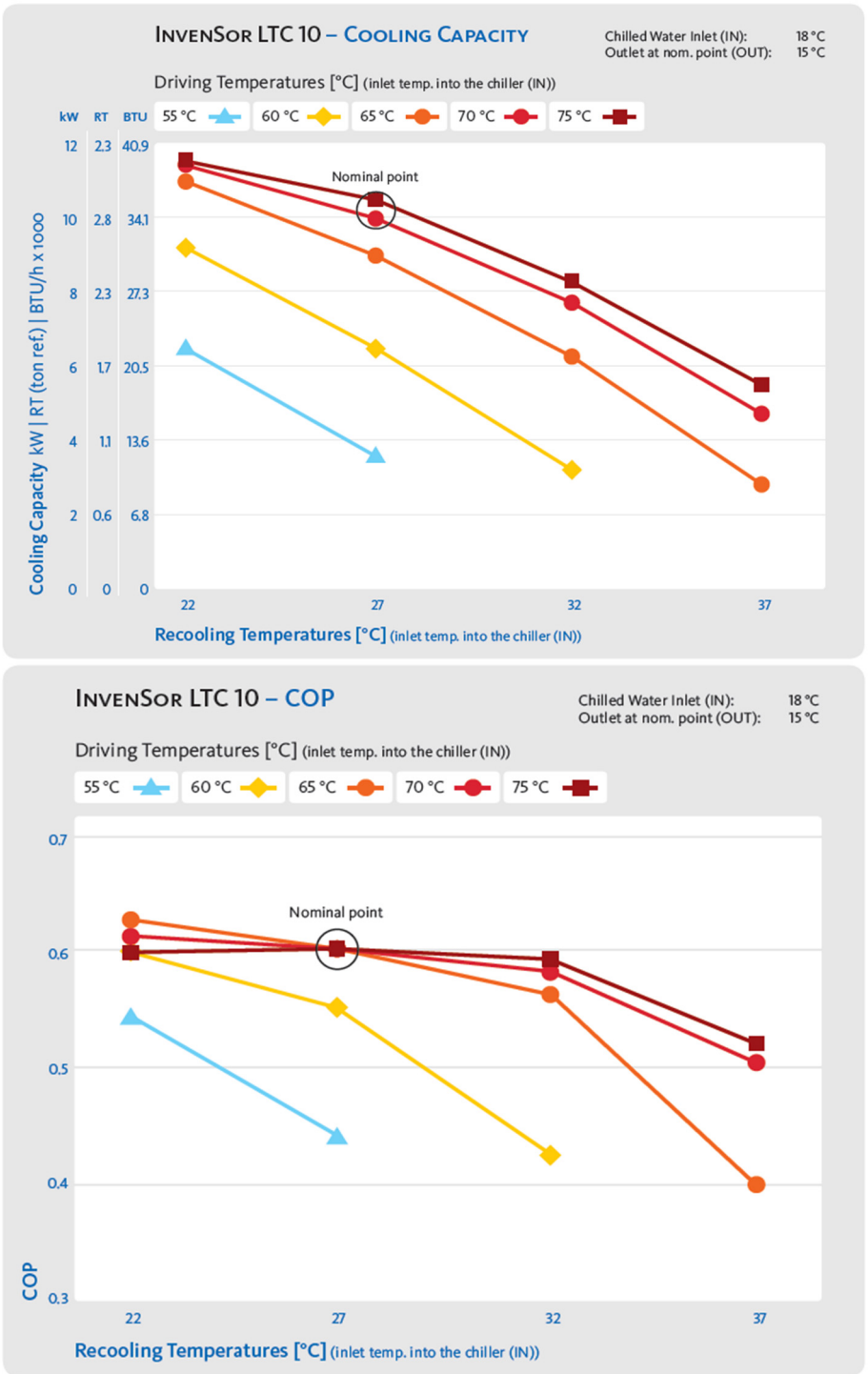
Även för denna maskin finns det datablad som visar sambandet mellan driftparametrar för olika driftsätt som möjliggör en effektiv styrning (Figur 6.1.9, Figur 6.1.10 och Figur 6.1.11). Maskinen kan köras från 55°C och upp till 75°C (Invensor, 2013).

a) Kyleffekt och COP_{th} som funktion av drivtemperatur (generatortemperatur)



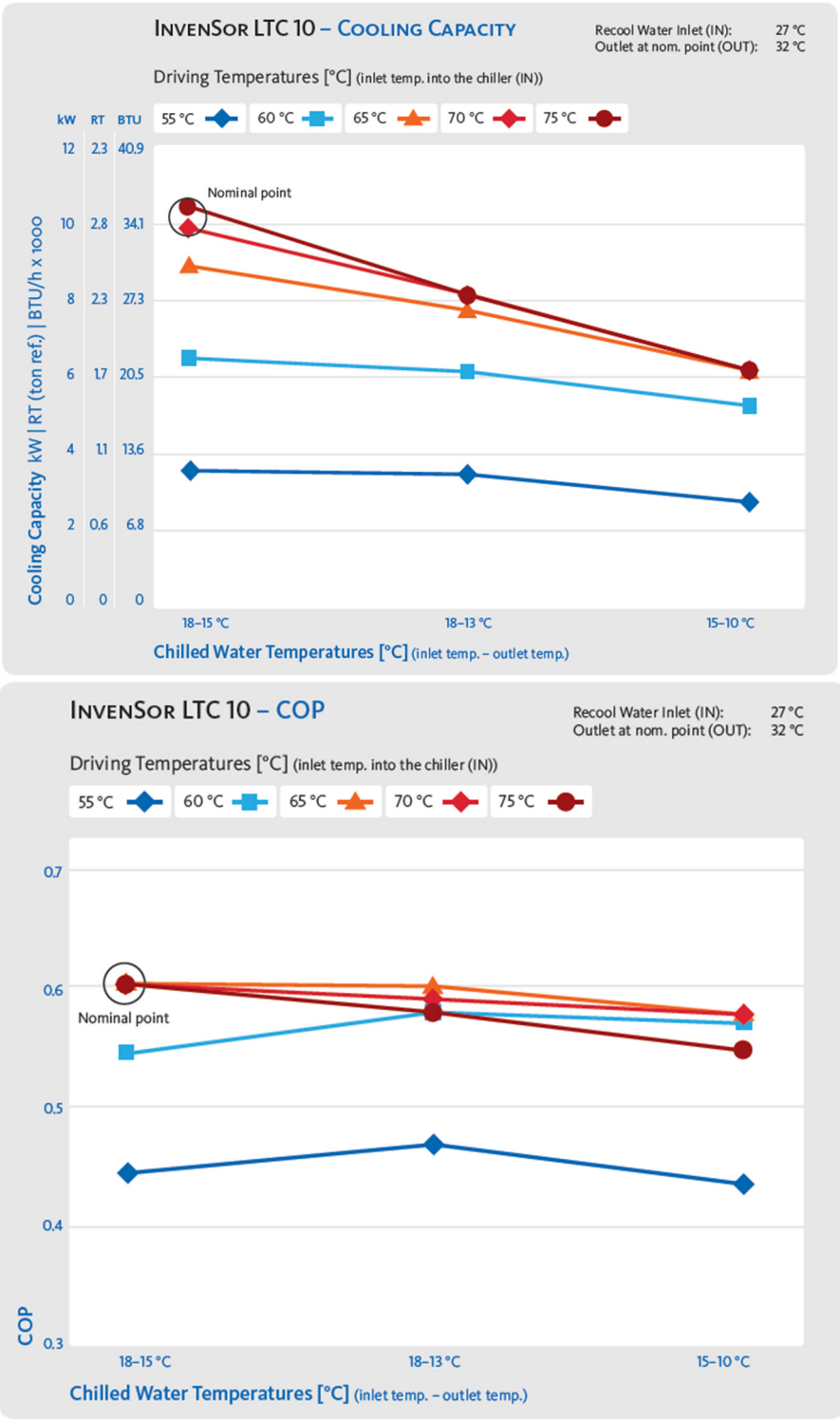
Figur 6.1.9 Kyleffekt och COP som funktion av drivtemperatur (generatortemperatur).

b) Kyleffekt och COP_{th} som funktion av drivtemperatur och återkylningstemperatur



Figur 6.1.10 Kyleffekt och COP_{th} som funktion av drivtemperatur och återkylningstemperatur

c) Kyleffekt och COP_{th} som funktion av drivtemperatur och kyltemperatur

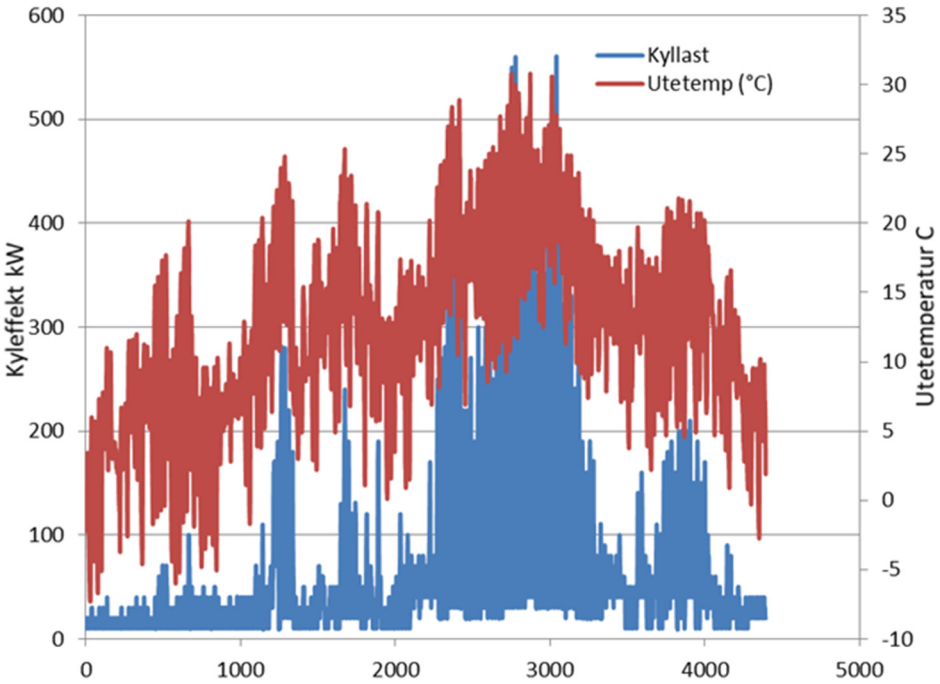


Figur 6.1.11 Kyleffekt och COP_{th} som funktion av drivtemperatur och kyltemperatur

Det framgår tydligt i Figur 6.1.11 att Invensor-maskinen lämpar sig bäst för kylning vid relativ höga kyltemperaturer, t ex 15/18ºC. Maskinen finns även i andra utföranden på marknaden, bl.a. ett avskalat system där cirkulationskrets och återkylare utgår. En annan typ av maskiner är högtemperaturvarianten HTC; ett system bättre lämpat för högre drivtemperaturer och återkylningstemperaturer över 35ºC.

6.2 Simuleringsprincipen

Alla dessa ovan nämnda kylmaskiner simulerades för en blandad bebyggelsemiljö bestående av ett affärscentrum och kontor i Södertälje. Från Telge Nät fick vi tillgång till uppmätta timeffekter från en befintlig kund i deras fjärrkylenät. Eftersom vi ville begränsa oss beträffande kyleffekt till upp till 100 kW, så blev vi tvungna att skala ned den uppmätta effekten. Lasten var ogynnsam på så sätt att den innehöll en komponent av låg baslast, kombinerat med relativt höga effekttoppar. Simuleringen gjordes för sommarhalvåret 1 april till 30 september (mätdata var från perioden höst 2013 till sommar 2014 och sattes ihop till ett sommarhalvår). Figur 6.2.1 visar ursprungliga timvärden för kyllast och utetemperatur för simuleringsperioden. För våra beräkningar skalades effekten ned med en faktor 0,178, vilket gav 100 kW som maximal kyleffekt och 1,8 kW som minsta kyleffekt. Utetemperaturen var maximalt 30,8°C.



Figur 6.2.1 Kyleffekt och utomhustemperatur för simuleringsperioden 1 april – 30 september.

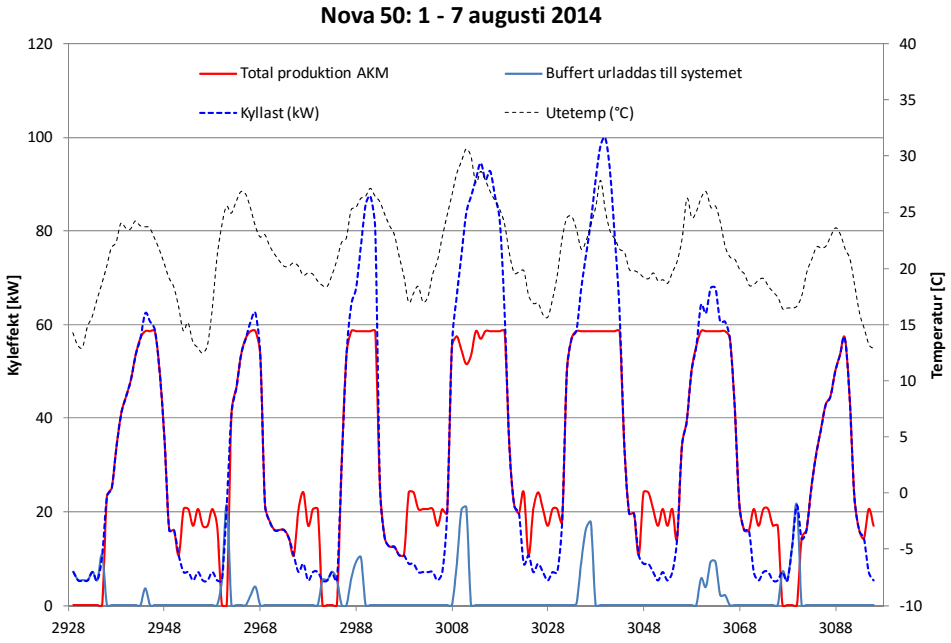
Normerat till en maxeffekt på 100 kW var det totala kylbehovet under perioden 1 april till 30 september 51385 kWh. En kylmaskin på 50 kW skulle således få något

över 1000 fullasttimmar, en maskin på 100 kW ca 500 fullasttimmar. För simuleringen parametriserades de diagram som visas i avsnitt 6.1, så att man i första hand kunde erhålla de icke linjära sambanden genom trendlinjer, om inte sambanden kunde översättas till trendlinjer så fick värden hämtas ur en tabell.

Regleringen gjordes så att vi, utgående från maskinens nominella värden, först minskade generatorflödet så långt maskinen tillät[8], för att uppnå önskad nivå på kyleffekten (jämför t.ex. Figur 6.1.3). Därefter reducerades även kylflödet till sådan nivå att en återkylningstemperatur på 27°C uppnåddes. Om utetemperaturen eller den önskade effekten var för hög att denna temperatur skulle kunna hållas, så ökades kylflödet och kyltemperaturen tilläts stiga till vad som var möjligt att åstadkomma. Detta resulterade ofta i en minskad kyleffekt, enligt Figur 6.1.3. Vi nöjde oss dock med en iteration.

För pumparna beräknades sedan pumpeffekten genom att anta ett visst standardtryckfall, t.ex. 50 kPa. Eleffekt för kylfläktarna beräknades, för olika driftfall, med hjälp av Luvatas mjukvara Coils Selection [Luvata, 2014] och lades in i simuleringsberäkningen På så sätt kunde den elektriska effekten och därmed COP_{el} beräknas. Beräkningarna enligt denna metod blir något osäkra, när man inte har ett detaljerat systemschema att utgå ifrån. Men vi anser dock att resultaten återspeglar de resultat som kan erhållas för de mer effektiva av de i litteraturen redovisade maskinerna.

Ett exempel på beräkningsresultat för NOVA 50 maskinen med torr återkylning ges Figur 6.2.2, där en varm vecka i början på augusti visas.

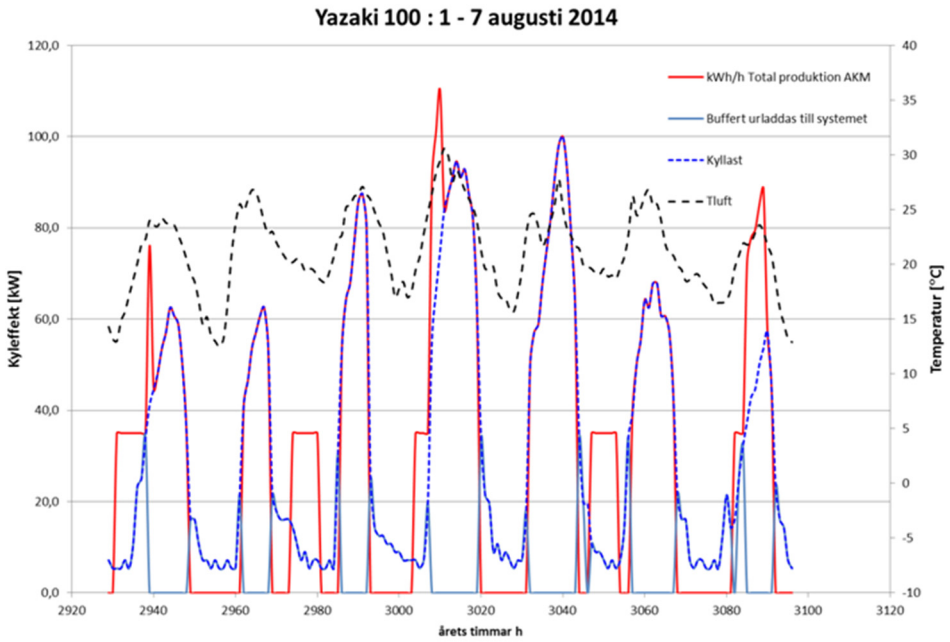


Figur 6.2.2 Simulering av kylmaskinen Nova för en vecka i början på augusti.

[8] Enligt uppgift från tillverkare

Veckan inkluderar den högst uppnådda lufttemperaturen denna säsong; 30,8°C. De röda kurvorna ger den producerade kyleffekten. Den maximala producerade kyleffekten kan uppgå till 58 kW, medan kylbehovet når nästan 100 kW (blå streckad kurva). Men när det är varmt ute och högst kyleffekt efterfrågas från maskinen (ungefär vid timtal 3015), så sjunker den tillgängliga effekten till ca 52 kW, eftersom återkylningstemperaturen då är högre. När bufferten på 50 kWh (motsvarande ca 8 m^3 vatten) är uttömd får huset under några timmar klara sig med reducerad effekt. På kvällen faller lastbehovet igen till låga värden och bufferten laddas.

För beräkningen av Yazaki-maskinen valde vi en maskinstorlek på 100 kW. Dessutom valde vi en större buffert motsvarande 200 kWh (ca 35 m^3 kallvatten). Anledningen är att man vill reducera antalet uppstartsförlopp. I Figur 6.2.3visas motsvarande diagram för denna simulering. Här tillämpas även våt kylning. Som det framgår av diagrammet för första augustiveckan kan hela lastbehovet tillgodoses, även varma dagar, och dessutom finns kyleffekt kvar att ladda bufferten med (röda spiken vid timtalet 3010). Det våta kyltornet gör att återkylningstemperaturen inte överskrider 27°C. En buffert är således en lämplig komponent när den dimensioneras stor nog, dels för att minska antalet uppstarter[9] och dels för att eventuellt reducera storleken på kylmaskinen.



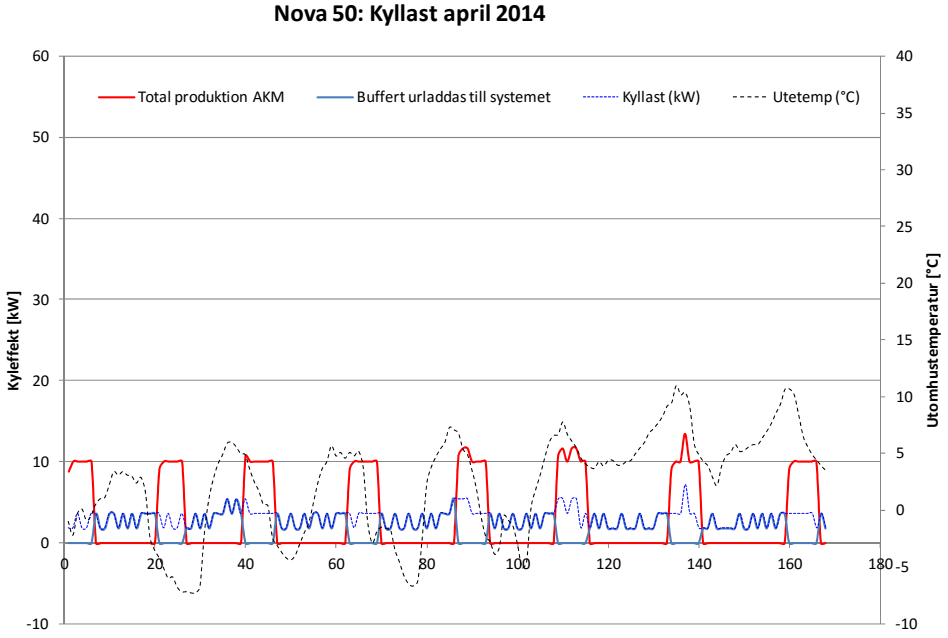
Figur 6.2.3 Drift av Yazaki 100 kW maskinen i augusti. Maskinen täcker i stort sett hela lastbehovet.

[9] Uppstarten av en AKM behöver en viss tid, ca 15 – 30 minuter, under vilken kyleffekten är lägre än den bör vara, samtidigt som alla pumpar går på nominell effekt; en uppstart innebär således alltid en effektförlust och minskad COP_{th} och COP_{el}.

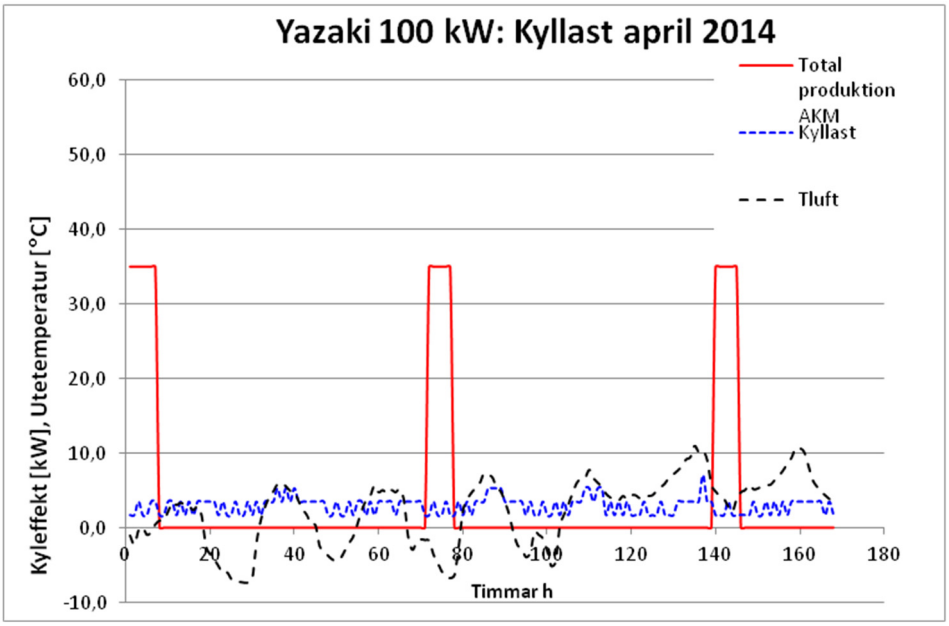
Driften under låglastperioder kan kasta ett annat ljus på denna problematik. I Figur 6.2.4 och Figur 6.2.5 jämför vi simuleringen av båda de ovan beskrivna maskinerna i april, när det bara finns en låg baskyllast, i genomsnitt 5 kW.

I Yazaki-fallet används en större buffert (200 kWh) jämfört med Nova-fallet (50 kWh). Samtidigt reduceras laddningseffekten för Yazakin till 35 kW (dellast), och för Nova-maskinen till 10 kW. Antalet uppstarter för Nova blir då 184 st. och för Yazaki 148 st., för hela säsongen. Om man tillåter att COP_{th} reduceras, så kan man tänka sig ännu lägre laddningseffekt under låglast-säsongen, vilket skulle ge ännu färre uppstart-situationer. Genomsnittliga kyleffekten i april är 5 kW, vilket dock är för lågt att köra såväl Nova- som Yazaki-maskinen på.

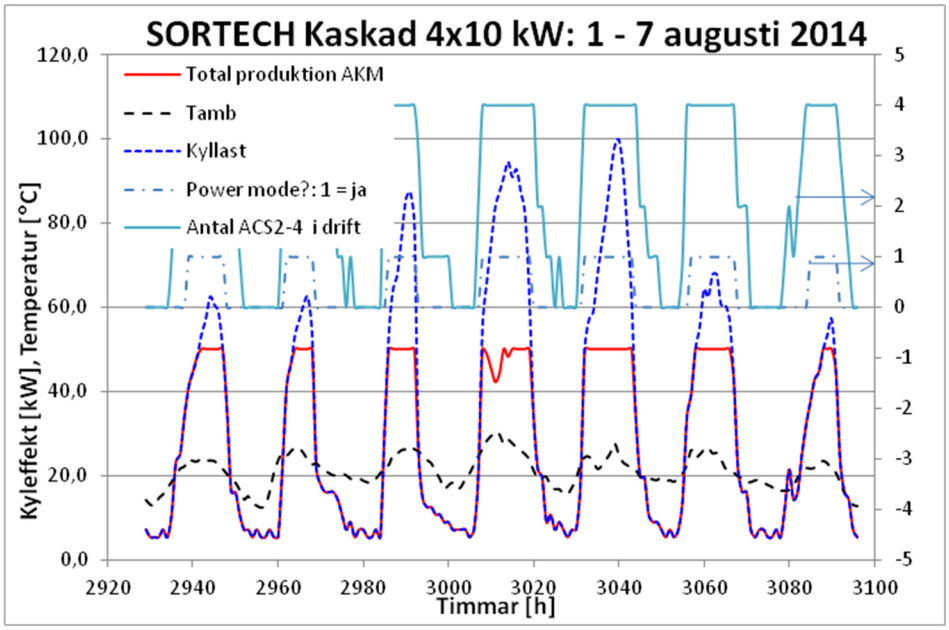
Detta problem går dock att lösa med adsorptionsmaskinen från SorTech i kaskadkoppling 4 x 10 (ca 50 kW maxeffekt). Denna maskin kan köras i fyra steg, vilket innebär att för låglastfallet räcker det med första steget som klarar att producera så låga laster som 1,8 kW. Vid högre effektbehov kopplas sedan de övriga stegen in alltefter-som. I Figur 6.2.6 och Figur 6.2.7 visas detta för augusti resp. april.



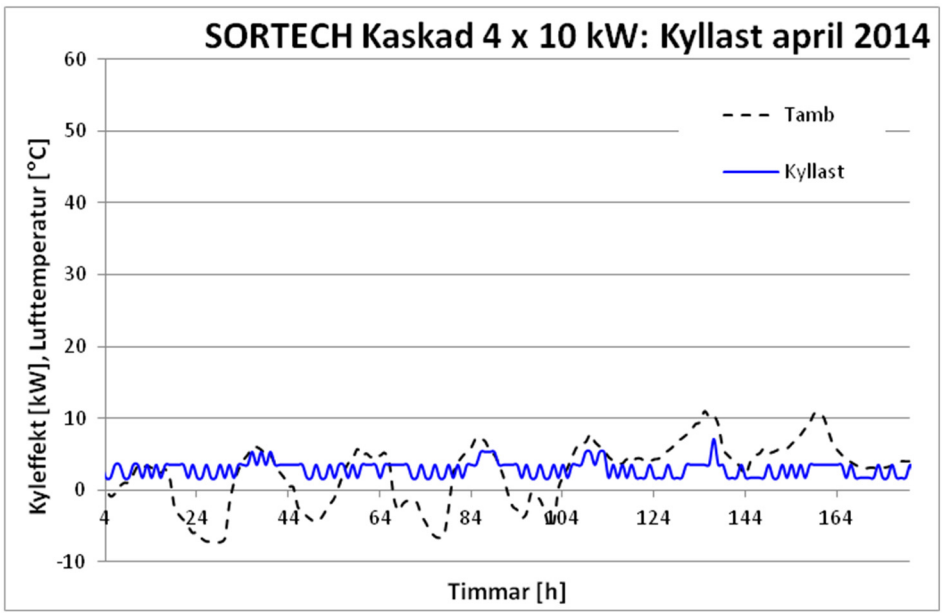
Figur 6.2.4 NOVA 50-maskinens drift för april.



Figur 6.2.5 Yazaki 100-maskinens drift för april.



Figur 6.2.6 Driftsimulering för SorTech 4 x 10 kW kaskadanläggning i augusti . Antal ACS i drift syftar till antal moduler som används vid given tidpunkt.



Figur 6.2.7 Driftsimulering för SorTech 4 x 10 kW kaskadanläggning i april. Endast en 10 kW modul är i drift.

Diagrammet för augusti (Figur 6.2.6) visar att kaskadmaskinen klarar leveranser upp till 50 kW, med undantag för den varmaste dagen. Den klarar dock även leveranserna vid låglast, utan buffert. Totalt går dock maskinen på lägre COP_{th} (0,63) och lägre COP_{el} än absorptionskylmaskinerna. I Figur 6.2.6 finns även information kring driftsättet (power-mode eller eko-mode) inritad. Power-mode behövs mitt på dagen när det är som varmast ute.

Simuleringen av Invensor (visas ej här) är gjord på 10 kW och visar samma trend som SorTech, nämligen att i princip hela behovet på mellan 1,5 och 10 kW kunde täckas med maskinen.

Simuleringsresultaten är sammanställda i nästa avsnitt.

6.3 Resultat

En sammanfattning av de viktigaste resultaten för de fyra undersökta maskintyperna och systemlösningarna framgår i Tabell 6.3.1. Observera att det, utifrån våra beräkningar, inte går att jämföra en maskintyp rakt av med en annan, eftersom det finns skillnader i bl.a. återkylningssystem, effektstorlek, kyllager och systemtemperaturer. Däremot diskuteras, i följande avsnitt, skillnaden mellan vatten/LiBr-maskinerna och de adsorptiva maskinerna; vikten av en kylbuffert samt verkningsgrader för olika system.

Tabell 6.3.1: Resultatsammanställning för de fyra simulerade kylsystemen. Simuleringarna använder lastdata från kyllasten i Åhlenshuset i Södertälje för perioden 1.april t.o.m. 30 september 2014.

		Nova 50 torrt[10]	Nova 50 vått	Yazaki 100	SorTech 4x10	Invensor 10
Typ		**Vatten/LiBr**	**Vatten/LiBr**	**Vatten/LiBr**	**Ads Silicagel**	**Ads Zeolit**
Nom. Effekt	kW	50	50	106	4x10	10
Toppeffekt kyllast	kW	100	100	100	100	10
Minimum kyllast		1,8	1,8	1,8	1,8	1,5
Köldbehov	kWh	51385	51385	51385	51385	8776
Andelen som kylsystemet täcker		0,89	0,96	0,98	0,93	1
Kyltemperatur ut/in	°C	15/19	15/19	7/12,5	15/19	15/19
Använt kyllager	kWh	50	50	200	0	0
Säsongs-COP_{th} /SEER (1/4 - 30/9)		0,73 *)	0,69 *)	0,71	0,6	0,6
Antal uppstarter	kWh	400	184	148	1	1
Köldproduktion	kWh	45771	49508	50126	47738	8770
Tillförd värme	kWh	63121	71630	70805	79224	14669
El till fläkt	kWh	3589	2262	4186	1486	882
El till pumpar	kWh	2463	3256	4259	2537	1317
COP_{el}		7,6	9,0	5,9	11,9	8,5

*) Inklusive uppstartsförluster (15 minuter av kylproduktion vid varje starttillfälle).

6.3.1 Termisk respektive elektrisk COP

Av Tabell 6.3.1 framgår en viktig huvudskillnad mellan absorptionsmaskinerna och adsorptionstekniken. COP_{th} ligger på ca 70 % eller högre för absorptionsmaskinerna, medan adsorptionsmaskinerna klarar endast ca 60 % för samma last. Den elektriska säsongs-COP_{el} (SEER) ligger, beroende på typ av kyltorn och maskin, på mellan 5,9 och 11,9. Att Yazakis verkningsgrader är lägre än Novas beror främst på att Yazakis driftparametrar gäller för lägre kyltemperaturer (7/12,5°C) än Novas 15/19°C.

6.3.2 Täckningsgrad

I det valda systemutförandet (med buffert för absorptionsmaskinerna) klarade alla tekniker att leverera höga teckningsgrader av kylbehovet, 0,96 för Nova-maskinen och 0,98 för Yazaki, som ju hade dubbelt så stor effektkapacitet som Nova (100 kW; dvs. lika stort som lastbehovet). Men även det mindre SorTech-aggregatet på 50 kW

[10] För simuleringen för Nova med torrt kyltorn skedde laddning av buffertlagret med full effekt, vilket bl.a. påverkade antalet uppstarter för AKM

klarade 93 % av lastbehovet under säsongen utan buffert, ett tecken på att det bara fanns några få dagar på året där full kyllast verkligen behövdes, för den fastighet vars mätdata vi hade tillgång till. 10 kW Invensor-maskinen klarade däremot hela behovet (på 10 kW). Av detta skulle man kunna dra slutsatsen att det lönar sig att underdimensionera AKM för att uppnå så många fullasttimmar som möjligt per år. Detta är dock en sanning som man ska ta med en nypa salt: Det beror ju på tillämpningen. Resultatet av underdimensioneringen är ju att lasttäckning saknas när det är som varmast och man måste bedöma från fall till fall, om man får tillåta för höga temperaturer. Ett sätt att hantera problemet är låta en kompressorkylmaskin täcka spetsbehovet av kyla.

6.3.3 Värme-/elbehov

Beroende på COP_{th}, så skiljer sig självklart även värmebehovet bland maskinerna. Den tillförda värmen var lägst för Nova-maskinen (torrt kyltorn) och högst för SorTech. Vi kommer att se i nästa avsnitt 7 att AKM endast hävdar sig ekonomiskt gentemot KKM i större effektklasser och vid lågt värmepris. Vid mindre effektstorlekar krävs ett värmepris nära noll eller i vissa fall rentav negativt. Det innebär att COP_{th} egentligen inte har så stor betydelse för val av maskinerna i detta fall. Den elektriska verkningsgraden, däremot, är av största vikt, för miljöbedömningen av AKM. Om COP_{el} är <3, så är den i klass med en kompressormaskin och då finns ju inget skäl att använda sig av ab(d)sorptionskylmaskiner överhuvudtaget. Säsongsverkningsgraden (seasonal energy efficiency ratio; SEER) bör vara minst det dubbla, och helst över 10 för att AKM ska hålla miljöfördelar över KKM (se även kapitel 3”Tekniker för värmedriven kyla”), eftersom man måste vikta ihop såväl den termiska verkningsgraden som den elektriska med respektive primärenergifaktorer för att bedöma miljöutfallet.

6.3.4 Returtemperatur

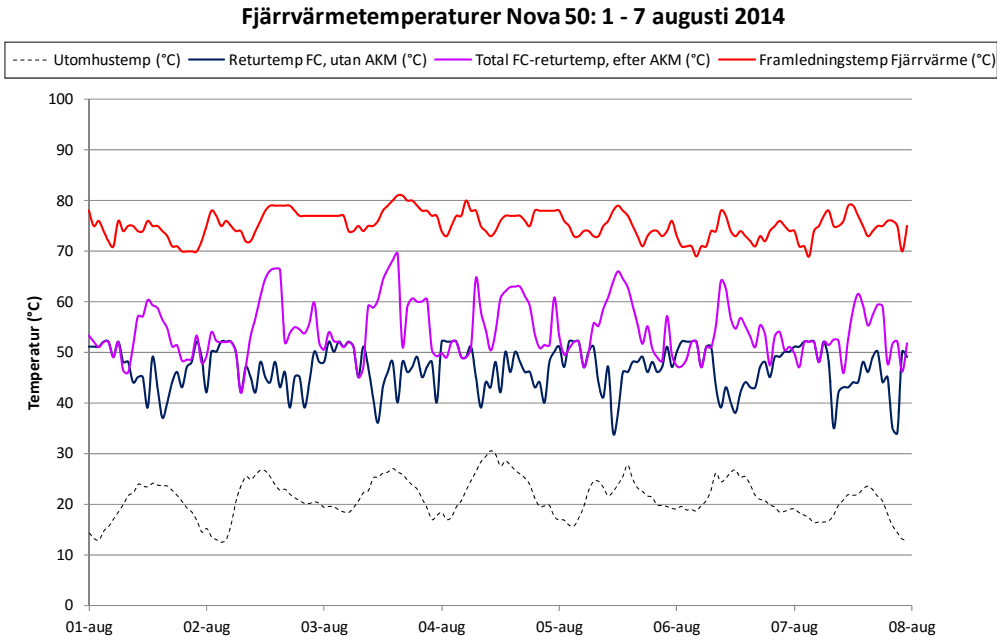
Figur 6.3.1 och Figur 6.3.2 visar fram- och returledningstemperaturer från den simulerade FC:n[11], för Novas AKM (50 kW), respektive Yazakis (100 kW). Figurerna visar dels returtemperaturen utan inverkan från AKM; dels den sammanlagda returtemperaturen från FC:n med AKM. Eftersom den redovisade perioden är ifrån början av augusti -mitt i högsommaren, så har fastigheten ingen uppvärmning; förutom kylbehovet finns endast ett tappvarmvattenbehov.

Som väntat ser man, för båda AKM-systemen, att returtemperaturen från FC:n generellt blir högre med inkopplade kylmaskiner. Dock finns, för Nova, enstaka timmar där returen från AKM t.o.m. är lägre än från övriga fjärrvärmelaster, och därmed blir

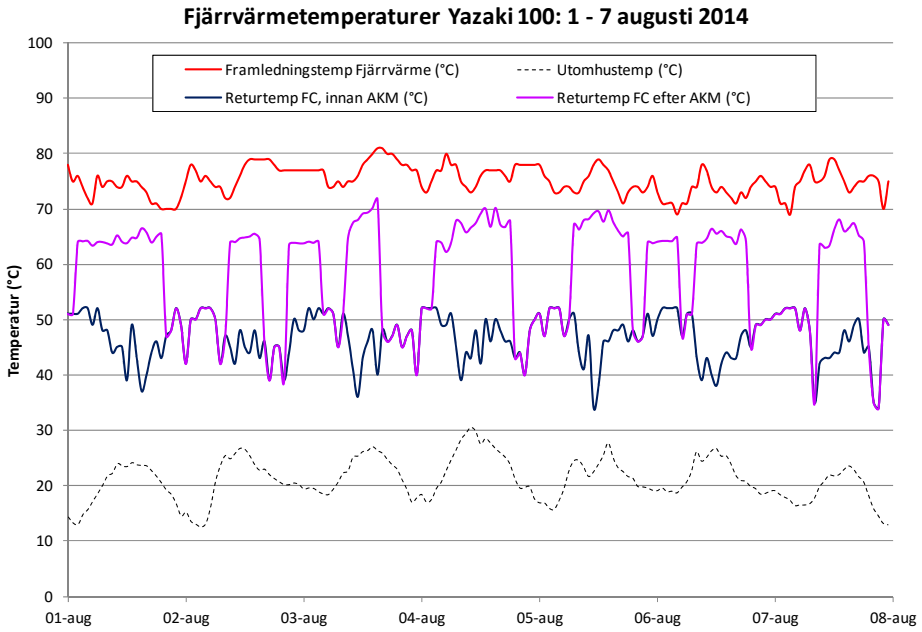
[11] Telge Nät tillhandahöll timmedelvärden för värmeeffekt, flöde samt fram- och returtemperaturer för samma fastighet vi fått kyldata för.

resulterande returtemperatur lägre än innan. När Yazakin är i drift så ligger returtemperaturen mellan 65°C-70°C. För Nova-systemet varierar returtemperaturen mer, men håller sig under 70°C.

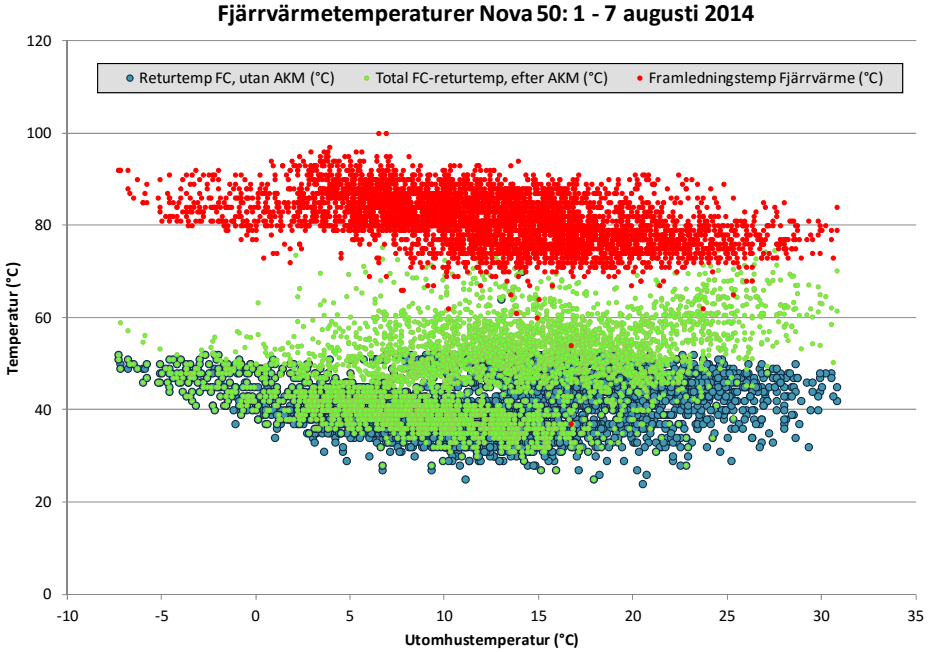
I Figur 6.3.3 visas returtemperaturen som en funktion av utomhustemperaturen. Man ser där att vid höga utomhustemperaturer kommer returtemperaturen alltid att vara förhöjd, men även vid relativt låga utomhustemperaturer förekommer driftfall där AKM går in och höjer returtemperaturen.



Figur 6.3.1 Temperaturer för fjärrvärmecentralen med Nova AKM i drift under höglastperiod för kylan. Mörkblå kurva indikerar returtemperatur från fjärrvärmecentralen utan AKM (endast varmvattenlast) och lila kurva visar total returtemperatur efter inkopplad AKM



Figur 6.3.2 Temperaturer för fjärrvärmecentralen med Yazaki AKM i drift under höglastperiod för kylan. Mörkblå kurva indikerar returtemperatur från fjärrvärmecentralen utan AKM (endast varmvattenlast) och lila kurva visar total returtemperatur efter inkopplad AKM

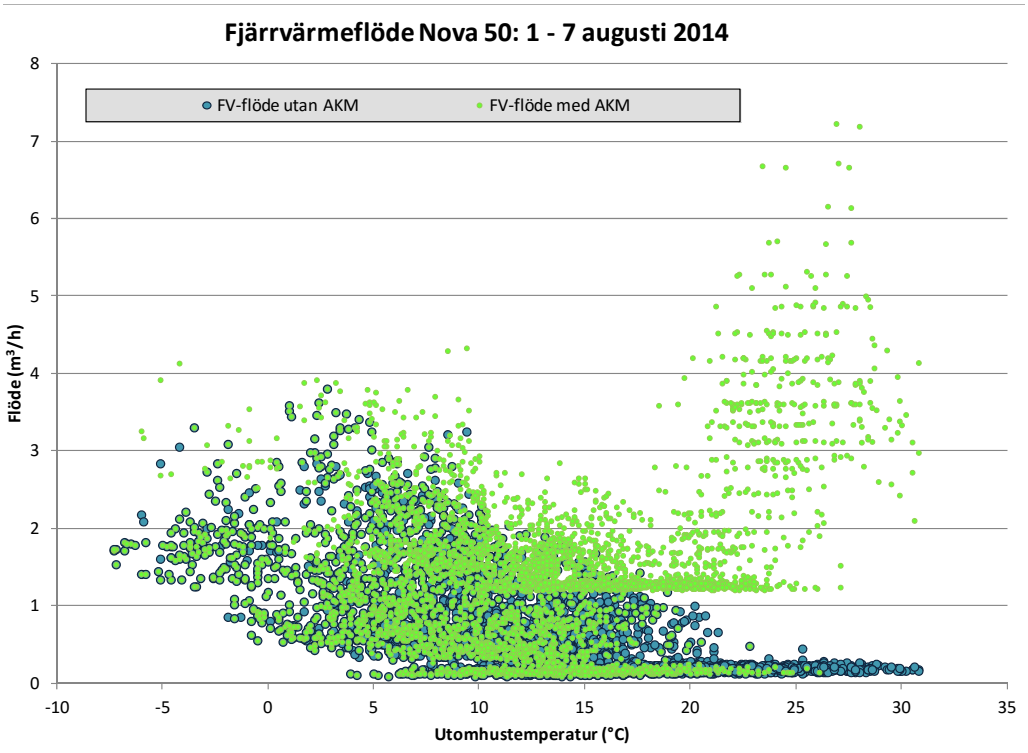


Figur 6.3.3 Temperaturer för fjärrvärmecentralen med Nova AKM, som en funktion av utomhustemperaturen. Blå punkter indikerar returtemperatur från fjärrvärmecentralen utan AKM (endast varmvattenlast) och gröna punkter visar total returtemperatur efter inkopplad AKM.

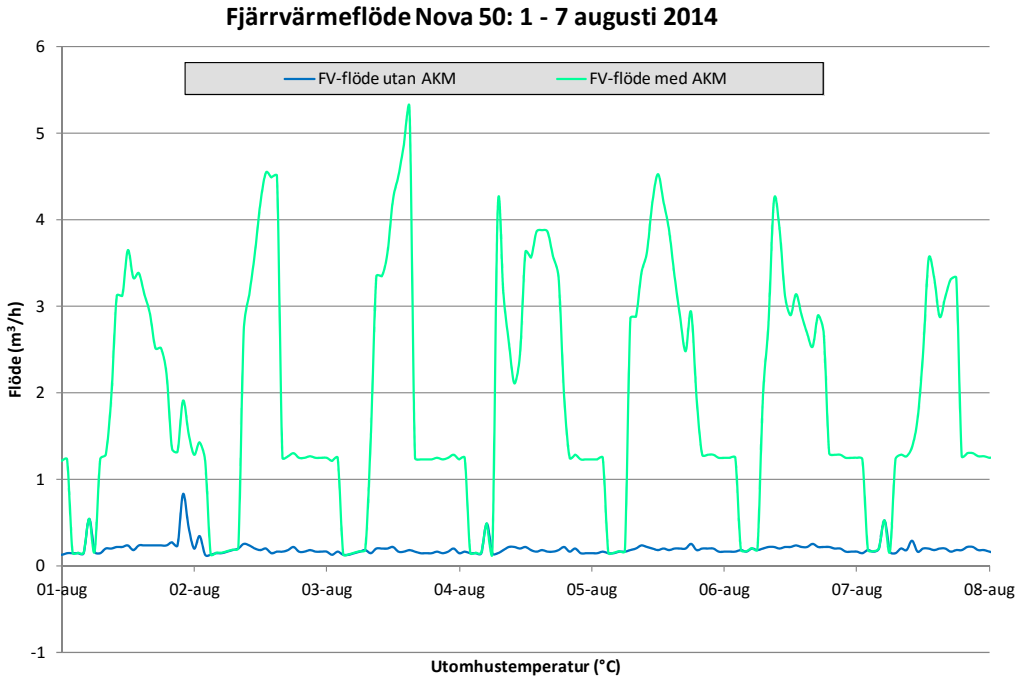
6.3.5 Flöde

Att fjärrvärmecentralen får märkbart sämre avkylning, samtidigt som utnyttjad värmeeffekt ökar, påverkar naturligtvis flödet. Figur 6.3.4 visar hur flödet påverkas av inkoppling av Nova-maskinen. Flödesökningen är, för några timmar, drygt 7 m^3/h (från ca 0,2 m^3/h till ca 7,5 m^3/h). Kapacitetsmässigt räcker servisen till; vintertid har knappa 30 m^3/h uppmätts för 2014. I Figur 6.3.5 kan man dock se att flödet varierar kraftigt över dygnet, vilket riskerar att orsaka obalans i den del av nätet där fjärrvärmecentralen är belägen.

Så länge värmelasten till AKM:er i nätet utgör en relativt liten del av den totala effekten, så torde den negativa inverkan på returtemperaturen vara tolererbar. Man bör dock alltid vara uppmärksam på den påverkan som inkopplingen ger i det område av nätet där AKM:en sitter.



Figur 6.3.4 Flöde genom fjärrvärmecentralen. Blå punkter representerar flödet utan AKM; gröna punkter visar flödet med AKM Nova (50 kW).



Figur 6.3.5 Fjärrvärmeflöde utan, resp. med AKM (Nova) inkopplad.

7 EKONOMI

Den specifika kostnaden (kr/kWh kyla) för en värmedriven kylmaskin kan, lite förenklat beskrivas enligt nedanstående ekvation (Ekv. **7-1**). Ekvationen har hämtats från Jan-Erik Nowacki (Nowacki, 2015), men lagt vi har lagt till värmekomponenten;

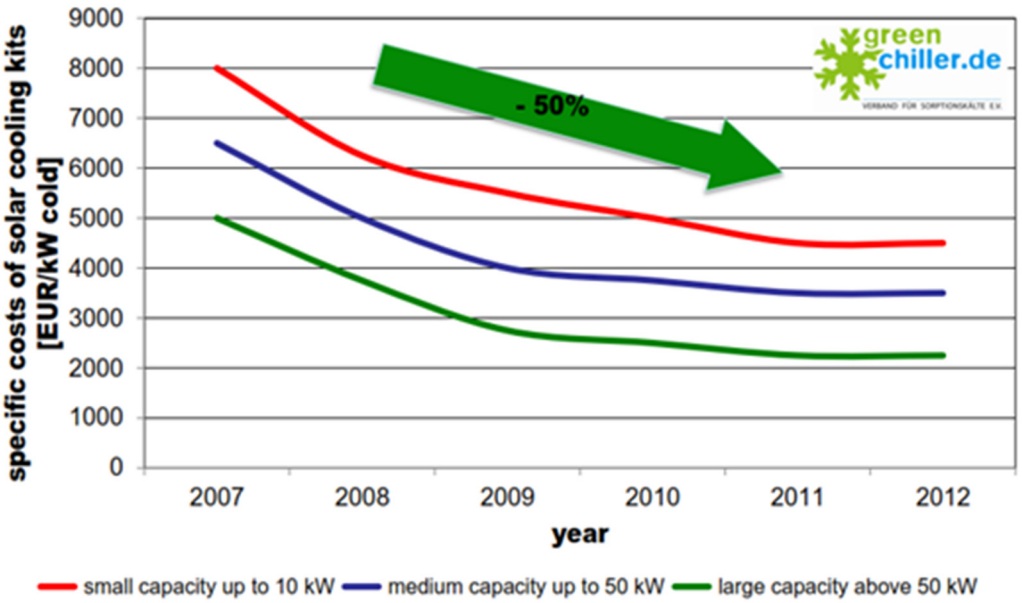
$$K_{AKM,kWh} = \frac{K_{el}}{COP_{el}} + \frac{K_{värme}}{COP_{värme}} + \frac{K_{syst} \cdot a}{\tau} + \frac{K_{syst} \cdot d}{\tau} \qquad \text{Ekv. 7-1}$$

$K_{AKM, kWh}$ = Specifik kostnad per bortkyld kWh med AKM (kr/kWh)
K_{el} = Elpris (kr/kWh)
COP_{el} = Elektrisk verkningsgrad (-)
$K_{värme}$ = Värmepris (kr/kWh)
$COP_{värme}$ = Termisk verkningsgrad (-)
K_{syst} = Specifik installationskostnad för kylsystemet (kr/kW)
a = annuitet (-)
d = driftkostnader (procentandel av installationskostnad) (-)
τ = utnyttjningstid (h)

I detta kapitel kommer vi att redogöra för dessa parametrar och även göra en känslighetsanalys över hur förändringar, i exempelvis värme- och elpris samt utnyttjningstid, påverkar kalkylen.

7.1 Kostnader för AKM

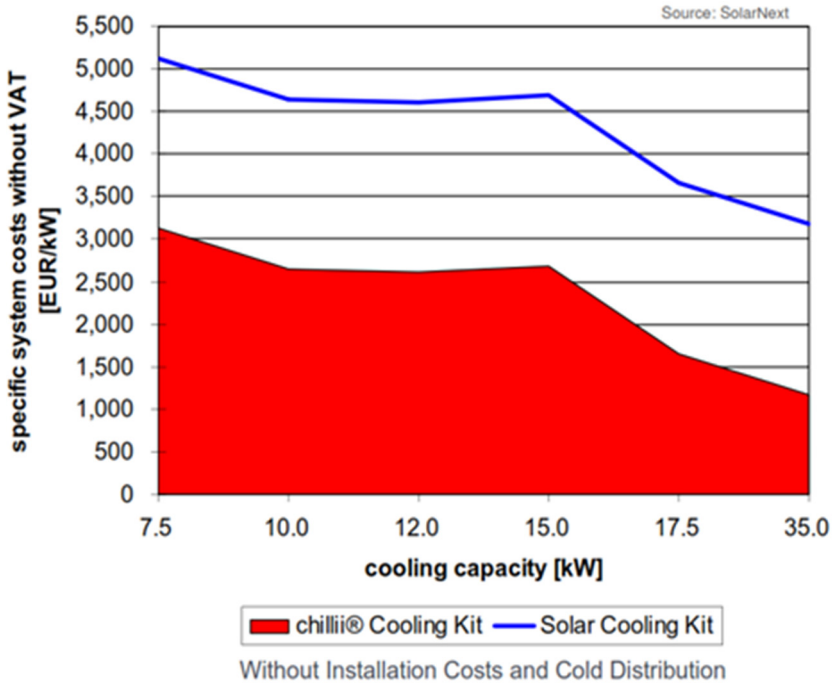
Det är svårt att komma åt tillförlitliga prisuppgifter för AKM, om man inte vill begära in en offert. Eftersom det inte finns en självklar prisfördel för tekniken, är tillverkarna inte benägna att lämna ut ett pris om man inte är en trolig kund. Därför har vi använt de allmänna prisuppgifter som finns att tillgå. Prisuppgifterna ska dessutom vara rimligt aktuella, dvs. senast från 2010-talet, eftersom priserna har sjunkit ganska så kraftigt den senaste tiden, vilket framgår i Figur 7.1.1.



Figur 7.1.1 Prisutveckling för små AKM de senaste åren. Källa: Uli Jacob, Green chiller Association, Berlin[12].

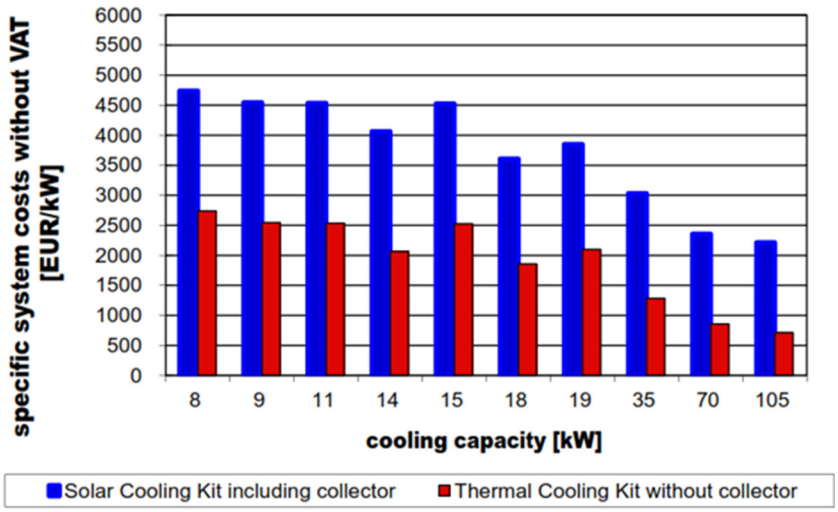
Som Figur 7.1.1 visar, så har de specifika kostnaderna de senaste åren sjunkit med ca 50 %, vilket även gjorde att några företag har gått omkull. I det följande presenteras några prisuppgifter vi bedömer vara ganska så representativa. Den första är från samma källa som figuren ovan, men då tillhörande en annan organisation.

[12] Green Chiller Association är en sammanslutning av några tillverkare av mindre termiskt drivna kylmaskiner med säte i Berlin. Se även Bilaga 1.



Figur 7.1.2 Specifika kostnader för mindre AKM (system chillii®, inklusive återkylning) för året 2009 (röda fältet). (Jacob, U., 2009).

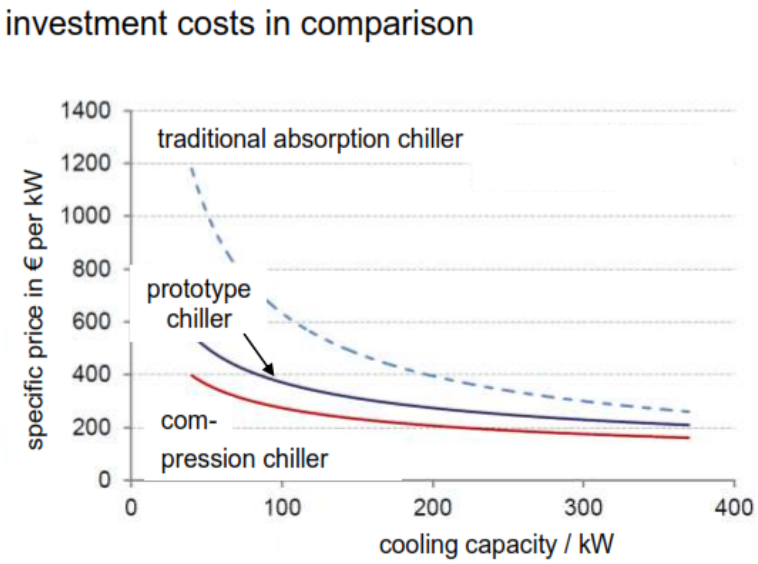
Kanten av det röda fältet i Figur 7.1.2 representerar kostnaderna för en absorption-sanläggning inklusive ett torrt kyltorn med vatteninsprutning (för förkylning). Samma källa uppger två år senare en ny prissituation enligt Figur 7.1.3.



Figur 7.1.3 Specifika systemkostnader för samma typ mindre AKM (system chillii) för året 2011. (Jakob U, 2012).

Om man jämför Figur 7.1.2 och Figur 7.1.3 framgår det att kostnadsreduktionen mellan 2009 och 2011 är ca 20 %. Samtidigt visar Figur 7.1.1 att prisfallet håller på att avstanna.

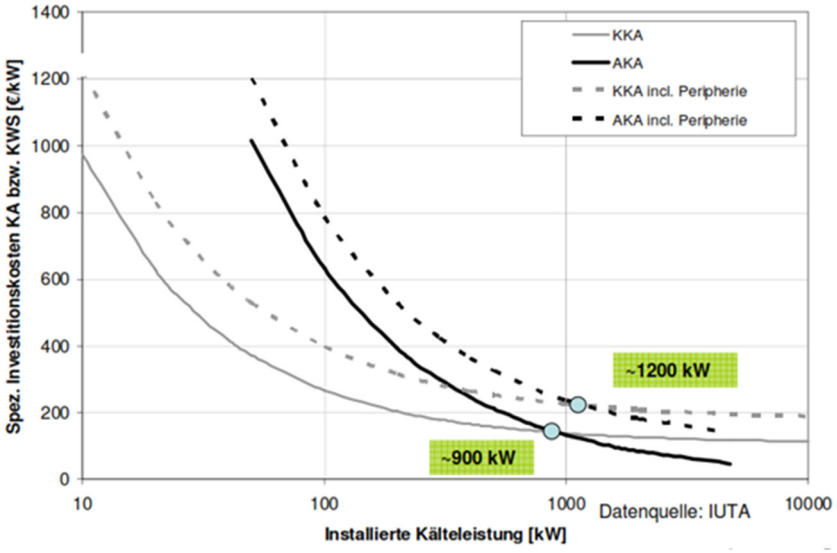
En annan och relativt färsk prisuppgift finns relaterad till den, hos TU Berlin, nyutvecklade tyska maskinen från företaget BS Nova (se Figur 7.1.4). Sambandet gäller endast för maskiner > 50 kW (Nova utvecklar två storlekar, 50 resp. 160 kW).



Figur 7.1.4 Prissituation 2013 för större AKM (>50 kW) enligt Hellmer, R. 2014.

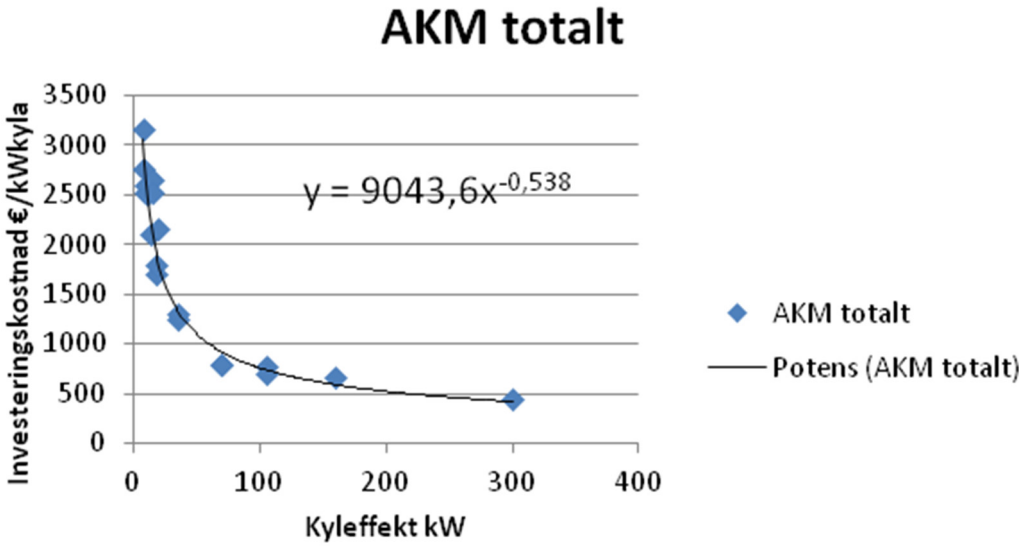
Priset inkluderar endast maskinen och inget kyl- och cirkulationssystem. Däremot publicerades 2009 från TU Berlin ett diagram, där kostnader för såväl maskindelen som totalt för maskin- och periferidelen framgår, se Figur 7.1.5. Kurvornas förlopp återspeglar faktumet att maskinernas specifika volym (m^3/kW_{kyla}) blir mindre med ökande effekt, eftersom maskinerna huvudsakligen består av värmeväxlarna (vars effektkapacitet, i princip, är proportionell till ytan).

Av Figur 7.1.5 framgår dessutom att en jämförelse med kompressordrivna kylmaskiner ger ett break-even för priset först vid maskinstorlekar över 1000 kW.



Figur 7.1.5 Kostnadsjämförelse mellan system för kompressorkyla (KKM) och ab(d)sorptionskyla enligt W. Lanser. (2009).

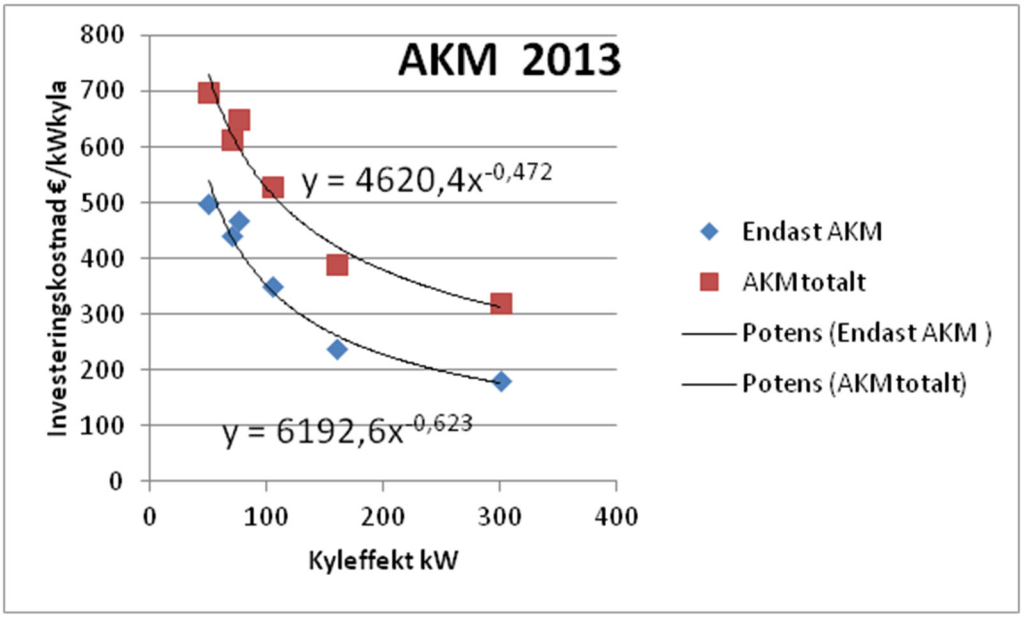
Om vi kombinerar informationen från diagrammen ovan, så får vi det kostnadssamband, som visas för AKM med prisnivå 2009 i Figur 7.1.6. Detta diagram ger en ungefärlig kostnadsbild som vi anser är tillräcklig för de ekonomiska beräkningarna som denna rapport redovisar.



Figur 7.1.6 Kostnadsfunktion för AKM inklusive hela perifera systemet (återkylare, cirkulationskretsar) men utan kostnader för installation och reglering. Kostnadsläge 2009.

För framtiden kan man enligt Hellmer, R., 2014, räkna med lägre kostnader samt system med högre termiskt och elektriskt COP. Detta tack vare större tillverkningsserier. Det är dessa system som, inom absorptionstekniken, har utvecklats av bl.a. Nova och Yazaki samt, för små adsorptionsmaskiner, av SorTech, Invensor med flera.

Kostnadssambandet för absorptionsmaskiner större än 50 kW (vid serieproduktion) framgår av Figur 7.1.7.



Figur 7.1.7 Kostnadsfunktion för AKM den närmaste tiden. Med AKM totalt avses hela AKM systemet inklusive cirkulation och återkylning. Pris vid massproduktion, 2013.

Ur sambandet mellan kyleffekt (P_{kyl}) och investeringskostnad (K_{AKM}) enligt Figur 7.1.7 kan följande ekvationer för beräkning av investeringskostnaderna tas fram:

$$K_{AKM,tot} = 4620{,}4 \cdot P_{kyl}^{-0{,}472} \qquad \text{Ekv. 7-2}$$

$$K_{AKM} = 6192{,}6 * P_{kyl}^{-0{,}623} \qquad \text{Ekv. 7-3}$$

- Exempel 1. Kostnaderna för en 10 kW adsorptionsmaskin borde, i enlighet med Figur 7.1.6, ligga under 2 600 €/kW, dvs. under 26 000 SEK.
- Exempel 2: Investeringskostnaderna för en vatten/litiumbromid-AKM på 50 kW borde, enligt Figur 7.1.7, ligga vid 36 500 €, exklusive installation och reglering.

Typiska värden för AKM med, respektive utan, perifera system framgår av Tabell 7.1.1 nedan.

Tabell 7.1.1: Kalkylerade investeringskostnader för AKM.

Kyleffekt	AKM totalt	Endast AKM
kW	**€/kW**	**€/kW**
50	729	541
75	602	420
100	526	351
150	434	273
200	379	228
300	313	177

7.2 Kostnadsjämförelse AKM - KKM

En viktig fråga i detta sammanhang är om det överhuvudtaget finns ett effektområde, där en mindre AKM-maskin kan vara lönsam att installera jämfört med en kompressorkylmaskin. I en sådan kalkyl bör de totala investeringskostnaderna och driftkostnaderna vägas samman, dvs. underhåll, värme- och elkostnaderna.

För att jämföra på ett någorlunda rättvist sätt så har vi försökt jämföra kostnader för AKM och KKM på nivåer som gäller för 2013/14. AKM-kostnader är baserade på kostnader från Tabell 7.1.1. KKM kostnader för större maskiner har erhållits från FVBs interna kostnadsdatabas för kompressorkylmaskiner, se Tabell 7.2.1.

Tabell 7.2.1: Investeringskostnader för kompletta anläggningar AKM resp. KKM gällande 2014.

Effekt	AKM		KKM
kW	**SEK/kW**	**COPel**	**SEK/kW**
15	11969	8	8678
30	8629	10	6388
50	6780	12	5097
100	4888	14	3752
150	4037	15	3136
200	3524	16	2762
250	3172	16	2502
300	2910	16	2309

För en första jämförelse bortser vi från kostnader för installationsarbetet för båda systemen. Underhållskostnaderna är dock inkluderade. Vi räknar med ett belopp på 1,5 % av investeringen per år för AKM och 4,5 % per år för KKM. Denna procentsats inkluderar, för KKM, ett kompressorbyte efter 10 år. En stor del av underhållskostnaderna för AKM är vattnet och vattenberedningen för det våta kyltornet.

Vad gäller de elektriska driftkostnaderna så har vi antagit att COP_{el} för AKM ökar ju större systemet blir, eftersom grövre rördimensioner gör att pumparbetet till cirkulationskretsarna minskar. KKM's COP_{el} (SEER) är satt till 3. I båda fall handlar det om säsongvärden. Vidare har vi, i den ekonomiska beräkningen, antagit en inflation på 2 % per år. Kalkylräntan är satt till 6 %. Avskrivningstiden för de standardberäkningarna är 10 år.

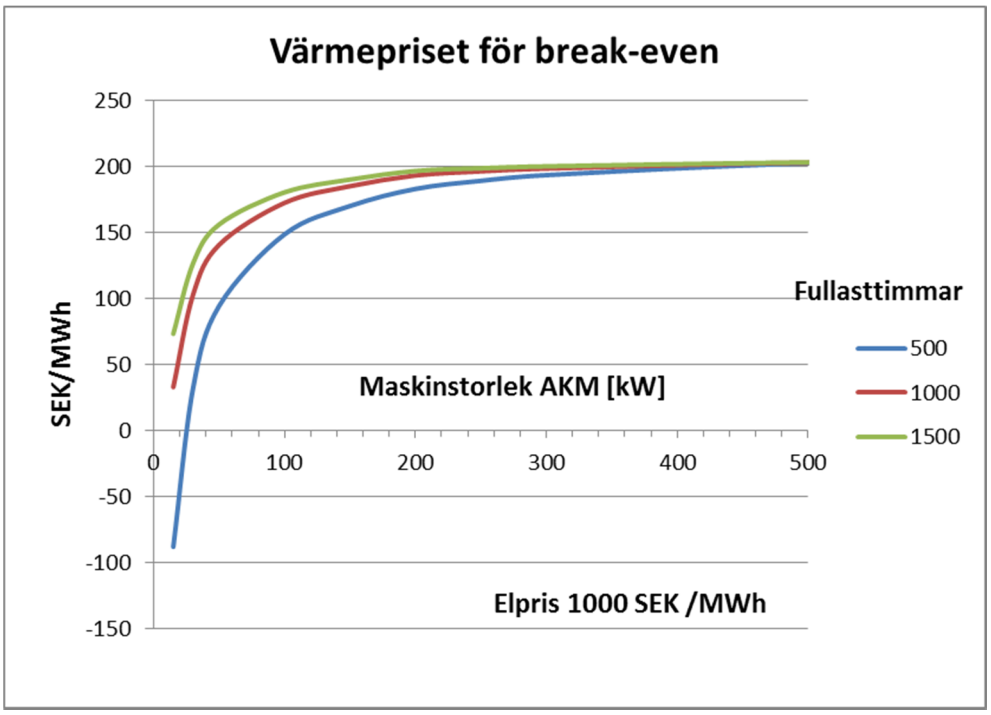
De använda parametrarna framgår från Tabell 7.2.2.

Tabell 7.2.2: Parametrar för kostnadsjämförelse AKM - KKM:

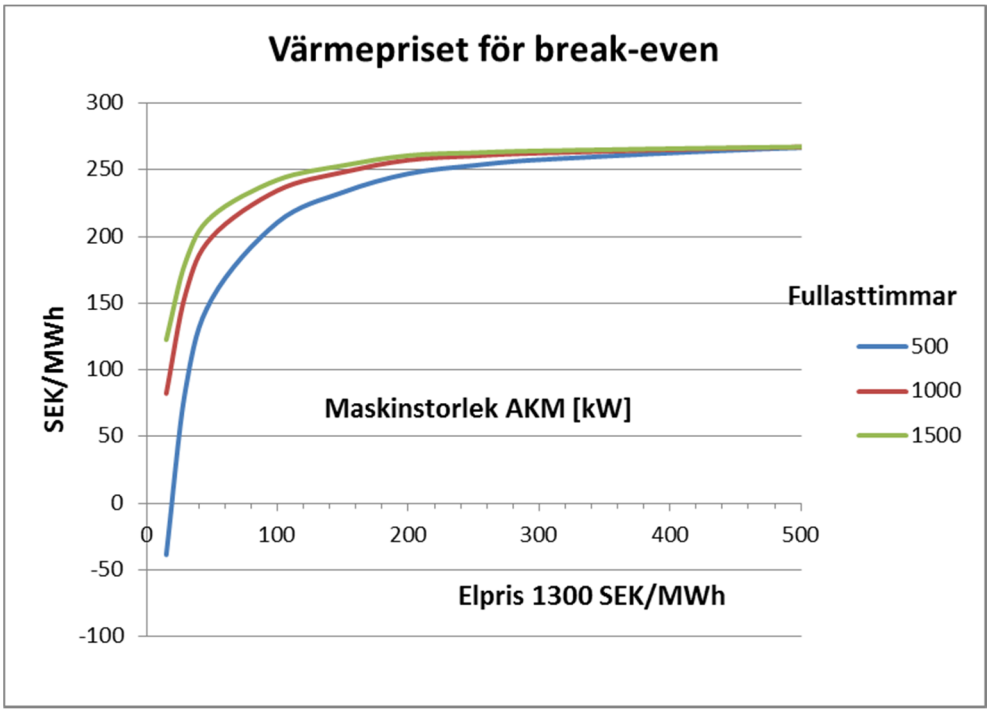
Parametrar för kostnadsjämförelse	
COP_{el} (KKM)	3 ($SEER_{el}$)
COP_{th} (AKM)	0,71 ($SEER_{th}$)
Amortering (år)	10
Pris el (SEK/kWh)	1
Prisfaktor AKM	1
Utnyttjningstid kyla, τ (h)	1000 (fullasttimmar)
Prisökning per år	2 %
Kalkylränta	6 %
Underhåll AKM	1,5 % (av investeringen per år)
Underhåll KKM (inkl kompressorbyte)	4,5 % (av investeringen per år)
Vatten (SEK/m^3)	10

Med hjälp av dessa parametrar kan de totala investerings- och driftkostnaderna för båda systemen över en viss amorteringsperiod (här nominellt ansatt till 10 år) beräknas. T.ex. antas att en kylmaskin på 50 kW under ett år har motsvarande 1000 h full drift (τ=1000); vilket ger ca 50 MWh kyla, och ackumulerat över 10 år 500 MWh kyla. En AKM behöver för detta 704 MWh fjärrvärme och 41,7 MWh el. En KKM behöver 166,7 MWh el för samma mängd kyla.

I Figur 7.2.1a visas den maximala kostnaden för värme som medges för en AKM för en kostnadsmässig break-even, jämfört med KKM systemet. Figur 7.2.1a gäller för ett elpris på 1000 SEK/MWh och Figur 7.2.1b för ett elpris av 1300 SEK/MWh. Tre olika alternativ för antalet drifttimmar är redovisade. Vi kan se att det behövs en viss drifttid; nära 1000 h/år för att värmepriset ska kunna vara över noll. Samtidigt ser vi också att värmepriset inte får överstiga 200 SEK/MWh (för ett elpris på 1000 SEK/MWh) resp. 270 SEK/MWh (elpris 1300 SEK/MWh), även vid stora maskinkapaciteter.



Figur 7.2.1a: Högsta värmepris som funktion av maskinstorlek för att en AKM har samma kostnad som KKM: Elpris 1000 SEK/MWh.



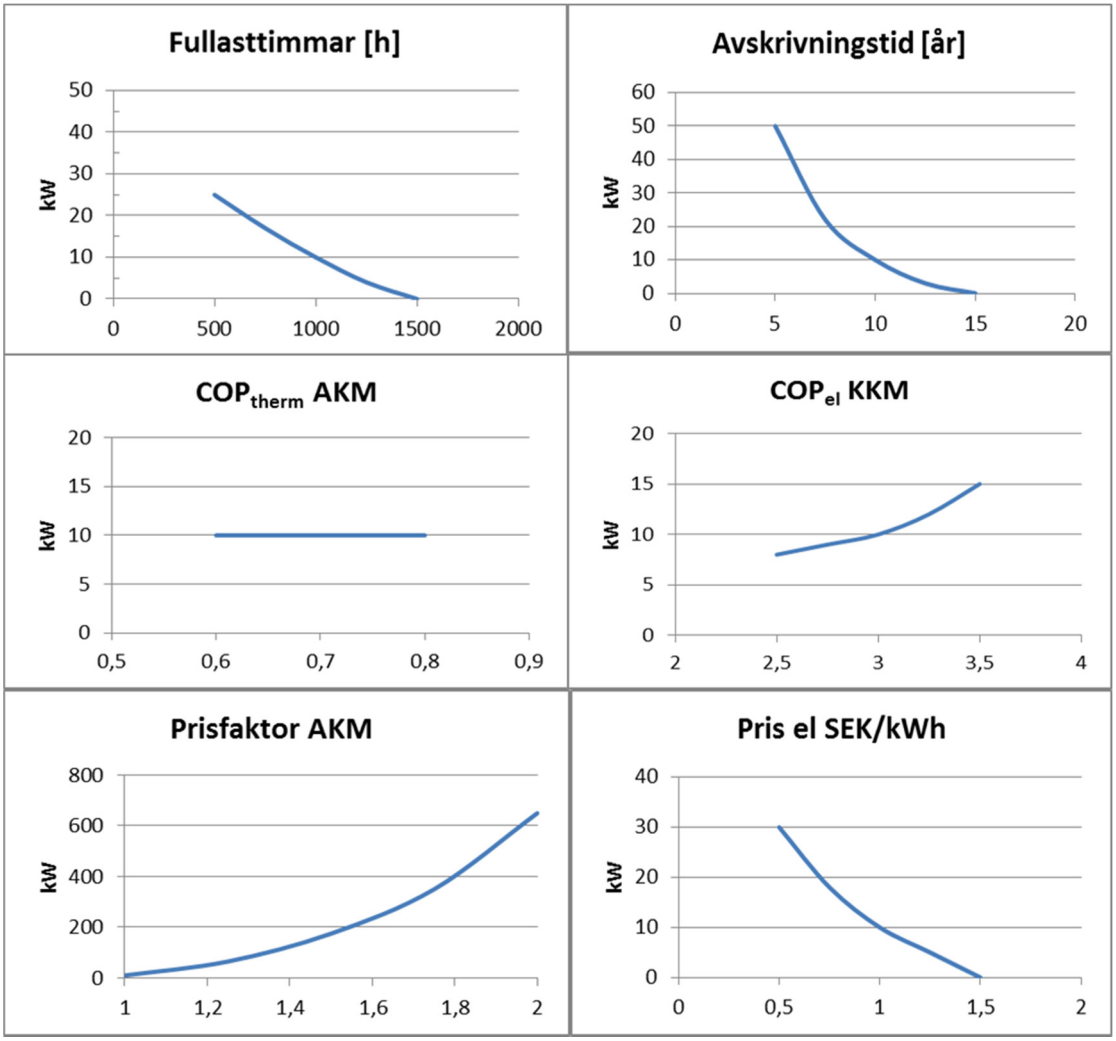
Figur 7.2.1b: Högsta värmepris som funktion av maskinstorlek för att en AKM har samma kostnad som KKM: Elpris 1300 SEK/MWh.

Det är också intressant att utföra känslighetsanalyser för några av de övriga parametrarna angivna i Tabell 7.2.2, eftersom parametrarna kan variera en hel del. Som minimikrav sätter vi att värmepriset måste vara >0 SEK/MWh. I praktiken betyder det att det finns överskottvärme i något fjärrvärmeverk, t.ex. vid avfallsförbränning sommartid, där marginalkostnaden för värme är mycket låg.

En av de viktigaste parametrarna är själva prisfaktorn för AKM, eftersom detta pris också är det mest osäkra. Prisfaktor 1 betyder priset enligt Tabell 7.2.2. Prisfaktorer >1 motsvarar då högre kostnad för AKM med motsvarande faktor. En prisfaktor 2 för AKM motsvarar snarare dagens verkliga prisbild. Detta innebär, att en AKM som är dubbelt så dyr som vårt antagna framtida pris endast kan bli lönsam vid effektstorlekar över 600 kW.

Liknande analyser kan göras för övriga parametrar. Resultaten av känslighetsanalysen är sammanställda i diagrammen i Figur 7.2.2. Där syns t.ex. också att antalet fullasttimmar för AKM är en väsentlig faktor. Ju längre drifttiden är, desto mindre blir breakeven-effekten, dvs. desto bättre blir lönsamheten. Vid 1500 fullasttimmar per år minskar effektstorleken för ”break-even” till ca 0 kW, dvs. även små maskiner borde då kunna bli lönsamma.

Även om diagrammen i Figur 7.2.2 endast gäller för värmekostnaden noll, så ger de dock en viktig information. Kurvornas stigning visar nämligen betydelsen av respektive parameter.

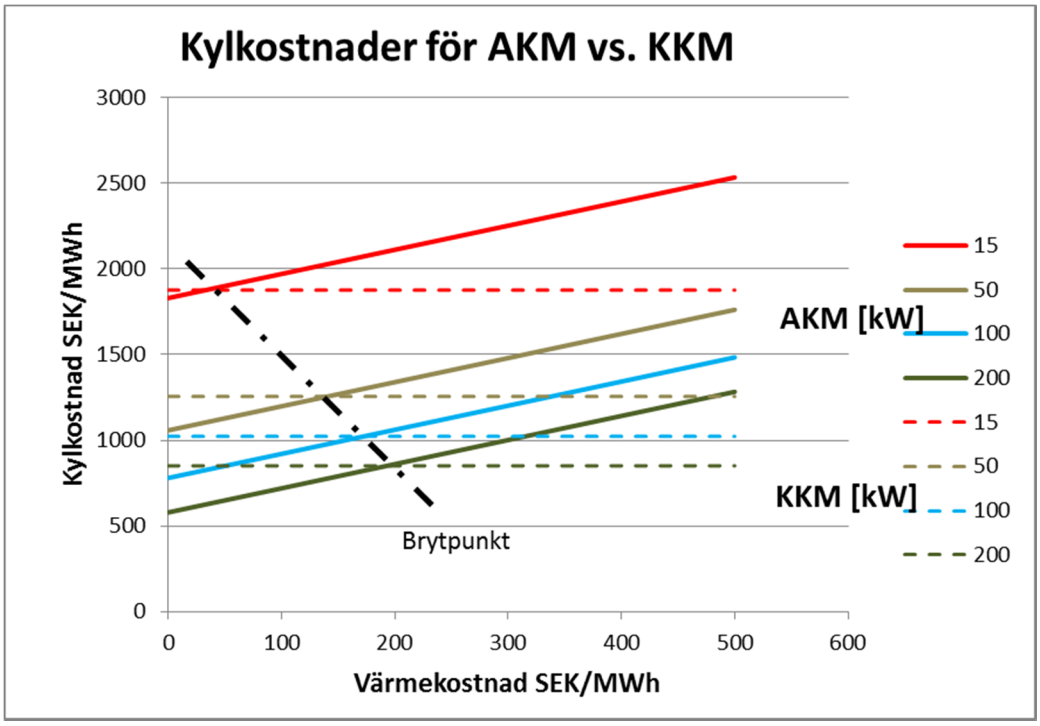


Figur 7.2.2 : Känslighetsanalys för olika parametrar som påverkar ekonomin av AKM och KKM. Y-axeln indikerar vilken effektstorlek på AKM som ger en nollkalkyl för investeringen.

Hur värmekostnaden påverkar kostnaden för kyla framgår av Figur 7.2.3. De små AKM:arna tål ingen större värmekostnad. Break-even för 15 kW går vid ca 50 SEK/MWh. Vid de större maskinkapaciteterna tillåts värmekostnaden bli upp till ca 200 SEK/MWh (om elkostnaden är 1000 SEK/MWh) innan en KKM blir fördelaktigare.

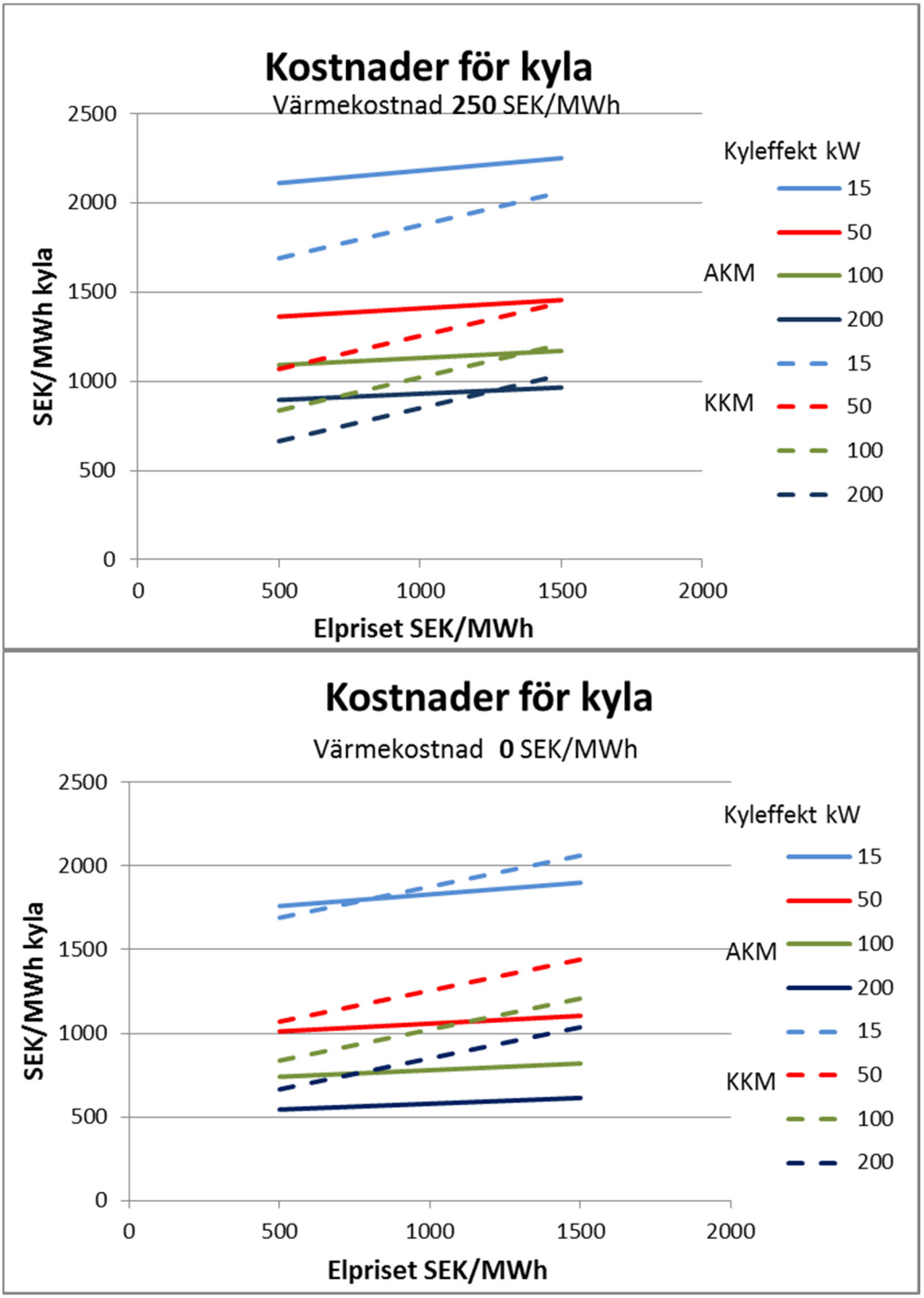
En viktig slutsats är alltså att AKM bör tillämpas i system där det finns ett värde av ökad värmeleverans på marginalen, t.ex. kraftvärmesystem. Med fjärrvärmepriser sammansatta som totalkalkyler av anläggnings- och bränslekostnader[13] finns det knappast en marknad för mindre anläggningar.

[13] Dvs. hela eller delar av systemets fasta kostnader för investeringar, personal och administration tas ut i den rörliga delen av taxan (SEK/MWh)



Figur 7.2.3: Kylkostnader för AKM resp. KKM som funktion av värmekostnad, för 4 olika maskinstorlekar. Den svarta sträck-punkterade linjen visar hur lönsamhetsgränsen förflyttar som funktion av systemstorlek.

Av intresse är också att se hur elpriset påverkar lönsamheten av AKM jämfört med KKM. I diagrammen i Figur 7.2.4 a och b, visas kostnaderna för kyla producerad med AKM resp. KKM vid varierande elpriser. Två fall redovisas: för värmekostnad 0 resp. 250 SEK/MWh. Från Figur 7.2.4 a framgår tydligt att, om värmen är gratis så skulle AKM, i stort sett, även vara konkurrenskraftig vid låga elpriser (utom den minsta undersökta storleken på 15 kW). Vid en värmekostnad på 250 SEK/MWh så krävs elpriser upp till 1500 SEK/MWh för att AKM över 50 KW kan bli intressanta. Även dessa diagram visar tydligt inom vilka nivåer värmekostnaden måste ligga för att AKM ska vara intressanta.



Figur 7.2.4 a, b: Kylkostnader för AKM resp. KKM som funktion av elpriset för. 4 olika maskinstorlekar. a) Värmekostnad 0 SEK/MWh; b) Värmekostnad 250 SEK/MWh.

8 SLUTSATSER OCH REKOMMENDATIONER

8.1 Avslutande diskussion och rekommendationer

Syftet med vår rapport är att ge en översikt över den teknik för värmedriven kylning som särskilt har framdrivits av FoU-aktiviteter inom solvärmeområdet. För solvärmesystem är det viktigt att använda sig av systemtemperaturer som inte är alltför höga, dvs. mellan 60 och 80 °C. En annan aspekt är att byggnadsnära solvärmesystem för det mesta, av praktiska skäl, är mindre system från några 10-tals till några 100-tals kvadratmeter solfångare, vilket motsvarar kyleffekten av 5 - 100 kW (även om större system också finns). Detta ger förutsättningen för en relativ småskalig teknik för värmedrivna kylmaskiner, såsom den som analyserats och vidareutvecklats inom Task 38. Simuleringar och beräkningar, gjorda i denna studie, visar att de tekniska analyser och erfarenheter som har utvunnits i Task 38 även kan gagna användningen av termisk drivna kylmaskiner i fjärrvärmesammanhang. Fjärrvärme vill, framförallt på sommaren, helst använda liknande temperaturer som solvärme. Byggnadsnära tillämpningar för komfortkylning, såsom t.ex. kontorskylning, kylning av serviceinrättningar och inte minst bostadskylning, passar bra i fjärrvärmesammanhang, eftersom många av dessa fastigheter redan är anslutna till fjärrvärmenätet. I många fall krävs då teknik för effektstorlekar från några 10-tals upp till några 100 kW.

Som huvudargument för värmedrivna systemlösningar kan anföras:

- AKM kan reducera användning av elektrisk energi och vid intelligent utformning minska användning av primär fossil energi
- AKM bidrar på samma sätt till minskad användning av topplast el på sommaren
- AKM bidrar till ökad fjärrvärmeanvändning sommartid och därmed ökad effektivitet av fjärrvärmesystemet.
- AKM kan, i vissa sammanhang, bidra till ökad elproduktion i kraftvärmeverk

8.2 Val av teknik

Valet för komfortkyla står idag mellan, det mycket väl utvecklade och etablerade, elektriskt drivna kompressorkylsystemet (KKM) och det värmedrivna systemet AKM. Vad det gäller mognadsgraden så är värmedriven kyla i mindre skala tämligen ung. Idag finns det dock prefabricerade kylmaskiner i storlek upp till ett par hundra kW på marknaden. Men, som beskrevs i avsnitt 7.1, så är små AKM inte riktigt konkurrenskraftiga med KKM än. Var gränsen går, beror på lokala förutsättningar och

naturligtvis på relationen mellan el- och värmepris. Det kan dock konstateras att investeringskostnaderna för a**b**sorptionskylmaskiner har visat en stark fallande tendens de senaste åren och att en pågående utveckling i Tyskland hos exempelvis TU Berlin, med Vattenfall bland de drivande krafterna, ytterligare bidrar till kostnadssänkning i effektområdet upp till 160 kW kyla. Detta gäller tekniken för absorption av vatten i litiumbromid. Maskiner finns även för absorption av ammoniak i vatten. Dessa system finns främst tillgängliga på beställning från kunden.

Utvecklingen som nämns ovan innebär att den a**d**sorptionsbaserade tekniken fick följa denna trend och också visade prisfall. Detta har åstadkommits i första hand genom effektivisering i utbudet av enheter och modulbygge. Därmed finns t.ex. en tillverkare av adsorptionsmaskiner (SorTech) som levererar modulbyggda system i storleken 10 kW upp till över 100 kW. Som adsorbent för vatten finns såväl kiselgel som zeoliter på marknaden.

Har man nu bestämt sig för värmedriven kyla med vattenburen distribution, så står valet mellan a**b**sorptions- eller a**d**sorptionstekniken. Tendensen är att den senare är något dyrare och har lägre COP_{th}. I gengäld har adsorbtionskylmaskiner vanligtvis en pump mindre och därför högre COP_{el}. COP_{el} har visat sig vara en kritisk faktor överhuvudtaget i hela AKM-tekniken. Anläggningar som byggdes för ca 5- 6 år sedan har oftast uppnått alldeles för låga COP_{el} för att kunna vara konkurrenskraftiga med KKM. Det krävs avancerad planering och systemoptimering för att bygga väl fungerande AKM-system, som även kan accepteras ur miljösynpunkt. *En grundläggande förutsättning är dock att värmen kan fås till ett lågt pris och genereras på ett miljövänligt sätt.*

Vad det gäller teknik för luftburen kyla så finns ju med DEC-systemet med roterande absorbator och värmeväxlare; en etablerad teknik som har sin givna plats bland luftkonditioneringssystem. Valet mellan luftburet och/eller vattenburet system sker först enligt kriteriet ifall kylning m.h.a. ventilationsluften över huvud taget är genomförbart. Om så är fallet; är den tillräcklig eller behövs det ytterligare kyleffekt för att klara det totala kylbehovet?

8.3 Systemutformning

Nyckelkomponenter i en AKM är själva kylmaskinen och återkylningsaggregatet. För återkylningen gäller val av ett lämpligt kylförfarande; med eller utan vatteninsprutning, eftersom det bestämmer funktion och verkningsgrader för drift vid höga utetemperaturer. Men, inte mindre viktig, är utformningen av de ”konventionella” cirkulationssystemen som har visat sig kunna bidra till hög parasitär elanvändning, beroende på hur pumpar och rör dimensionerats.

Ur en sammanställning inom Task 38 (Position, 2011), baserad på praktiska erfarenheter från genomförda installationer, identifierades några huvudsakliga problemområden:

- Högeffektiva hjälpkomponenter och en noggrann hydraulisk konstruktion är viktigt. (Inte minst viktigt för sol-kylsystem, som behöver fler hydrauliska kretsar än standardlösningen).
- Integreringen av alla komponenter till ett komplett system: De olika delsystemen i den övergripande systemkonstruktionen kräver olika professionella kompetenser: Hydraulik med trycksatt och medeltempererat vatten samt luftkonditionering eller industriell kylning.
- Fordran på reglering är högre än för vanliga byggnadsnära värmesystem. En av anledningar är de små temperaturdifferenser som regleringen ska jobba med. En annan anledning är att det finns så många driftparametrar att ta hänsyn till vid regleringen.
- Vid användning av latent värmelager behövs det kvalificerat mätsystem för att mäta lagrets aktuella värmeinnehåll och kunna reglera därefter.
- I flera system var AKM överdimensionerad i förhållande till lasten. Detta medförde i sin tur att maskinen fick gå på dellast med sämre verkningsgrad och högre COP_{el} till följd.
- Det är absolut nödvändigt med ett genomarbetat, detaljerat och väl dokumenterat underhållsprogram för driftpersonalen. Driftpersonalen bör besitta baskunskaper i reglering och köldteknik.

Eftersom värmedrivna kylsystem är långt ifrån standard för de flesta konsultföretag, så gäller det att vara omsorgsfullt vid val av planeringskonsult. Här följer några rekommendationer till planeringen av ett AKM-system:

- Innan man bestämmer sig för en AKM så bör det göras en ekonomisk jämförelse med alternativa lösningar, med KKM som främsta referens. Man kan även tänka sig att göra en miljökonsekvensbedömning, beroende på vilket kriterium man har för beslutet.
- I planeringen bör även sättas mål för elanvändningen (COP_{el}) och primärenergianvändningen. Utan dessa mål går oftast syftet med AKM-driften förlorat.
- Planeringen måste ske med hjälp av simulerings/optimeringslösningar där alla delkretsar ingår (som exempelvis för Nova; 6.1.1). Hänsyn måste tas till möjligheten att köra på delflöden, dellast och variabla temperaturer.
- Håll systemet så enkelt som möjligt för att minska risken för okända faktorer och vanliga konstruktionsfel.
- Man bör ha en reglerstrategi som tar hänsyn till möjligheten att reglera de olika flödena (generator, återkylare, kölddistribution) efter kylbehov och utetemperatur.
- Driftövervakningssystemet bör ha loggningsfunktion. Detta underlättar senare injustering av systemet för optimerad drift.
- Hjälputrustningen måste vara energieffektiv, dvs. pumpar och fläktar måste kunna varvtalsstyras.

- En rekommendation för dessa relativt små effektstorlekar, är att välja modulsystem, gärna kompletta med återkylning och ev. kyllager, som är relativt enkla att installera och köra. Förhoppningsvis kommer vi i framtiden se fler AKM-system som är, mer eller mindre, ”plug-and-play”.
- Nyttan av ett kyllager bör utredas, lagret bör i så fall hållas så litet som möjligt.

8.4 Driften

När anläggningen är byggd bör man börja med en medveten driftsättningsperiod, som kan ta en hel kylsäsong, för att trimma in systemet och regleringen. Målsättningen bör vara att minimera elanvändningen. Eftersom vi har förutsatt att värmen kan fås till lågt pris är däremot inte lika viktigt att maximera COP_{th}. Nedan listas några viktiga åtgärder som låter triviala, men som, åtskilliga gånger, har visat sig leda till driftproblem:

- Använd så låga flöden som möjligt (oftast under de rekommendationer som medföljer AKM). Detta minskar elanvändningen och ökar temperaturdifferenser, med bättre regleringsegenskaper till följd. Dock är det viktigt att observera kristallisations- resp. överhettningsrisker, för att undvika driftavbrott.
- Alla pumpar och fläktar ska vara bortkopplade när AKM inte är i drift, med undantag för de komponenter som eventuellt används för frikyla.
- Säkerställ att det i regleringen finns en strikt och entydig hierarkisk strategi, så att regleringen fungerar även vid små temperaturmarginaler. Driftpersonalen måste vara väl insatt i reglerfunktionerna.
- Säkerställ att start- och stoppfunktionen påverkar alla systemkretsar i rätt tidföljd, så att skador på pumpar m.m. undviks.
- Driftövervakningssystemet bör mäta tillförda värme- och kylflöden samt den elektriska energin till hjälputrustningen. Driftövervakningssystemet bör också löpande beräkna och dokumentera COP_{th} och COP_{el} för hela systemet.
- En underhållsplan ska uppställas i enlighet med driftinstruktionerna till AKM, men också med speciell hänsyn till skötsel av vatteninsprutningskretsen, om våt kylning tillämpas.

De system som fungerade bäst under en längre driftperiod var de system som kontinuerligt övervakades och trimmades. Detta förutsätter en något högre investering i reglerings-/övervakningsutrustning, men återbetalar sig genom god effektivitet och långa drifttider. Man bör dock vara medveten om att underhållet kräver, än så länge, mer persontid än man är van vid för konventionella värmeinstallationer. För att AKM i effektintervallet 10-250 kW ska vara intressant för fastighetsägare att installera, så krävs en fortsatt utveckling mot användarvänliga modullösningar (prefab/”plug-and-play). De adsorptionskylmaskiner som har studerats närmare har kommit en god bit

på väg, men fortfarande finns en bit kvar. Detta gäller inte minst för vatten/LiBr-maskinerna.

8.5 Fjärrvärmedrift

För att överhuvudtaget vara intressant med AKM i fjärrvärmenät, ur ekonomisk aspekt, måste produktionskostnaden för värme, sommartid, vara tillräckligt låg. Den ekonomiska analysen sätter ca 250 kr/MWh som gräns (se avsnitt 7.2). Applikationen lämpar sig därför bäst i system med kraftvärme, avfallsförbränning och/eller spillvärme som baslastproduktion. Man bör även ta med pannornas revisionsperioder samt produktionsstopp hos spillvärmeleverantören i beräkningarna.

Som vi visat i exempel från olika demoanläggningar utomlands och i Uppsala, så finns det idag värmedrivna kylmaskiner som klarar sig med relativt låga drivtemperaturer (ner till 65-70°C). Med högre drivtemperaturer får man dock högre effektivitet på maskinen och kan ta ut mer kyleffekt.

Erfarenhet från installationer av AKM i fjärrvärmecentraler har visat att den servis som lagts för att täcka uppvärmningsbehovet vintertid också är tillräcklig för att förse värme till den kylmaskin som ska tillgodose kylbehovet. Dock bör man vid varje enskild installation kontrollera att servisledningen har tillräcklig flödeskapacitet. Man får här inte glömma att dimensionera efter lägsta framledningstemperaturen och den relativ höga returtemperatur som kommer från AKM:en (d.v.s. relativt lågt ΔT).

Avkylningen över en AKM kan komma upp i ca 20°C, men oftast inte så mycket mer, vilket innebär en relativt hög returtemperatur. Så länge man har få och relativt små AKM:er i fjärrvärmesystemet kommer de inte att ha någon signifikant inverkan på produktion och distribution. Får man dock stor installerad värmedriven kyleffekt, så ska man vara observant på att det kan få en negativ inverkan på bl.a. elverkningsgrad för kraftvärme. Det påverkar även hur stor effekt som kan utvinnas ur rökgaskondensor resp. spillvärme.

En, ur fjärrvärmesynpunkt, positiv utveckling hos nyare AKM:er, är att de kan drivas med lägre framledningstemperaturer än tidigare, utan att COP_{th} påverkas alltför signifikant. Det innebär att kylmaskinerna klarar sig med framledningstemperaturer ner till 75°C, eller t.o.m. något lägre. Man behöver alltså inte hålla förhöjd framledningstemperatur sommartid p.g.a. decentraliserad kylproduktion. Detta gör bl.a. att elverkningsgraden i kraftvärmeproduktion kan hållas högre.

8.6 Effektivitet och lönsamhet

Liksom för kompressorkylmaskiner, kan man beskriva effektiviteten för Ab(d)sorptionskylmaskiner med en Coefficient of Performance eller COP. COP är i det enklaste fallet relationen mellan producerad kyla och använd drivenergi. För AKM behövs dock två sådana karakteristiska tal, ett för värmeanvändningen COP_{th} och ett för elanvändningen COP_{el}. För a**b**sorptionskylmaskiner ligger bra värden för COP_{th} mellan 0,7 och 0,8. För a**d**sorptionsmaskiner ligger motsvarandevärden i regel mellan 0,6

och 0,7. Oftast är medelvärden över en hel driftsäsong[14] intressantast; de kallas ibland ”Seasonal Performance Factor” SPF_{th}, och ligger, för bra maskiner, i området 0,7 - 0,75 (a**b**sorption) respektive 0,6 – 0,65 (a**d**sorption), särskilt om kyldistributionstemperaturer kan hållas vid höga temperaturnivåer (16/19 °C).

Den elektriska verkningsgraden COP_{el} har, i det förflutna, visat sig vara akilleshälen av AKM-systemen. Först under Task 38 pågående utvärderingsprocesser har man lagt märke till att här behövs nytänkande och omsorg. AKM som har samma COP_{el} som en KKM har fått ögonen att riktas mot effektivitet hos cirkulationssystem och fläktar. Idag kan mindre system uppnå $COP_{el} > 8$ och större system $COP_{el} > 15$. Men det behövs noggrann och målmedveten planering vid urval av alla systemkomponenter. För modulsystem, där majoriteten av systemkomponenterna ryms inom den levererade produkten, är detta en del i produktutvecklingen. Som slutkund kan man då lägga fokus på val av lämplig modullösning samt eventuellt tillkommande komponenter.

Som framgick i kapitel 7, så är COP_{th} inte lika kritiskt som COP_{el} för lönsamheten av AKM, eftersom hela konceptet med värmedrivna kylmaskiner ändå förutsätter att värme finns tillgängligt till ett lågt pris, antingen från kraftvärmeanläggningar, från industriell spillvärme eller på annat sätt.[15] Med fjärvärme som drivenergi krävs det att värmen kan produceras till låga marginalkostnader, såsom fallet kan vara vid avfallsförbränning på sommaren. COP_{th} är dock inte helt oväsentligt, eftersom den, tillsammans med värmepriset, bidrar till driftkostnaden för systemet (vilken ska jämföras med exempelvis kompressorkyla).

En av anledningarna att det satsas på solvärmedriven kyla är att solvärmesystem, som planeras för produktion av värme och varmvatten, har ett värmeöverskott på sommaren som kan tas tillvara till kylproduktion.

Statusläge för mindre värmedrivna kylsystem (< 50 kW) är dock att investeringskostnaden fortfarande är väsentligt dyrare än för kompressordrivna kylsystem, även om en betydande prisreduktion har ägt rum. Den pågående utvecklingen av absorptionskylmaskiner (vatten/litiumbromid) som beskrivs i denna rapport väcker dock förväntningar på att massproducerade kylmaskiner i klassen 50 kW och uppåt, inom kort, kan förvärvas till konkurrenskraftiga priser. Ett speciellt demoprogram har påbörjats i Tyskland 2014 och berör även Sverige, i och med att Vattenfall, som har introducerat en demoanläggning i Uppsala, har för avsikt att dra nytta av teknikutveckling och erfarenheter i alla led från denna forskning.

[14] =sommarsäsong, för kylmaskiner; ca 500-1500 fullasttimmar

[15] En av anledningarna att det satsas på solvärmedriven kyla är att solvärmesystem, som planeras för produktion av värme och varmvatten, har ett värmeöverskott på sommaren som kan tas tillvara till kylproduktion. En intressant diskussion har uppstått, huruvida fotovoltaiskt drivna kompressorkylmasiner kan bli konkurrenskraftiga jämfört med solvärmedrivna kylsystem, men den diskussionen rör inte slutsatserna för fjärrvärmedrivna kylsystem. Se t ex Kovac, P. et al, 2009.

8.6.1 Förutsättningar för lönsam AKM

Under rätt förhållanden kan en AKM vara ekonomiskt mer fördelaktigt än kompressorkyla. I kapitel 9 Framtida Demoprojekt, lyfter vi fram de förutsättningar som vi anser bäddar för ett gynnsamt projekt.

- Värmepriset får inte vara för högt. Riktvärde: max 250 kr/MWh i marginalkostnad för värmen sommartid.
- Framledningstemperaturen bör stadigt ligga på minst 75°C i anslutningspunkten, gärna högre.
- En hög kyltemperatur (8-14°C framledningstemperatur) ger också bättre driftekonomi
- Utnyttjningstiden ska vara så lång som möjligt; minst 1000 fullasttimmar.
- En fastighet med befintlig KKM skulle kunna behålla den för spetskyla och installera en AKM för baslastbehovet. Intressant om det finns behov för kapacitetsförstärkning av kyla.
- Ju större kyleffekt den installerade maskinen har, desto bättre blir kalkylen för investeringen. Från ca 50 kW är prisbilden rimlig, men för större system blir de ekonomiska förutsättningarna bättre.

För jämförelse mellan olika förutsättningar som påverkar konkurrenskraften för AKM gentemot KKM, se även Avsnitt 7.2 Kostnadsjämförelse AKM - KKM.

8.7 Marknadsaspekter

Vad det gäller marknaden för mindre värmedrivna kylsystem, så finns det en handfull aktörer, särskilt på den tyska marknaden. En lista med tillverkare av prefabricerade system i storlek upp till 100 kW finns i bilaga 1. De flesta prefabricerade system, som går att köpa, är i storleken 5-35 kW. Därutöver finns den pågående utvecklingen av AKM för 50 kW resp. 160 kW, som beskrivs i denna rapport. Vidare finns det ett antal aktörer som erbjuder system på beställning för samma effektområde.

Det som saknas generellt är planerings- och installationskonsulter med erfarenhet av AKM system. För Sverige vore det därför angeläget att någon eller några fjärrvärmeföretag går i bräschen och *genererar pilotprojekt*, även om den ekonomiska lönsamheten ännu inte är självklar. Här kan intresseorganisationerna[16] hjälpa till, bl.a. ekonomiskt och med informationsspridning. Ett huvudargument för introduktion av mindre AKM kan vara miljöargument, då värmedrivna kylmaskiner vanligtvis har miljövänligare köldmedier än KKM. Även avseende primärenergifaktorn kan AKM vara fördelaktigt, beroende på hur fjärrvärmens respektive elsystemets primärenergifaktorer ser ut. Lämpliga objekt vore kontorsbyggnader, serviceinrättningar såsom vård- och sjukhem, industriell kylning, m.m., där det finns en viss baslast under

[16] T.ex. Svensk Fjärrvärme, Svenska Kyl & Värmepumpföreningen

längre drifttid. Baslasten kunde med fördel täckas av en AKM, däremot producerar man den varierande topplasten mest fördelaktigt med en kompressorkylmaskin.

Dessa pilot-/demoprojekt skulle hjälpa till att utveckla och sprida den nödvändiga kunskapen för mindre värmedriva kylsystem genom att:

- Generera kunskap och erfarenheter kring planering och drift av systemen och att testa olika lösningar
- Generera standardlösningar och bench marking-procedurer så att planeringen och driften blir så enkel, billig och driftsäker som möjligt
- Ge en hög exponering och uppmärksamhet av tekniken gentemot allmänheten
- Förbereda konsult- och installationskåren för att kunna tillämpa tekniken när den kommersiella verksamheten väl har kommit igång.

Ett initiativ i riktning marknadsåtgärder är det pågående efterföljarprojekt till Task38, nämligen IEA Solar Heating and Cooling Projekt, [Task 48, 2011]: Quality assurance and support measures for Solar Cooling, IEA SHC TASK 48, (Sverige deltar inte detta projekt). Detta projekts syfte är dels att utveckla verktyg och procedurer för kvalitetssäkring av de viktigaste systemkomponenterna och dels ta fram standarder och kravspecifikationer för planering och övervakning av platsbyggda system. Task 48 har även medverkat till att ge ut en Solar Cooling Handbook [Henning, H.-M., Motta, M. and Mugnier, D. (red.), 2013]. Även om projektet syftar till soldriven kylning, så är hela proceduren kring kvalitetssäkring och standardisering av planeringsprocessen, driftprocedurer och övervakning tillämpligt för hela den värmedrivna apparaten. Vi föreslår att få återkomma till resultaten av Task48, efter projektets avslutning i slutet av 2015.

9 FRAMTIDA DEMOPROJEKT

Följande förutsättningar anser vi behövs för att bädda för ett lyckosamt demoprojekt av en installation av en mindre värmedriven kylmaskin i ett fjärrvärmesystem. Det är dock inte uteslutet att en kyllast kan anslutas även om inte alla nedanstående kriterier uppfylls.

9.1 Fjärrvärmesystem

Fjärrvärmesystemets egenskaper ger randvillkoren för ab(d)sorptionskylmaskinen. En av slutsatserna från denna rapport är att AKM-tekniken inte är lämpad för alla fjärrvärmesystem, åtminstone inte med dagens prisbild på installationskostnader och elpris.

9.1.1 Värmepris

Eftersom investeringskostnaden för ett AKM-system i dessa lägre effektklasser är högre än för ett motsvarande KKM-system och det dessutom krävs mer energi (värme) för att driva en AKM än vad som krävs i elenergi för en kompressorkylmaskin, så är grundförutsättningen att kostnaden för värme måste vara betydligt lägre än elpriset. I vår ekonomiska analys kom vi fram till ett riktvärde på **max 250 kr/MWh** i marginalkostnad för värmen sommartid.

När man beräknar denna marginalkostnad bör man särskilt ta eventuella pannrevisioner i beaktande, så att det inte visar sig att man räknat på billigaste produktionsslaget, men i själva verket får köra ersättningspannor.

Naturligtvis kan man, om man vill, koppla in en AKM även i fjärrvärmesystem med högre värmekostnad, om man motiverar det utifrån t.ex. en miljövinst. Detta måste man i så fall utvärdera utifrån det specifika systemet.

9.1.2 Framledningstemperatur

Flera av de AKM som studerats närmare i denna rapport fungerar väl vid relativt låga framledningstemperaturer (ned mot 65°C), men på bekostnad av COP och tillgänglig kyleffekt. Vi skulle därför önska att nätets framledningstemperatur ligger på **minst 75°C** vid anslutningspunkten och att den har god stabilitet.

9.2 Kyld fastighet

9.2.1 Utnyttjningstid

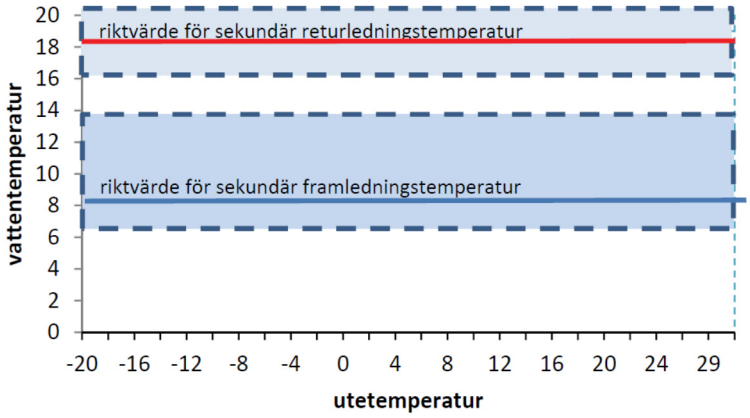
Den specifika kostnaden per kWh kyla blir lägre, ju längre utnyttjningstid man får på AKM:en (Ekv. **7-1**). Om vi utgår från att det går att utnyttja uteluften för frikylning ned till ca 5°C utomhustemperatur, så återstår en varaktighet på ca 4000 h, vilket vore idealfallet, men även kortare utnyttjningstider kan vara av intresse.

Av denna anledning är inte rena bostads- eller kontorsfastigheter mest intressanta, i alla fall inte för ett första demonstrationsprojekt. Intressant vore däremot t.ex. en serverhall, större livsmedel/blomsterkyl (som inte kräver för låga temperaturer), affärslokal med mycket belysning, alternativt en industriprocess som kräver kylning. Det är även tänkbart med en fastighet som kombinerar bostäder/kontor med lokaler som har någon/några av dessa nämnda verksamheter.

Lång varaktighet på AKM kan även fås om den körs som basproduktionsenhet, med en KKM för spetsproduktion. En rimlig varaktighet för AKM är, enligt vår bedömning, **minst 1000 fullasttimmar** – gärna mer.

9.2.2 Kyltemperatur

Ju högre framledningstemperatur kylvattnet tillåts hålla, desto bättre verkningsgrad erhålls och desto större effektkapacitet. Det finns lämpliga AKM som kan leverera ned till 6°C, men de system som provas i Tyskland med 15°C framledningstemperatur (och 19°C i retur) ger naturligtvis betydligt gynnsammare driftförutsättningar. Tekniska bestämmelser för fjärrkylecentralen; F:102 (Svensk Fjärrvärme, 2012) anger ett intervall på 8-14°C som riktvärde för den sekundära framledningstemperaturen, för fastigheter anslutna till ett fjärrkylenät, se Figur 9.2.1



Figur 9.2.1 Riktvärden för sekundär fram- resp. returledningstemperatur i fjärrkylenät. (F:102)

För en fastighet med befintligt internt kyldistributionssystem, så måste man ta hänsyn till de installationer som finns för kylöverföringen (eller värmeöverföringen från rummet till kylvattnet). Är värmeöverföringskapaciteten god, så kan systemet klara av relativt höga kyltemperaturer. Alternativt anpassas byggnadens kylkomponenter så att värmeöverföringskapaciteten höjs.

Vidare har även vilka flöden som kan distribueras i ledningar/kanaler en stor betydelse (se avsnitt 3.7). Om själva distributionsnätet, för effektöverföringen, kräver ett högre ΔT än t.ex. 4°C, som i exemplet ovan, så kan man av den anledningen vara tvungen att använda en lägre framledningstemperatur på kylvattnet.

Inte minst så gäller det ju förstås även att se till de temperaturkrav som finns för den lokal eller verksamhet som behöver kylas. För en lokal där människor vistas och arbetar eller bor så ligger temperaturkravet normalt kring 19-23°C, men andra verksamheter kan ha andra temperaturkrav.

9.2.3 Kyleffekt

Eftersom de AKM som studerats når en, utifrån fjärrvärmeperspektivet, rimlig prisbild vid effektstorlekar kring 50 kW och uppåt, så vore det intressant att studera en installation där baslasten för kyla ligger på **ca 30-50 kW**. Topplasten tänker vi oss då att en kompressionskylmaskin hanterar. Ett system i effektstorleken 100-150 kW skulle få bättre ekonomiska förutsättningar, men innebär förstås en högre totalkostnad för projektet.

9.2.4 Befintlig kompressorskylmaskin

Eftersom en väl fungerande installation förutsätter, antingen en väldigt stabil kyllast, eller en kompressionskylmaskin som täcker spetsbehovet, så vore det intressant med

en fastighet med en befintlig kompressionskylmaskin, där kyleffekten inte helt täcker behovet (t.ex. p.g.a. utökad verksamhet). Man skulle då kunna behålla befintlig KKM för spetskyla och installera en AKM som fick täcka baslastbehovet.

9.3 Affären kyla/värme

En frågeställning att ta med i genomförandet av ett demoprojekt är vilken produkt som egentligen säljs. Säljer vi värme eller kyla? Eller rent av en komfort-/ temperaturnivå i lokalerna? Svaret på frågan påverkar dels den affärsmässiga överenskommelsen, dels vem som får driftansvaret för installationen.

Eftersom varje fjärrvärmesystem har unika förutsättningar så finns det flera olika möjligheter. Men för att bredda sitt erbjudande till kunder, så tror vi att ”fossilfri och miljövänlig kyla” bör vara tilltalande. Speciellt i de fall en aktuell fastighet redan har ett väl injusterat kylsystem med moderna kylkomponenter och styrsystem. I vissa affärssituationer tror vi att detta kylerbjudande kan vara en avgörande del som stärker upp den övriga fjärrvärmeaffären.

Hittills har fjärrvärmebranschen haft framgångar med att sälja värmedriven kyla som produceras i stora kylmaskiner. Denna marknad var begränsad till lokala fjärrkylasystem eller stora enstaka kunder såsom sjukhus. Med den här beskrivna tekniken öppnar sig nu en marknad som riktar sig mot en stor grupp av kunder på fastighets- och servicemarknaden. De mindre maskinerna i storleken >50 kW har kommit i ett prisläge, där det åtminstone är värt att ta dessa med i kalkylen. Förutsättningarna till detta har presenterats i avsnitt 9.2. Initialt kommer säkert endast några speciella användningar vara ekonomiskt intressanta. Men i många fall är ekonomin inte den enda faktorn som räknas. Miljöaspekter och kundnyttan är andra sådana faktorer. Därför är vi övertygade att den byggnadsnära (decentrala) ”fjärr”-kylamarknaden kommer att bli ett efterfrågat komplement till den existerande fjärrkylamarknaden.

10 REFERENSER

10.1 Task 38 referenser

[Task 38, 2006] IEA Solar heating & Cooling Programme - Task 38: Solar Air-Conditioning and Refrigeration. Operating Agent: Hans-Martin Henning, Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE Abteilung Thermische und Optische Systeme. D-79110 Freiburg, Germany. 2006-2011. http://task38.iea-shc.org/.

[Task 38, Benchmarks, 2011] C2C: Benchmarks for Comparison of System Simulation Tools – Solid Desiccant Simulation Comparison. Bourdoukan, P. A technical report of subtask C. 2011.

[Task 38, Checklist, 2011] Checklist Method for the Selection and the Success in the Integration of a Solar Cooling System in Buildings. Posted 2011.

[Task 38, Commissioning, 2009] B1: State of the Art on Existing Solar Heating and Cooling Systems. Sparber, A., Napolitano, A., Eckert, G. and Preisler, A. A Technical Report of Subtask B. 2009.

[Task 38, Commissioning, 2010] B5: Commissioning. Franzke, U. A technical report of subtask B5. 2010.

[Task 38, Comparison Tools, 2009] C2B: Benchmarks for Comparison of System Simulation Tools – Absorption Chiller Simulation Comparison. Bongs, C. A Technical Report of Subtask C. 2009.

[Task 38, Components, 2009] A1: Market Available Components for Systems for Solar

Heating and Cooling with a Cooling Capacity < 20 kW. Jaehnig, D. (editor). A technical report of subtask A (Pre-engineered systems for residential and small commercial applications), 2009.

[Task 38, Exergy Analysis, 2010] C3: Exergy Analysis of Solar Cooling Systems. Marletta, L. A Technical Report of Subtask C3. 2010.

[Task 38, Generic Systems, 2009] A2: Collection of Selected Systems Schemes “Generic Systems”

Becker, M., Helm, M. and Schweigler, C. A technical report of subtask A. 2009.

[Task 38, Heat Rejection, 2010] C5: Heat Rejection. Moser, H. et al. Technical Report of Subtask C, 2010.

[Task 38, Hygienic Aspect, 2011] C5: Hygienic Aspect of Small Wet Cooling Towers. Moser, H. and Podesser, E. Technical Report of Subtask C3. 2009.

[Task 38, Installation, 2011] A5: Installation, Operation and Maintenance Guidelines for Pre-Engineered Systems. Preisler, A. (editor). A technical report of subtask A. 2011.

[Task 38, Life Cycle Assessment, 2012] D3: Life Cycle Assessment of Solar Cooling Systems. Becalli, M. et al. A technical report of subtask D. 2010, revised 2012.

[Task 38, Monitoring procedure, 2011] Monitoring Procedure for Solar Cooling Systems. Napolitano, A. et al. A joint technical report of subtask A and B (D-A3a / D-B3b).2011.

[Task 38, Monitoring, 2011] Monitoring Results. A technical report of subtask A (Pre-engineered systems for residential and small commercial applications. Jaehnig, D. and Thuer, A. Report A3b, 2011.

[Task 38, Overview, 2007] Overview in World Wide Installed Solar Cooling Systems. Sparber W., Napolitano, A., and Melograno, P. 2nd InternationalConf. Solar Air Conditioning, Tarragona Spain, 2007.

[Task 38, Position, 2011] Solar Air-Conditioning and Refrigeration. Solar Position Paper. Hans-Martin Henning, Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE Abteilung Thermische und Optische Systeme. D-79110 Freiburg, Germany. 2011.

[Task 38, Simulation Tools, 2011] Description of Simulation Tools Used in Solar Cooling. Bourdoukan, P. A Technical Report of Subtask C. 2009. Revised 2011.

[Task 38, State of the Art, 2010] C1: State of the Art - Survey on New Solar Cooling Developments. Ghirlando, R. A Technical Report of Subtask C. 2010.

Henning, H-M et al: ”Solar Cooling Position Paper” IEA SHC Task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration, 2011

[Henning, H.-M., Motta, M. and Mugnier, D. (editors), 2013] Solar Cooling Handbook – A Guide to Solar Assisted Cooling and Dehumification Processes. 3rd completely revised edition. AMBRA |V, 2013.

[Preisler, A. (editor), 2011] Solares Kühlen – Technologien – Planung – Betrieb; (Report based on Experience of Task 38). 2011. Brochure edited by Klima- und Energiefond (Austria).

10.2 Svenska rapporter

Absorptionstekniken, Värmeforsk 2010, Systemteknik SYS08-834.

Bjurström, H, Ingvarsson, P, Zinko, H: Ökat fjärrvärmeutnyttjande med hjälp av absorptionstekniken. Rapport Värmeforsk SYS08-834. 2010.

Brorsson, M: Absorptionsmaskiner för kyl- och värmeproduktion i Energisystem med Avfallsförbränning; Examensarbete utfört vid KTH kemiteknik , institutionen för Energiprocesser. Svensk Fjärrvärme AB. FOU 2005:129. ISSN 1401-9264, 2005

Jardeby, Å, Nordman, R: Inventering av installerade absorptionskylmaskiner. Svensk Fjärrvärme, Rapport 2009:49.

Kovacs,P., Jardeby, Å., Nordman, R., Perers, B. och Dalenbäck, J.O: Konkurrenskraftig soldriven komfortkyla. Svensk Fjärrvärme, rapport 2009:20.

Kundcentraler och Energimätare 16 - 17 oktober 2013 Sankt Gertrud, Malmö

Martin, V, Setterwall F. et al.: Kylprocessers design i fjärrvärmesystem. Svensk Fjärrvärme, , rapport Forskning och Utveckling 2005:128.

Martin, V, Udomsri, S: Fjärrvärmeanpassad absorptionskyla. Svensk Fjärrvärme, Rapport 2013:8.

Nowacki, J-E: Kan värmepumpar vara bra? -föredrag på konferensen Framtidens Fjärrvärme, Stockholm 19-20 februari, 2015

Rydstrand, M, Martin, V, Westermark, M: ”Värmedriven kyla” Svensk Fjärrvärme, Forskning och Utveckling 2004:112, ISSN 1401-9264, 2004

Stark, T: föredragsunderlag vid Fjärrvärmedagen 2009-10-11; Munters DesiCool®, nedladdat från www.svenskfjarrvarme.org.

Svensk Fjärrvärme: Fjärrkylecentralen, utförande och installation; Tekniska bestämmelser F:102, mars 2012, isbn 978-91-85775-08-8

Zinko, H. Ingulf O, och Svensson R: Avancerad fjärrvärmeanvändning i småhus, ZW Energiteknik AB/Göteborg Energi AB, Rapport 2006-11-24. 2006

Zinko H, Söderberg S-O, Fahlén E och Gebremedhin A; ”Integration av absorptionskylmaskiner i fjärrvärmesystem”, Svensk Fjärrvärme, Stockholm2004, rapport Forskning och Utveckling 2004:119.

10.3 Övriga referenser

Alexander Thür, Martin Vukits, 2011: EU-Project HIGH-COMBI: High Solar Fraction Heating and Cooling Systems with Combination of Innovative Components and Methods “Description of demo plants performance and technology evaluation”; AEE (AEE INTEC), 2011).

BINE: Energieforschung für die Praxis (Energiforskning för Användning): Effektiv kylning sänker kostnaderna. BINE 2014-09-05

.eneff-stadt, 2014: http://www.eneff-stadt.info/de/neue-technologien/projekt/details/feldtest-absorptionskaeltetechnik-fuer-kwkk-systeme/

Eurovent : http://www.eurovent-certification.com/. Plattform med databank över fläktsystem.

Hellmer, R., 2014: Internt meddelande från Roland Hellmer, Vattenfall Europe Wärme; Berlin 2014. (Ursprungskälla troligtvis Stefan Petersen, TU Berlin).

M. Helm, C. Keil, S. Hiebler, H. Mehling, C. Schweigler: Solar heating and cooling system with absorption chiller and low temperature latent heat storage: Energetic performance and operational experience, International Journal of Refrigeration, 32,2009, 596–606.

Invensor, 2013: Datablad InvenSor LTC 10 plus. http://invensor.com/en/start.htm

Jakob, U., 2009: Solare Kühlung kleiner Leistung – Betriebserfahrungen und Kosten. Föredrag på CEP 09 Int. Symposium Solares und Erneuerbares Kühlen. Solar Next AG, Stuttgart Januari 2009.

Jakob, U., 2012: Where does Solar Cooling stand today? Föredrag Intersolar Europe Conference. Solem Consulting, Munich 2012

Jakob, U., 2013: Status and perspective of solar cooling in Europe. Australian Solar Cooling; 2013 Conference CSIRO Riverside Life Sciences Centre, Sydney, Australia, 2013. Green Chiller Verband für Sorptionskälte e.V. Deutschland.

Jakob, U, 2013: Australian Solar Cooling 2013 Conference, Csiro, Sydney, Australia, Green Chiller Association, 2013.

Lanser, W., 2009: Fernwärmegestützte Kühlung von Rechenzentren. Institut für Energietechnik, TU Berlin 2009. Föredrag vid Symposium: Energi effizient nutzen, 2009, Berlin.

Lanser, W., Petersen, S., 2012: Absorptionskälteanlagen für den KWKK-Betrieb; Aktionskreis Energie: Workshop KWK-Praxis, Berlin 08.02.2012.

Luvata, 2014: http://www.luvata.com/en/

Mugnier D: Quality assurance and support measures for Solar Cooling, IEA SHC TASK 48, 2011: www.iea-shc.org/task48.

Petersen, S., 2009: Bibliografi –rapport EnEff: Wärme: Absorptionskältetechnik für Niedertemperaturantrieb. www.eneff-stadt.info/.../05_Petersen_KWKKSysteme.pdf

Petersen, S; 2012: Absorption cooling system uses district heating and solar low temperature sources. ENEFF:VÄRME, TU Berlin. Meddelande av avd. Maschinen- und Energieanlagentechnik. 2012.

Petersen, S: Absorptionstechnik für Niedertemperaturbetrieb (Absorptionsteknik för lågtemperaturdrift), ENEFF Wärme, Föredrag.

Petersen, S; Absorption cooling system uses district heating and solar low temperature sources. Statuspapper för 160 kW AKM.

Peterson, S., et al. 2013: Absorptionskälteanlagen für die Gebäudekühlung mit Fernwärme (absorption cooling system for cooling of buildingswith distric theating); EureoHeat\&Power, 2013,nr. 5, sid 42-49.

SorTech, 2014: Performance Data eCoo 201; System components. http://www.sortech.de/en/

Sparber W, Napolitano A, Eckertand G, Preisler A: State of the art on existing solar heating and cooling systems. A technical report of subtask B IEA Solar heating and Cooling, Task 38. 2009

Wolfgang Lanser, 2009: Fernwärmegestützte Kühlung von Rechenzentren. Institut für Energietechnik, TU Berlin 2009. Föredrag vid Symposium: Energi effizient nutzen, 2009, Berlin.

Yazaki Aoerace, 2009: Water Fired Chiller/Chiller-Heater WFC-S Series: 10, 20 and 30 RT Cooling. www.yazakienergy.com.

Ziegler F., Petersen, S., et al., 2013: EnEff Wärme: Absorptionskältetechnik für Niedertemperaturantrieb – Grundlagen und Entwicklung von Absorptionskältemaschinen für die fernwärme- und solarbasierte Kälteversorgung. Abschlussbericht. TU Berlin, 2013.

bilaga 1

Lista över mindre prefabricerade resp. kundbeställda AKM

Listan är hämtad ur en presentation av Dr. Uli Jakob, Green Chiller Verband für Sorptionskälte e.V., Stendaler Strasse 4, 10559 Berlin, Germany. Föredraget hade rubriken: Status and perspective of solar cooling in Europe och gavs på Australian Solar Cooling; 2013 Conference CSIRO Riverside Life Sciences Centre, Sydney, Australia, 12.04.2013 och är hämtad från http://solarthermalworld.com/.

Informationen i detta avsnitt publiceras med vänlig tillåtelse av artikelns författare Dr. Uli Jakob.

green chiller.de
VERBAND FÜR SORPTIONSKÄLTE E.V.

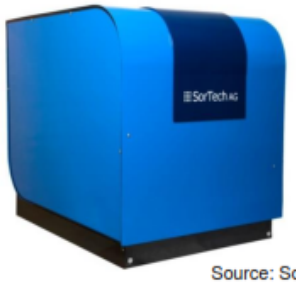
Thank you.

Dr. Uli Jakob
Green Chiller – Association for Sorption Cooling e.V.

www.greenchiller.eu

Listan är ett urval av produkter på marknaden och har inget anspråk på fullständighet.

SorTech (DE)
8 & 15 kW
Water / Silica Gel



Source: SorTech

InvenSor (DE)
10 & 18 kW
Water / Zeolithe

Source: InvenSor

Pink (AT)
19 kW
Ammonia / Water

Source: Pink

Tranter Solarice (DE)
30 & 50 kW
Ammonia / Water

Source: Tranter Solarice

Sakura (JP)
10.5 – 35 kW
Water / LiBr

Source: Sakura

EAW (DE)
15 & 30 kW
Water / LiBr

Source: EAW

Yazaki (JP)
17.5 & 35 kW
Water / LiBr

Source: Yazaki

Thermax (IN)
35 kW
Water / LiBr

Source: CISRO

no claim on completeness

Small-scale capacity absorption and adsorption chillers

green chiller.de
VERBAND FÜR SORPTIONSKÄLTE E.V.

EAW (DE)
50 – 200 kW
Water / LiBr

Source: EAW

Yazaki (JP)
70 – 175 kW
Water / LiBr

Source: Yazaki

Thermax (IN)
70 – 352 kW
Water / LiBr

Source: Thermax

Mayekawa (JP)
105 – 430 kW
Water / Zeolite

Source: Mayekawa

HIJC (US, former Nishiyodo)
220 – 350 kW
Water / Silica gel

Source: HIJC

AGO (DE)
50 – 500 kW
Ammonia / Water

Source: AGO

no claim on completeness

Medium-scale capacity absorption and adsorption chillers

© Green Chiller e.V. / Australian Solar Cooling 2013 Conference, CSIRO, Sydney, Australia / Dr. Uli Jakob – 12.04.2013

green chiller.de
VERBAND FÜR SORPTIONSKÄLTE E.V.

Makatec (DE)
5 – 100 kW
Ammonia / Water

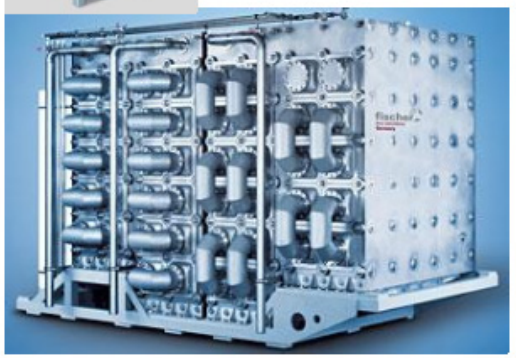
Source: Makatec

Köhler Industries (DE)
40 kW & 250 kW
Ammonia / Water

Source: Köhler Industries

Fischer Eco Solutions (DE)
15 kW – 1.2 MW
Water / Lithium bromide

Sources: Fischer Eco Group



SolabCool (NE)
5 kW
Water / Silica gel

Source: SolabCool

Mitsubishi Plastics (JP)
10 kW
Water / Zeolite

Source: Mitsubishi Plastics

Jiangsu Huineng (CN)
11 – 350 kW
Water / LiBr

Source: Jiangsu Huineng

Latest developments with integrated heat rejection

green chiller.de
VERBAND FÜR SORPTIONSKÄLTE E.V.

Pre-designed pump group

Source: SorTech

Recooler

Source: SorTech

Sub-systems of sorption chiller manufactures

© Green Chiller e.V. / Australian Solar Cooling 2013 Conference, CSIRO, Sydney, Australia / Dr. Uli Jakob – 12.04.2013

Integrated hydraulic unit including pumps, mixers and valves

Source: InvenSor

Integrated hydraulic unit for comfortable system integration

green chiller.de
VERBAND FÜR SORPTIONSKÄLTE E.V.

GASOKOL go ahead sunshine

coolySun,
8, 15, 30, 54, 83, 150 and 200 kW

Kloben Solar Evolution

SOLARTIK,
17.5, 35, 70 and 105 KW

Optimal Solutions GROUPE EDF

Package System,
17.5, 35, 70, 105, 140 and 210 KW

SCHÜCO

LB Cooling System,
15 and 30 kW

SOLARNEXT

chillii® Cooling Kit,
8, 10, 15, 17.5, 18, 19, 30, 35, 50, 70, 105 and 175 kW

SOLution Solartechnik GmbH

Alaska-Set,
8, 15, 30 and 54 KW

no claim on completeness

Recent solar cooling kit suppliers in Europe

© Green Chiller e.V. / Australian Solar Cooling 2013 Conference, CSIRO, Sydney, Australia / Dr. Uli Jakob – 12.04.2013

green chiller.de
VERBAND FÜR SORPTIONSKÄLTE E.V.

chillii® Cooling Kit ISC18

Source: SolarNext

chillii® Cooling Kit WFC175

Source: SolarNext

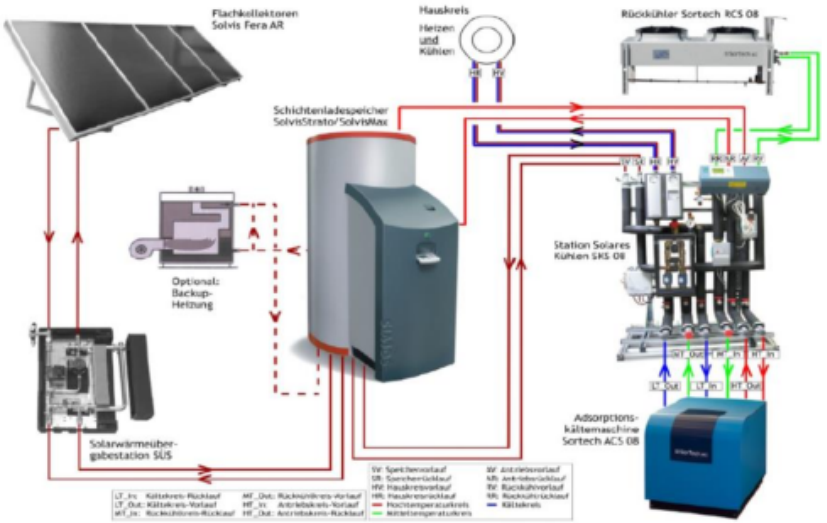
Solar / thermal cooling kits (small and medium-scale capacity)

green chiller.de
VERBAND FÜR SORPTIONSKÄLTE E.V.

Solar Cooling Kit

Heating, DHW, Cooling

System development & field test



Source : Fraunhofer ISE

SOLVIS

Solar collection
Hydraulics
System integration

SorTech AG

Chiller
Heat rejection
Hydraulics

Fraunhofer ISE

Tests, optimisation, evaluation

Latest developments of solar cooling kits / example #1

© Green Chiller e.V. / Australian Solar Cooling 2013 Conference, CSIRO, Sydney, Australia / Dr. Uli Jakob – 12.04.2013

green chiller.de
VERBAND FÜR SORPTIONSKÄLTE E.V.

MILLENNIUM ENERGY INDUSTRIES	(Middle East, North Africa)
SOLAR PANELS PLUS	(USA)
SOLEL	(Middle East, Spain, USA)
SOLID solarinstallation+design	(Europe, USA, Caribbean, Asia)
	(Europe, Middle East)
VICOT 向威特	(China, Europe, USA, Middle East)

no claim on completeness

Worldwide suppliers of costume-made solar cooling systems

© Green Chiller e.V. / Australian Solar Cooling 2013 Conference, CSIRO, Sydney, Australia / Dr. Uli Jakob – 12.04.2013

green chiller.de
VERBAND FÜR SORPTIONSKÄLTE E.V.

VÄRMEDRIVEN KOMFORTKYLA FÖR MINDRE ANLÄGGNINGAR

Svenska fjärrvärmesystem kan bli ännu mer effektiva och samhällsnyttiga genom att öka sina leveranser och leverera både värme och kyla. En lösning är att använda fjärrvärme i stället för el för att driva kylmaskiner.

Värmedriven kyla finns redan på flera håll i form av absorptionskylmaskiner för större fastigheter. Mindre anläggningar har hittills ansetts vara olönsamma. Men fjärrvärmeföretagen visar ett stort intresse för mindre värmedrivna kylaggregat eftersom en sådan lösning skulle kunna förändra bilden av hur fjärrvärmesystem kan användas under den varma årstiden.

Här beskrivs teknik och drifterfarenheter från befintliga anläggningar som har utvärderats i solvärmesammanhang. Anläggningarna har sedan satts in i ett tänkt fjärrvärmesystem för att kunna producera komfortkyla. Systemets driftegenskaper har analyserats med hjälp av simulering baserad på en typisk kyllast under sommarhalvåret.

Forskarna har också undersökt de ekonomiska förutsättningarna och ger i rapporten bra rekommendationer för val av teknik, utformning av system, drift och lönsamhet.

Ett nytt steg i energiforskningen

Energiforsk är en forsknings- och kunskapsorganisation som samlar stora delar av svensk forskning och utveckling om energi. Målet är att öka effektivitet och nyttiggörande av resultat inför framtida utmaningar inom energiområdet. Vi verkar inom ett antal forskningsområden, och tar fram kunskap om resurseffektiv energi i ett helhetsperspektiv – från källan, via omvandling och överföring till användning av energin. www.energiforsk.se

Energiforsk