

Frikyla

– Analys av teknik och systemlösningar

Torbjörn Lindholm

Institutionen för byggnadsteknologi, Installationsteknik

Chalmers tekniska högskola AB

Göteborg

En slutrapport från eff-Sys

Energimyndighetens utvecklingsprogram Effektivare kyl- och värmepumpssystem

Förord

Detta arbete är en slutrapport för eff-Sys projektet "Frikyla – Analys av teknik och systemlösningar" som har genomförts med finansiellt stöd från STEM (Statens Energimyndighet) samt av energiföretagen Göteborg Energi AB, Jämtkraft AB, Karlstads Energi AB, Lunds Energi AB, Sydkraft AB, Umeå Energi AB, Vattenfall AB och Öresundskraft via ELFORSK (Svenska Elföretagens Forsknings- och Utvecklings AB).

Inom projektet har även en omfattande litteratursökning genomförts, detta arbete finns dokumenterat i en separat rapport ("**Frikyla – En kommenterad litteraturlista**", Internrapport I2003:01, Installationsteknik Chalmers).

Författaren vill också här passa på att tacka följande personer som på ett eller annat sätt indirekt eller direkt varit delaktiga i detta arbete:

Johnny Andersson, eff-Sys/Scandiaconsult AB

Carina Carlsson, eff-Sys

Tord Engberg, Asarums Industri AB

Anders Ericsson, Göteborg Energi AB

Per Fahlén, Installationsteknik Chalmers

Göran Hellström, Lunds Tekniska Högskola

Thomas Johnson, Vattenfall AB

Bo Nordell, Luleå Tekniska Universitet

Per-Göran Persson, TAC AB

Torgil Stark, Munters AB

Bertil Strandh, ELFORSK/CarlBro Energikonsult AB

Göteborg 2003

Torbjörn Lindholm

Sammanfattning

Det nordiska uteklimatet innebär att det under en stor del av året finns möjligheter att alstra kyla genom att exempelvis nyttja låga utomhustemperaturer eller låga temperaturer i mark och vatten. Att utnyttja denna möjlighet benämns ofta att man tillämpar frikyla.

När man diskuterar begreppet frikyla visar det sig dock ofta att det råder helt olika uppfattningar om vad som egentligen avses. En bakomliggande orsak är att det inte finns någon tydlig och allmänt accepterad definition samt naturligtvis att det i grunden är ett mångsidigt begrepp. Det som säkerligen också påverkar detta är att det är ett positivt laddat begrepp som inte naturligt leder till vidare diskussioner eftersom det av de flesta alltid förutsätts vara något önskvärt som avses. I denna rapport har dock ett stort utrymme ägnats åt diskussioner omkring vad som avses med begreppet frikyla.

Någon riktigt bra (kort och koncis) definition av begreppet frikyla har inte kunnat formuleras inom ramen för detta arbete.

Frikyla innebär enligt detta arbete:

- Utnyttjande av en fri värmesänka eller en fri energikälla för kyländamål

Under följande förutsättningar:

- Att tekniken/systemlösningen är mer energieffektiv än ett konventionellt alternativ
- Att faktiska kylbehov kopplade till uttalade krav och önskemål alltid kan tillgodoses

Där de två förutsättningarna innebär att man inte skall suboptimera energimässigt eller göra avkall på den tekniska funktionen i sin iver att tillämpa frikyla.

De källor för frikyla som har studerats i detta arbete är dels fria värmesänkor såsom uteluft, mark och grundvatten samt sjöar och vattendrag och dels fria energikällor såsom solenergi. Dessa källor för frikyla kan exempelvis användas för att tillgodose ett komfortkylbehov i kontor och andra lokaler med stor intern värmealstring. Genom att utnyttja frikyla på ett energitekniskt genomtänkt sätt kan ett kylbehov tillgodoses under en stor del av året utan att använda konventionell teknik såsom kompressorkylmaskiner.

Generellt kan konstateras att de faktiska kylbehoven i många tillämningar troligen kommer att öka i framtiden. Detta innebär i sin tur att energianvändningen för kyländamål och till detta kopplad negativ miljöpåverkan kommer att öka med enbart konventionell teknik och tänkande. Syftet med denna rapport är därför att visa på alternativ eller komplement till konventionell teknik och innehåller därför principiella beskrivningar av teknik och systemlösningar som helt eller delvis utnyttjar frikyla.

Summary

The Nordic climate implies that low ambient temperatures or low ground temperatures can be used as sources for cooling during a major part of the year. To utilize this possibility is often called to apply free cooling.

When discussing the concept free cooling it often seems to prevail different opinions regarding what aspects that are actually concerned. One underlying reason is the fact that no clear and generally accepted definition exists and, of course, because it basically is a diversified concept. Something that most certainly affect this is that it is a positive concept that not naturally leads to a deeper discussion because most people take something desirable for granted. However, in this report a great part has been devoted to discussions regarding the meaning behind the concept free cooling.

Any really proper (short and concise) definition of the concept free cooling have not been possible to formulate within the scope of this work.

The meaning of free cooling in this work is:

- Usage of a free heat sink or a free energy source for cooling purposes

Under the following conditions:

- The system/technology must be more energy-efficient compared to a conventional alternative
- The actual cooling load, connected to stipulated demands and requests, must be possible to fulfill

Where the two conditions means no sub optimization regarding energy usage or forsaking of the technical function must be made in the eagerness of applying free cooling.

The sources for free cooling studied in this work are partly free heat sinks like ambient air, ground and groundwater, lake and river water and partly free energy sources like solar energy. These sources for free cooling can, for example, be used to satisfy comfort-cooling demands in an office building or other premises with a great deal of internal heat generation. By using free cooling in an energy-efficient way cooling demands can be satisfied without the use of conventional chillers during a major part of the year.

Generally speaking the actual cooling demands most likely will rise in the future. This also means that the energy usage for cooling and thereby also the negative environmental impact will rise using just conventional technology and thinking. The aim of this report is to show alternatives or complements to conventional technology. Therefore, this work comprises principal descriptions of cooling systems that fully or partly utilize free cooling.

Innehåll

1	Inledning	1
1.1	Bakgrund.....	1
1.2	Syfte och mål	2
1.3	Innehåll, röd tråd och läsanvisning.....	2
1.4	Avgränsningar	3
2	Begreppet frikyla.....	5
2.1	Introduktion av begreppet frikyla	5
2.2	Frikyla sett ur ett energieffektivitetsperspektiv	6
2.3	En termodynamiskt ideal kylprocess.....	7
2.4	En termodynamiskt ideal jämförelseprocess.....	8
2.5	En verklig kompressorkylprocess.....	9
3	Godhetstal och nyckeltal.....	13
3.1	Frikylningsgrad.....	13
3.2	Frikylningspotential	18
3.3	Andel fri energi.....	21
4	Installationstekniska förutsättningar och behov	23
4.1	Krav och tekniska lösningar	23
4.2	Värmeöverskott och värmeunderskott.....	24
4.3	Luft- och vätskeburen kyla	25
5	Frikylkällor (fria värmesänkor och fria energikällor).....	31
5.1	Uteluft.....	31
5.2	Mark och grundvatten	35
5.3	Sjöar och vattendrag	37
5.4	Solenergi.....	39
6	Frikylsystem med uteluft som fri värmesänka	41
6.1	Frikylsystem för kylning av en köldbärare	41
6.2	Frikylsystem för kylning med uteluft	47
7	Frikylsystem med mark, grundvatten och vatten från sjöar och vattendrag som fri värmesänka	53
7.1	System med mark och grundvatten som fri värmesänka	53
7.2	System med bottenvatten från sjöar och vattendrag som fri värmesänka	56

8	Frikylsystem innefattande termisk energilagring.....	57
8.1	Termisk energilagring.....	57
8.2	System för frikyla baserade på korttidslagring	58
8.3	System för frikyla baserade på långtidslagring.....	60
8.4	Kombinerade system för långtidslagring av värme och kyla	62
9	Frikylning via en fri energikälla	65
10	Diskussion och slutsatser.....	71
	Beteckningslista.....	75
	Litteraturlista	77

1 Inledning

Detta arbete handlar om olika typer av systemlösningar och dessas möjligheter och begränsningar för att tillgodose kylbehov via frikyla. Vad som avses med frikyla är dock i många fall något obestämt. Därför har inledningsvis i detta arbete ett stort utrymme givits åt diskussioner omkring vad som avses med begreppet frikyla.

De kyltillämpningar som i första hand diskuteras i detta arbete är komfortkyla och i viss mån livsmedels- och processkyla. Oberoende av tillämpning handlar det dock alltid om transportera bort överskottsvärme. För detta ändamål används vanligtvis en kylprocess (kylmaskin) vilken erfordrar att en viss mängd drivenergi måste uppoffras. Frikyla kan i många fall lämpa sig som alternativ eller kompletterande kylteknik.

1.1 Bakgrund

Ett kylbehov innebär att man vill bibehålla en låg temperatur alternativt sänka temperaturen på ett medium. För att bibehålla temperaturen måste således all värme som tillförs till mediet på något sätt bortföras. För att sänka mediets temperatur måste mer värme bortföras än vad som tillförs.

I de fall det handlar om kylbehov för ett slutet utrymme (exempelvis ett rum eller inuti en kyldisk) kan detta uttryckas som att det föreligger ett värmeöverskott. Detta värmeöverskott är då alltid knutet till att man har uttalade krav eller önskemål angående högsta tillåtna torr temperatur och/eller luftfuktighet i det slutna utrymmet.

Hårdare ställda krav på temperatur och luftfuktighet i kombination med en större intern värmebelastning innebär att behovet av kyla ökar. Ett typexempel på detta är komfortkyla, det vill säga kylning av lokaler där människor vistas. Här är tendensen att generellt sett lägre inomhustemperaturer idag efterfrågas (att höga inomhustemperaturer inte längre accepteras) i alltfler typer av lokaler. Orsaken till detta är en större medvetenhet om det termiska inomhusklimatets betydelse för såväl välbefinnande som produktivitet/prestationsförmåga. I många fall har också den interna värmebelastningen ökat i form av värme som avges från maskiner, belysning etc.

Konsekvensen av att kylbehoven ökar är att även den totala energianvändningen för att tillgodose dessa kylbehov ökar. Genom att använda mer energieffektiv teknik kan i viss mån denna ökning av den totala energianvändningen begränsas. Med befintlig konventionell teknik är dock möjligheterna förhållandevis små att i någon större utsträckning påverka energianvändningen. Därför bör alternativ till idag etablerad och väl fungerande konventionell teknik övervägas.

Föreliggande arbete behandlar därför förutsättningar för tillämpning av frikyla, det vill säga olika tekniker för att nyttiggöra någon form av "fri" värmesänka alternativt en "fri" energikälla (t.ex. solenergi) för kyländamål.

Två grundförutsättningar som måste uppfyllas för tillämpning av frikyla är att de kylbehov som är kopplade till uttalade krav och önskemål kan tillgodoses och att tekniken som sådan är mer energieffektiv än ett konventionellt alternativ. Det senare är en förutsättning för kostnadseffektiva systemlösningar och en ökad tillämpning av frikyla i praktiken.

Förutsättningarna för att tillämpa frikyla i Sverige är gynnsamma till följd av "fria" värmesänkor såsom uteluft, mark och vattendrag med naturligt låga temperaturer.

1.2 Syfte och mål

Syftet med detta arbete är att principiellt beskriva olika tekniker och systemlösningar som delvis eller helt kan utnyttja frikyla. Detta gäller i första hand tillämpningar för komfortkyla, livsmedels- och butikskyla samt processkyla. Här avses då systemlösningar som under hela året kan tillgodose hela kylbehovet respektive lösningar där tekniken får samverka med annan kylteknik under delar av året.

Materialet riktas främst till och förväntas vara av intresse för de som upphandlar, projekterar och installerar systemlösningar för ovanstående tillämpningar. Målgruppen är således byggherrar, fastighetsförvaltare, konsulter och installatörer. Dessa personer förväntas kunna använda materialet i rapporten för att generera nya idéer men också i viss mån för att motivera systemlösningar baserade på frikyla i syfte att erhålla energieffektiva och miljövänliga kylsystem.

Målet med arbetet har varit att ställa samman en "state of the art" rapport. En svårighet i detta sammanhang är att det egentligen inte finns någon entydig "art" att beskriva "the state of". En relativt stor arbetsinsats har därför fått läggas på att definiera teknikområdet och vad som avses med begreppet frikyla. Rapporten skall också om möjligt redovisa behov av och inriktning på den forskning och utveckling som krävs, för att svagheter eller brister i teknik och system skall kunna överbryggas.

Projektets slutmål är att bidra till att gammal och ny kunskap sprids om förutsättningar och begränsningar när det gäller tillämpning av frikyla. Kunskaps-spridning är en helt avgörande faktor för att frikyla på bästa sätt kommer att tillämpas i framtida systemlösningar.

1.3 Innehåll, röd tråd och läsanvisning

En stor arbetsinsats inom projektet har ägnats åt databassökningar efter relevant litteratur som behandlar system och tekniker som utnyttjar olika former av frikyla. I huvudsak har sökbegreppen "free cooling", "natural cooling" respektive "frikyla" och "naturlig kyla" använts. Sökningen resulterade i cirka 200 artiklar och andra skrifter. Den övergripande kommentaren angående denna litteraturstudie är att begreppet frikyla i de flesta fall endast är något som "hängts på" eller behandlas "vid sidan av" artikelns eller skriftens huvudbudskap.

För att hålla ordning på och i ett senare skede kunna återanvända referenser har all litteratur som införskaffats lagts in i ett databasprogram (Endnote). I denna databas finns även referat och kommentarer inlagda till ett flertal av artiklarna. Dessa referat och kommentarer är skrivna i syfte att sammanfatta innehållet med utgångspunkt från relevansen för detta projekt. Dessa referat var inledningsvis tänkta att endast användas som stöd för skrivandet av denna rapport. I ett senare skede kom insikten att det även finns skäl att dokumentera detta arbete och den information som genererats. Därför har valts att sammanställa detta som en kommenterad litteraturlista i en separat rapport (**I2003:01, Installationsteknik Chalmers**). I denna kommenterade litteraturlistan ingår de referenser som är markerade med (#) i denna rapportens litteraturlista.

I kapitel 2 diskuteras begreppet frikyla i syfte att klargöra vad som avses med detta begrepp.

I kapitel 3 introduceras några ansatser till godhetstal/nyckeltal som beskriver en viss tekniks energieffektivitet samt mer allmänt potentialen för frikyla.

I kapitel 4 diskuteras installationstekniska förutsättningar som alltid måste uppfyllas oberoende av vilken kylteknisk lösning som tillämpas. Diskussionen förs i huvudsak utgående från tillämpningen komfortkyla men även butiks- och processkyla berörs.

I kapitel 5 presenteras ett antal olika fria värmesänkor som kan användas för frikylning. Vidare redogörs på ett mer övergripande sätt vilka temperaturnivåer man kan förvänta sig för dessa fria värmesänkor i Sverige. I kapitlet tas också solenergi upp som ett exempel på en fri energikälla som kan användas för att alstra kyla.

I kapitel 6 redovisas och analyseras ett antal systemuppbyggnader för frikyla där uteluft används som fri värmesänka.

I kapitel 7 redovisas och analyseras ett antal systemuppbyggnader för frikyla där mark, grundvatten eller vatten från sjöar och vattendrag används som fri värmesänka.

I kapitel 8 redovisas och analyseras ett antal systemuppbyggnader för frikyla där termisk energilagring ingår, såväl kort- som långtidslagring.

I kapitel 9 redovisas och analyseras ett antal systemuppbyggnader för frikyla där den fria energikällan solenergi används för att alstra kyla.

I kapitel 10 sammanfattas de generella slutsatser som kan dras i detta arbete samt ges några förslag på områden för vidare studier.

1.4 Avgränsningar

I denna studie ingår inte att fullt ut behandla alla tänkbara systemlösningar och aspekter. I praktiken handlar det ofta om att på bästa sätt kombinera flera olika delsystem för att tillgodose både kyl- och värmebehov. Istället har försökts att renodla och beskriva olika grundtekniker för frikyla, vilket inte heller alltid är helt enkelt.

Ovanstående gäller speciellt vid så kallade passiva/naturliga lösningar/projekt vilket avser systemlösningar för kylning som enbart är baserade på naturliga drivkrafter (enbart förnyelsebara energikällor) såsom sol, vind, temperaturgradienter, strålningsutbyte med atmosfären etc. De tekniska lösningar som i första hand behandlas i detta arbete är aktiva, det vill säga i viss mån beroende på fläktar och pumpar som vanligtvis försörjs med en viss andel energi från icke förnyelsebara energikällor.

Karakteristiskt för passiva/naturliga lösningar är att det vanligtvis krävs en stor värmelagringskapacitet. Vid komfortkyla skapas ofta denna värmelagringskapacitet som en integrerad del av själva byggnadskonstruktionen. Det är således i detta fall svårt att särskilja vad som är kylteknik och vad som är byggnadsteknik.

I detta sammanhang bör man dock observera att många byggnadsrelaterade lösningar, som skapar förutsättningar för passiva/naturliga systemlösningar, också skapar gynnsamma förutsättningar för olika typer av aktiva frikylatekniker, alternativt en helt konventionell systemlösning.

Det bör också observeras att vissa renodlade passiva/naturliga tekniker endast är tillämpbara i torra och varma klimat samt att de termiska inomhusklimat man avser att upprätthålla normalt inte skulle accepteras i Sverige.

2 Begreppet frikyla

Ofta används positivt laddade begrepp såsom frikyla, passiv kyla och naturlig kyla i olika sammanhang utan att tydligt definiera vad som egentligen avses. Det som underförstås med alla dessa begrepp är att tekniken i sig har någon inbyggd god kvalitet. Denna kvalitet är i de flesta fall att tekniken som sådan är energi- och/eller resurseffektiv jämfört med ett mer konventionellt alternativ.

Vilket av begreppen ovan som används är i vissa fall knutet till vilken yrkeskategori man representerar eller vänder sig till. Detta kan exemplifieras för val av system för komfortkyla i ett byggnadsprojekt. Teknikern föredrar ofta begreppet frikyla och betraktar det som en av flera tekniska möjligheter att minska drivenergiebehovet för en konventionell lösning. Arkitekten däremot föredrar ofta begreppet passiv kyla och avser då oftast en byggnadsintegrerad lösning som inte är beroende av strömningstekniska komponenter såsom fläktar och pumpar med tillhörande drivenergiebehov. Naturlig kyla är ett begrepp som båda yrkeskategorierna ovan ibland använder som synonym till frikyla respektive passiv kyla.

Avsikten här är inte att argumentera för eller emot något av ovanstående begrepp utan endast att kort belysa skillnaden i synsätt. Oberoende av vilket begrepp man väljer att använda i praktiken så är det dock viktigt att alla inblandade parter i en diskussion associerar till samma sak.

I de fall som begreppet passiv kyla används handlar det oftast om ett byggnadsprojekt med ett i många avseenden eftersträvansvärt helhetsperspektiv. Här handlar det ofta om att i ett tidigt skede integrera kunnande från alla yrkeskategorier i syfte att skapa en optimalt utformad byggnad. Med optimalt utformad avses här sådana saker som dess funktionalitet och arkitektoniska utformning samtidigt som byggnaden skall vara energieffektiv. En potentiell risk i dessa fall är att man i sin strävan att undvika konventionell teknik inte når riktigt ända fram, exempelvis inte riktigt lyckas skapa och upprätthålla ett tillräckligt bra inomhusklimat. För att komma tillrätta med detta i slutänden kan då följden bli att en konventionell lösning måste "hängas på" i efterhand. Slutresultatet kan fortfarande bli bra men riktigt lika optimal som om man även integrerat den konventionella tekniken från början blir troligtvis inte byggnaden.

En annan viktig och eftersträvansvärd ledstjärna som gäller kyla i ett projekt enligt ovan är också att man strävar efter att reducera kylbehovet så långt som möjligt. I detta avseende finns det en stor mängd åtgärder som kan vidtas. Ett bra exempel på detta är att reducera värmestillskott från solen så långt som möjligt via olika typer av solavskärmningar.

2.1 Introduktion av begreppet frikyla

I detta arbete avses att beskriva olika tekniker för att nyttiggöra någon form av "fri" värmesänka alternativt en "fri" energikälla för kyländamål, det vill säga olika frikylsystem.

Man kan identifiera ett antal olika naturliga värmesänkor vars tillgänglighet för användning i princip är fullständigt fri under vissa tidsperioder. Det kan exempelvis vara uteluft vars temperatur är tillräckligt låg, eller någon annan fri värmesänka såsom en närliggande sjö med låga vattentemperaturer.

Ett bra exempel på en fri energikälla som kan nyttjas för att alstra kyla är solenergi. För att praktiskt kunna nyttja en fri värmesänka/energikälla krävs det i de flesta fall uppoffringar av resurser i form av både material och drivenergi.

Man kan således konstatera att för att en fri värmesänka/källa skall kunna nyttjas för kyländamål måste resurser uppoffras. Bokstavligen innebär detta att det inte finns någon teknik som i egentlig mening kan betraktas som fri. Med en lite vidare tolkning av begreppet frikyla kan man dock räkna in de tekniker där resursuppoffringarna är små i förhållande till ett konventionellt alternativ.

Resursuppoffringarna i fråga kan i sin tur värderas på olika sätt. I praktiken värderas ofta dessa i ekonomiska termer i form av investerings- och driftskostnader. Det alternativ som innebär lägst livscykelkostnad betraktas ofta som det mest lämpliga alternativet. Vid en sådan betraktelse tas dock vanligtvis ingen hänsyn till om någon fri värmesänka/energikälla nyttjas eller inte.

Ett annat sätt att värdera resursuppoffringarna är att göra en värdering av den negativa miljöpåverkan de olika alternativen ger upphov till. I detta fall innebär nyttjandet av en fri värmesänka/energikälla i de flesta fall ingen eller en liten negativ inverkan på miljön när det gäller drivenergi. Samtidigt kan dock materialuppoffringarna som krävs för att kunna nyttja den fria värmesänkan/energikällan vara så stora att den totala miljöbelastningen blir större än motsvarande för det konventionella alternativet.

I ett verkligt projekt är det önskvärt att resursuppoffringarna värderas utgående från både ekonomiska och miljömässiga aspekter. I detta arbete finns det dock inte utrymme att fullt ut beakta dessa aspekter. Det är inte heller möjligt att göra detta om generellt giltiga resultat och slutsatser skall kunna presenteras.

2.2 Frikyla sett ur ett energieffektivitetsperspektiv

Energieffektivitet är idag ett etablerat urvalskriterium som baseras på olika alternativa systems drivenergibehov. Det finns också inom vissa teknikområden klassificeringssystem som värderar systemets energieffektivitet. De nivåer som måste uppnås för att klassas som energieffektivt utgår då oftast ifrån vad som i praktiken kan (eller nästan kan) uppnås med befintlig teknik. Ett system som är lite bättre än alla andra realiserbara system är därmed ofta betraktat som det mest energieffektiva systemet.

När det gäller begreppet frikyla bör man dock lägga ribban lite högre för att erhålla en meningsfull definition. Här handlar det ju om ett system som förhoppningsvis är avsevärt mer energieffektivt än ett konventionellt alternativ. För att en viss teknik eller systemlösning definitionsmässigt skall betraktas som frikyla skall därför systemets energieffektivitet överstiga ett visst godtyckligt valt värde. Detta godtyckligt valda värde skall då inte vara möjligt att uppnå med konventionell teknik.

Det faller sig då naturligt att jämföra med en teoretisk termodynamiskt ideal process. Hur en sådan jämförelse kan göras beskrivs med hjälp av godhetstalet/nyckeltalet frikylningsgrad i avsnitt 3.1.

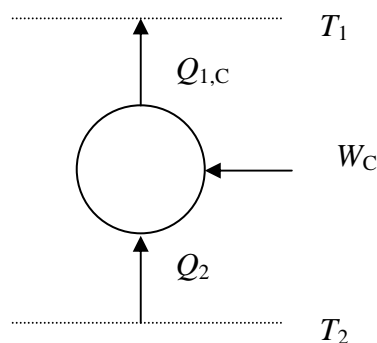
Här bör också nämnas att i den offentliga energistatistik som presenteras finns oftast inte andelen fri energi alls redovisad. Här handlar det om att man inte skiljer på "köpt" och "använd" energi. Ett tydligt exempel på detta kan vara användning av en vanlig kompressordriven (eldriven) värmepump. Om man exempelvis ansätter att värmepumpens årsvärmefaktor är 3 betyder detta att för varje kWh elenergi som uppoffras avges och används 3 kWh värme. Via värmepumpen har man dock erhållit 2 kWh fri värmeenergi (från uteluft, mark vatten etc.). 2/3 av den avgivna (använda) värmen är därmed fri värmeenergi medan 1/3 är "köpt" elenergi. Man brukar ibland även i den redovisade energistatistiken omnämna dessa 2/3 fri värmeenergi som "energibesparing" vilket är helt missvisande.

Via ett antagande om värmepumpens värmefaktor enligt ovan går det att uppskatta andelen fri värmeenergi som nyttiggörs. Då en fri värmeväxlare nyttjas för frikyla är det dock i de flesta fall inte möjligt att utgående från redovisade uppgifter eller statistik få en uppfattning om hur mycket fri energi som verkligen kommit till användning. Detta diskuteras vidare i avsnitt 3.3.

2.3 En termodynamiskt ideal kylprocess

Med en kompressorkylmaskin upptas värme (alstras kyla) vid en låg temperaturnivå och avges vid en hög temperaturnivå. För att transportera värmen från den låga till den höga temperaturnivån uppoffras arbete. Den termodynamiskt ideala jämförelseprocessen i detta fall är den omvända Carnotprocessen.

I den omvända Carnotprocessen upptas värme (alstras kyla) vid en låg temperaturnivå (T_2) och avges värme vid en hög temperaturnivå (T_1). I Figur 2.1 nedan betecknas vidare den upptagna värmen (Q_2) (den alstrade kylan), den avgivna värmen ($Q_{1,C}$) och det uppoffrade arbetet (W_C).



Figur 2.1 Den omvända Carnotprocessen

Köldfaktorn för en sådan omvänd Carnotprocess kallas den Carnotska köldfaktorn som betecknas COP_C och definieras enligt:

$$COP_C = \frac{Q_2}{W_C} = \frac{Q_2}{Q_{1,C} - Q_2} \quad (2.1)$$

Utan att gå in på grundläggande definitioner konstateras endast här att den Carnotska köldfaktorn endast är beroende av de två temperaturnivåer som processen arbetar mellan. De två temperaturnivåer som här avses är den temperatur som kylan skall alstras vid (värmekällans temperatur T_2 [K]) och den temperatur som värmen skall bortföras vid (värmesänkans temperatur T_1 [K]). Den Carnotska köldfaktorn beräknas enligt:

$$COP_C = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (2.2)$$

Den Carnotska köldfaktorn är den teoretiskt sett högsta köldfaktor som kan uppnås för en arbetskrävande kylprocess. Enligt ekvation 2.2 framgår också tydligt att den Carnotska köldfaktorn minskar om temperaturdifferensen ($T_1 - T_2$) ökar, vilket även gäller för en verklig kylprocess såsom en kompressorkylprocess.

Med ovanstående samband kan det teoretiskt minsta arbete som krävs för att alstra en viss mängd kyla (Q_2) vid given temperatur på värmekällan och värmesänkan (T_2 och T_1) beräknas enligt:

$$W_C = \frac{Q_2}{COP_C} = \frac{Q_2}{\left(\frac{T_2}{T_1 - T_2}\right)} \quad [\text{kWh}_{\text{arbete}}] \quad (2.3)$$

2.4 En termodynamiskt ideal jämförelseprocess

I praktiken kan man tänka sig ett antal olika ideala jämförelseprocesser beroende på vilken systemlösning eller tillämpning man jämför med. Ambitionen är att finna verkliga systemlösningar vars erforderliga arbete understiger arbetet som krävs för en godtyckligt vald termodynamiskt ideal jämförelseprocess.

I detta kapitel har dock valts att resonemangsmässigt utgå från en entydigt definierad termodynamisk ideal jämförelseprocess, en referensprocess. Denna referensprocess är dock inte lämplig att använda för frikylsystem baserade på uteluft som fri värmesänka.

De tillämpningar som avses att studeras i detta arbete kan alla karakteriseras vara sådana där det gäller att upprätthålla en viss temperatur i ett slutet utrymme (ett rum, en kyldisk etc.). Orsaken till att värme måste bortföras från detta utrymme (behöver kylas) är att värme transporteras från omgivningen och/eller att värme genereras internt.

Värmen kan i praktiken bortföras från det slutna utrymmet direkt eller indirekt via ett undertempererat medium såsom luft, vatten eller annan köldbärare alternativt en kylmaskins köldmedium. I detta fall tas dock ingen hänsyn till hur detta löses i praktiken utan den värmeupptagande komponenten ("förångaren") i en Carnot process tänks vara placerad i det slutna utrymmet som skall kylas. Den avsedda temperaturen i det slutna utrymmet är därmed värmekällans temperatur för den termodynamiskt ideala jämförelseprocessen.

För att kyla det medium som skall kyla det slutna utrymmet används i praktiken oftast en kompressorkylmaskin. Den vanligaste värmesänkan för att bortföra kompressorkylmaskinens kondensorvärme till är uteluft. Ingen hänsyn tas i detta fall till att man i praktiken kan skapa lägre temperaturer än rådande utetemperatur exempelvis via ett kyltorn. Den värmeavgivande komponenten ("kondensorn") i en Carnot process tänks därför vara placerad i den externa omgivningen. Det vill säga den externa omgivningstemperaturen (utetemperaturen) är därmed värmesänkans temperatur för den termodynamiskt ideala jämförelseprocessen.

För såväl den värmeupptagande som den värmeavgivande komponenten förutsätts att ingen temperaturdifferens krävs för värmeöverföringen eller att några strömningsmotstånd uppträder.

För att erforderligt arbete för den ideala jämförelseprocessen inte skall kunna bli negativt ansätts att detta är 0 då utetemperaturen är lika med eller lägre än temperaturen i det slutna utrymmet som skall kylas.

Om en naturligt låg utetemperatur avses att nyttiggöras uppstår dock ett problem med ovanstående definition av referensprocess. Detta beror på att uteluften i detta fall skall verka som fri värmesänka samtidigt som den skall vara värmesänka för referensprocessen.

För att kunna utnyttja uteluft som fri värmesänka måste utetemperaturen vara lägre än rumstemperaturen och samtidigt måste även en del arbete (exempelvis fläkt- eller pumparbete) eller andra energiformer uppoffras. Arbetet för referensprocessen är dock enligt ovan 0 i detta fall. Detta innebär att det i praktiken är omöjligt att uppoffra mindre arbete än vad som erfordras för den termodynamiskt ideala jämförelseprocessen.

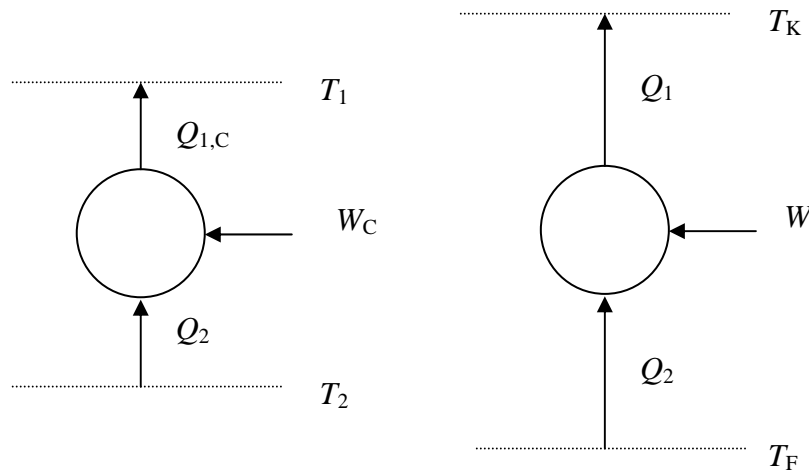
Trots detta har i detta kapitel valts att diskussionsmässigt utgå från den ovan beskrivna referensprocessen. Vid praktisk tillämpning måste vissa justeringar göras som tar hänsyn till det verkliga frikylsystemets specifika förutsättningar.

2.5 En verklig kompressorkylprocess

En verklig kompressorkylmaskins förångningstemperatur (T_F) måste vara lägre än den aktuella värmekällans temperatur (T_2). Värmekällan kan vara rumsluften i ett utrymme som skall kylas och kylmaskinens förångare kan vara lokaliserad i detta utrymme. Likaså måste kondenseringstemperaturen (T_K) vara högre än den aktuella värmesänkans temperatur (T_1). Värmesänkan kan vara uteluft som kylmaskinens kondensor avger sitt värme till.

$$T_F < T_2 \quad \text{och} \quad T_K > T_1$$

För att transportera värme från temperaturnivån (T_2) till temperaturnivån (T_1) måste kompressorkylmaskinen arbeta mellan temperaturnivåerna (T_F) och (T_K). Det erforderliga temperaturlyftet ($T_K - T_F$) för kylmaskinen är således större än temperaturlyftet ($T_1 - T_2$) för en idealt arbetande Carnot process. Detta visas symboliskt i figuren nedan.



Figur 2.2 Temperaturnivåer

Köldfaktorn för en kompressorkylmaskin (COP_{KM}) beräknas enligt:

$$COP_{KM} = \frac{Q_2}{W} \left[\frac{\text{kWh}_{kyla}}{\text{kWh}_{arbete}} \right] \quad (2.4)$$

Observera att här förutsätts att lika mycket kyla skall alstras, det vill säga att (Q_2) är lika stor i båda fallen.

Köldfaktorn för den verkliga kylmaskinen (COP_{KM}) är vanligtvis ungefär hälften av värdet för den Carnotska köldfaktorn (COP_C) beräknad utgående från aktuell förångnings- och kondenseringstemperatur. Orsaken till detta är bland annat det faktum att en viss temperaturdifferens krävs för värmeöverföringen i förångaren och kondensorn samt att den verkliga kompressionen inte är förlustfri.

I ekvationsform kan detta uttryckas:

$$COP_{KM} \approx 0,5 \cdot COP_C = 0,5 \cdot \frac{T_F}{T_K - T_F} \quad (2.5)$$

Erforderligt arbete för den verkliga kylmaskinen kan därmed schablonmässigt bestämmas som funktion av alstrad kyla (Q_2) och aktuell förångnings- och kondenseringstemperatur (T_F och T_K):

$$W_{KM} = \frac{Q_2}{COP_{KM}} \approx \frac{Q_2}{0,5 \cdot \left(\frac{T_F}{T_K - T_F} \right)} \quad [\text{kWh}_{arbete}] \quad (2.6)$$

Erforderliga temperaturdifferenser för värmeöverföringen i förångaren och kondensorn kan ansättas enligt:

$$\Delta T_{\text{varm}} = T_K - T_1$$

$$\Delta T_{\text{kall}} = T_2 - T_F$$

Erforderligt arbete för den verkliga kylmaskinen kan därmed schablonmässigt bestämmas som funktion av köldalstringen (Q_2) samt den temperatur som kylan skall alstras vid (värmekällans temperatur T_2 [K]) och den temperatur som värme kan bortföras vid (värmesänkans temperatur T_1 [K]).

$$W \approx \frac{Q_2}{COP} = \frac{Q_2}{0,5 \cdot \left(\frac{T_2 - \Delta T_{\text{kall}}}{(T_1 + \Delta T_{\text{varm}}) - (T_2 - \Delta T_{\text{kall}})} \right)} \quad [\text{kWh}_{\text{arbete}}] \quad (2.7)$$

Exempel

Ett enkelt exempel kan vara på sin plats för att belysa ovanstående. Antag att vi har ett utrymme som skall hållas vid +10 °C (283 K) och att utetemperaturen är +30 °C (303 K).

Köldfaktorn för den termodynamiskt ideala jämförelseprocessen är:

$$COP_C = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{283}{373 - 283} = \frac{283}{20} = 14,2$$

För att bortföra 1 kWh värme från detta utrymme är det erforderliga arbetet för den termodynamiskt ideala jämförelseprocessen:

$$W_C = \frac{Q_2}{COP_C} = \frac{1}{14,2} = 0,1 \quad [\text{kWh}_{\text{arbete}}]$$

Genom att ansätta att den erforderliga temperaturdifferensen för värmeöverföring i såväl förångaren som kondensorn är 10 K kan det erforderliga arbetet för en verklig kompressorkylmaskin uppskattas vara ungefär:

$$W_{KM} = \frac{Q_2}{COP_{KM}} \approx \frac{Q_2}{0,5 \cdot \left(\frac{T_2 - \Delta T_{\text{kall}}}{(T_1 + \Delta T_{\text{varm}}) - (T_2 - \Delta T_{\text{kall}})} \right)}$$

$$= \frac{1}{0,5 \cdot \left(\frac{283 - 10}{(303 + 10) - (283 - 10)} \right)} = \frac{1}{0,5 \cdot 6,8} = 0,3 \quad [\text{kWh}_{\text{arbete}}]$$

Att det erforderliga arbetet för en verklig kylmaskinprocess är betydligt större än motsvarande för en termodynamiskt ideal jämförelseprocess är ingen större överraskning. I praktiken är också totalt erforderligt arbete för den verkliga kylmaskinprocessen ännu större än vad som indikeras ovan. Här har hänsyn endast tagits till det arbete som krävs för själva kylprocessen. Exempelvis skulle också det arbete som krävs för att driva erforderliga fläktar och pumpar ha tagits med i beräkningarna.

En slutrapport från eff-Sys

Energimyndighetens utvecklingsprogram Effektivare kyl- och värmepumpssystem

3 Godhetstal och nyckeltal

En förutsättning för att någon form av frikyla skall tillämpas i praktiken är att resursuppoftningarna med en sådan systemlösning verkligen blir mindre än för ett mer konventionellt alternativ. Resursuppoftningarna kan värderas på olika sätt (ekonomiskt, miljömässigt etc.) vilket tidigare diskuterats i kapitel 2. I många fall kan man ta hänsyn till både ekonomiska och miljömässiga aspekter via begreppet energieffektivitet.

Innehållet i detta kapitel är mestadels inriktat på några ansatser till godhetstal/nyckeltal för frikyla som här givits namnen frikylningsgrad och frikylningspotential. Frikylningsgrad har med systemets energieffektivitet att göra och frikylningspotential med den fria värmesänkans tillgänglighet. I praktiken finns och tillämpas flera andra mer vedertagna godhetstal/nyckeltal såsom årsköldfaktor etc. vilka dock inte tas upp här. Som avslutning av detta kapitel diskuteras dock kort nyckeltal som anger andelen fri energi som nyttiggjorts.

I praktiken är det vanligast att man relaterar erforderligt arbete för den verkliga systemlösningen (med eller utan frikyla) i förhållande till en mer konventionell systemlösning. Om man lyckas utforma den verkliga systemlösningen på sådant sätt att den blir något mer energieffektiv jämfört med det konventionella alternativet så är man vanligtvis nöjd.

Frikylningsgrad är ett godhetstal/nyckeltal där erforderligt arbete för den verkliga kylprocessen istället relateras i förhållande till en ideal jämförelseprocess. Orsaken till detta är att stimulera till att "ribban höjs", det vill säga en strävan mot att frikylsystemet skall vara betydligt mer energieffektivt än ett konventionellt alternativ.

Frikylningspotential slutligen är ett godhetstal/nyckeltal som mera beskriver hur stor tillgången är till frikyla, hur stor potentialen är för användning av en viss fri värmesänka.

3.1 Frikylningsgrad

Grundförutsättningen här är att erforderligt arbete för en viss teknik eller systemlösning som nyttjar frikyla skall vara mindre än det erforderliga arbetet för en termodynamiskt ideal jämförelseprocess. Hur mycket bättre den enskilda systemlösningen är relativt jämförelseprocessen kan kvantifieras. Nedan har denna kvantifiering givits namnet frikylningsgrad, vilken definieras enligt:

$$\begin{aligned} \text{frikylningsgrad} &= \left(1 - \frac{\text{verkligt arbete}}{\text{arbete för den ideala jämförelseprocessen}} \right) \cdot 100 \quad [\%] \\ \text{frikylningsgrad} &= \left(1 - \frac{W_{\text{verklig}}}{W_{\text{ideal}}} \right) \cdot 100 \quad [\%] \end{aligned} \quad (3.1)$$

En slutrapport från eff-Sys

Energimyndighetens utvecklingsprogram Effektivare kyl- och värmepumpssystem

Här förutsätts att den studerade systemlösningen uppfyller de krav som ställs på dess kylkapacitet. Hur dessa krav formuleras får bestämmas för varje enskilt fall, exempelvis om det handlar om en systemlösning som helt eller delvis skall tillgodose ett visst kylbehov. Likaså måste den aktuella ideala jämförelseprocessen definieras på lämpligt sätt utgående från de aktuella förutsättningarna.

Via begreppet frikylningsgrad kan fyra fall identifieras enligt Tabell 3.1.

Tabell 3.1 Fyra fall av frikyla baserat på frikylningsgraden

Frikylningsgrad	Benämning	Kommentar
100 %	"sann" frikyla	<i>Den studerade systemlösningen kräver inget arbete alls</i>
< 100 % men > 0 %	frikyla	<i>Den studerade systemlösningen kräver mindre arbete än en termodynamiskt ideal process</i>
0 %	frikyla	<i>Den studerade systemlösningen kräver lika mycket arbete som en termodynamiskt ideal process</i>
< 0 %	"ej" frikyla	<i>Den studerade systemlösningen kräver mer arbete än en termodynamiskt ideal process. Här bör observeras att detta ändå kan röra sig om en systemlösning vars energieffektivitet är hög.</i>

Frikylningsgrad 0 % erhålls enligt denna definition med en termodynamiskt idealt arbetande kylprocess. Frikylningsgraden för den studerade systemlösningen skall således vara större än eller lika med 0 % för att benämnas frikyla. En systemlösning som inte kräver något arbete alls för att alstra den erforderliga kylan har därmed frikylningsgraden 100 %, vilket är det teoretiskt största värde som kan erhållas. Detta fall kan man tänka sig att benämna "sann" frikyla. En frikylningsgrad lägre än 0 % slutligen indikerar att det inte rör sig om frikyla utan snarare ett konventionellt system som i och för sig också kan vara ett energieffektivt alternativ.

För alternativa kylprocesser (potentiella frikylsystem) där endast arbete uppoffras kan ovanstående begrepp användas direkt. I de fall som även andra energiformer än arbete uppoffras uppstår således problem.

Uppoffras exempelvis både värme och el måste dessa energier kunna normeras i förhållande till varandra. Det naturliga i detta fall är att relatera elenergin till en ekvivalent mängd värmeenergi alternativt relatera värmeenergin till en ekvivalent mängd el. Detta kan exempelvis göras via den termiska verkningsgraden för en värmekraftprocess:

$$\eta_T = \frac{\text{genererad elenergi}}{\text{uppoffrad värmeenergi}} \quad (3.2)$$

Eftersom el alltid kan omvandlas till värme men inte tvärtom borde man välja att konvertera all elenergi till en ekvivalent mängd värme. I detta fall är det dock mer praktiskt att göra tvärtom, det vill säga bestämma det ekvivalenta arbetet:

$$W_{ekvivalent} = \eta_T \cdot \sum Q \quad (3.3)$$

Uttrycket för frikylningsgrad kan då skrivas om enligt:

$$\begin{aligned} \text{frikylningsgrad} &= \left(1 - \frac{W_{verklig}}{W_{ideal}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{W_{el} + W_{ekvivalent}}{W_{ideal}}\right) \cdot 100 \\ &= \left(1 - \frac{W_{el} + \eta_T \cdot \sum Q}{W_{ideal}}\right) \cdot 100 \quad [\%] \end{aligned} \quad (3.4)$$

Ett genomsnittligt värde på den termiska verkningsgraden (η_T) som ofta används vid denna typ av normeringar är 0,35. En förutsättning för att detta värde skall vara giltigt är bland annat att värmets temperaturnivå är hög samt att själva genereringsprocessen är effektiv.

När det gäller lågtemperaturvärme (spillvärme) måste därmed hänsyn tas till värmets temperaturnivå. Den högsta termiska verkningsgrad som teoretiskt sett kan uppnås är den som erhålls med en Carnotsk kretsprocess vilken kan tecknas:

$$\eta_{T,C} = \frac{T_{hög} - T_{låg}}{T_{hög}} = 1 - \frac{T_{låg}}{T_{hög}} \quad (3.5)$$

Där $T_{hög}$ [K] betecknar spillvärmets temperaturnivå och $T_{låg}$ [K] den tillgängliga värmesänkans temperaturnivå.

För att erhålla ett användbart uttryck måste därmed en entydig referensnivå fastläggas för $T_{låg}$ [K]. Förslagsvis kan den tillgängliga värmesänkans temperaturnivå ansättas vara +30 °C, vilket innebär att man i form av uteluft i princip alltid har denna värmesänka tillgänglig. För att rent teoretiskt uppnå en termisk verkningsgrad som är 0,35 krävs därmed en spillvärmemetemperatur som är uppemot 200 °C, det vill säga att det i praktiken krävs (prima) högtemperaturvärme. Tar man även hänsyn till att den verkliga genereringsprocessen inte är ideal krävs i praktiken avsevärt högre temperatur.

För att schablonmässigt kunna använda ovanstående samband kan ansättas att den Carnotska verkningsgraden är omkring 0,5 på samma sätt som tidigare gjordes för kompressorkylprocessen enligt ekvation (2.5). I ekvationsform kan detta uttryckas:

$$\eta_T \approx 0,5 \cdot \eta_{T,C} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{T_{låg}}{T_{hög}}\right) \quad (3.6)$$

Uttrycket för frikylningsgrad enligt ekvation (3.4) kan därmed tecknas:

$$\begin{aligned} \text{frikylningsgrad} &= \left(1 - \frac{W_{el} + \eta_T \cdot \sum Q}{W_{ideal}} \right) \cdot 100 \\ &\approx \left(1 - \frac{W_{el} + 0,5 \cdot \left(1 - \frac{T_{låg}}{T_{hög}} \right) \cdot \sum Q}{W_{ideal}} \right) \cdot 100 \quad [\%] \end{aligned} \quad (3.7)$$

I detta arbete, som mest fokuserar på drivenergi, bedöms ovanstående principiella sätt att värdera el och värme i förhållande till varandra vara mest lämpligt. Om ett mer ekonomiskt synsätt är önskvärd kan naturligtvis istället prisrelationen mellan el och värme användas på ekvivalent sätt. Med en mer miljömässig synvinkel kan alternativt miljöbelastningen för de två energislagen användas.

I de fall som en fullständigt förnyelsebar energikälla används, såsom solenergi, ansätts lämpligen att det ekvivalenta arbetet är 0. Detta kan även göras i de fall som "äkta" spillvärme nyttiggörs, det vill säga om denna värme inte kan användas för andra ändamål. När det gäller lågtemperaturvärmekällor såsom spillvärme handlar det naturligtvis i praktiken om att göra en bedömning. I dessa fall skall dock alltid allt annat erforderligt arbete medräknas såsom exempelvis pumparbete.

I de fall som en viss mängd vatten uppoffras för kyländamål anses i detta arbete att detta vatten är "fritt". Det vill säga det vatten som åtgår vid exempelvis evaporativ kylning av ventilationsluft eller vid kylning av vatten i ett kyltorn medräknas ej. Vid ett miljömässigt angreppssätt kan troligtvis vattnet i många fall försummas medan kostnaden för vattnet troligtvis måste vägas in vid en ekonomisk bedömning.

Exempel

Om en fri värmesänka finns tillgänglig vars temperatur är tillräckligt låg kan denna direkt användas för att täcka ett kylbehov.

Förutsättningarna i detta exempel är att vi har ett utrymme som skall hållas vid +10 °C (283 K) och att kyleffektbehovet är konstant 1 kW. Vi studerar här tidsperioden 1 dygn.

Här förutsätts att det finns en närliggande sjö vars botten temperatur är konstant +4 °C. Likaså förutsätts att rör och värmeväxlares dimensioner, uppfodringshöjder och pumpval medför att den specifika pumpeffekten (SPP) är 0,5 kW_{arbete}/(l/s). Med en antagen temperaturhöjning i den värmeupptagande (kylande) komponenten i rummet som är 4 °C innebär detta att volymflödet som måste pumpas är:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_2}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t} = \frac{1}{1000 \cdot 4,2 \cdot 4} = 59,5 \cdot 10^{-6} \quad [\text{m}^3/\text{s}] = 0,06 \quad [\text{l/s}]$$

En slutrapport från eff-Sys

Energimyndighetens utvecklingsprogram Effektivare kyl- och värmepumpssystem

Pumpens effektbehov är:

$$\dot{W} = SPP \cdot \dot{V} = 0,5 \cdot 0,06 = 0,03 \quad [\text{kW}]$$

Energibehovet för ett dygn blir därmed:

$$W = \dot{W} \cdot \tau = 0,03 \cdot 24 = 0,72 \quad [\text{kWh}_{\text{arbete}}]$$

För att få ett realistiskt exempel studeras här ett extremt varmt dygn, där utetemperaturen antas variera sinusformat. Följande värden ansätts; dygnsmedeltemperatur $+23 \text{ }^\circ\text{C}$, amplitud $6 \text{ }^\circ\text{C}$ och att den högsta utetemperaturen inträffar klockan 14:00.

En beräkning för en Carnotprocess där värmekällans temperatur är konstant $+10 \text{ }^\circ\text{C}$ (samma som rumstemperaturen) och värmesänkans temperatur är densamma som den över dygnet varierande utetemperaturen ger ekvation (2.2) att COP_C över dygnet varierar mellan

$$COP_{C,\min} = \frac{[273 + (10)]}{[273 + (29)] - [273 + (10)]} = 14,9$$

vid den högsta utetemperaturen $23 + 6 = 29 \text{ }^\circ\text{C}$ och

$$COP_{C,\max} = \frac{[273 + (10)]}{[273 + (17)] - [273 + (10)]} = 40,4$$

vid den lägsta utetemperaturen $23 - 6 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$.

Det vill säga att den effekt som krävs för att bortföra 1 kW värme från det kylda utrymmet varierar mellan

$$\dot{W}_{C,\max} = \frac{\dot{Q}_2}{COP_{C,\min}} = \frac{1}{14,9} = 0,07 \quad [\text{kW}]$$

och

$$\dot{W}_{C,\min} = \frac{\dot{Q}_2}{COP_{C,\max}} = \frac{1}{40,4} = 0,03 \quad [\text{kW}]$$

Dygnsmedelvärdet på COP_C är 24,5 vilket motsvarar medeleffekten

$$\dot{W}_{C,\text{medel}} = \frac{\dot{Q}_2}{COP_{C,\text{medel}}} = \frac{1}{24,5} = 0,04 \quad [\text{kW}]$$

vilken är högre än vad pumpen enligt ovan kräver.

Under merparten av dygnet krävs därmed mer arbete med Carnotprocessen än vad som erfordras för att pumpa det kalla sjövattnet. Integreras effektbehovet för hela dygnet fås att det arbete som den termodynamiskt ideala processen erfordrar är:

$$W_C = \int_{\tau=0}^{24} (\dot{W}_C) d\tau = 1,10 \quad [\text{kWh}]$$

En slutrapport från eff-Sys

Energimyndighetens utvecklingsprogram Effektivare kyl- och värmepumpssystem

Frikylningsgraden för sjövattnetsystemet är därmed:

$$\text{frikylningsgrad} = \left(1 - \frac{W_{\text{verklig}}}{W_{\text{ideal}}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{0,72}{1,10}\right) \cdot 100 = 35 \quad [\%]$$

Om vi med i övrigt samma förutsättningar som i exemplet ovan ansätter att även kyleffektbehovet varierar sinusformat över dygnet. Följande värden ansätts; dygnsmedeleffekt 1 kW, amplitud 0,5 kW och att det högsta kyleffektbehovet inträffar klockan 16:00.

Vidare antas att det varierande kyleffektbehovet tillgodoses genom att variera vattenflödet. Erforderligt vattenflöde kommer därmed att variera mellan

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_2}{\varphi \cdot c_p \cdot \Delta t} = \frac{0,5}{1000 \cdot 4,2 \cdot 4} = 29,8 \cdot 10^{-6} \quad [\text{m}^3/\text{s}] = 0,03 \quad [\text{l/s}]$$

vid det lägsta kyleffektbehovet $1 - 0,5 = 0,5$ kW och

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_2}{\varphi \cdot c_p \cdot \Delta t} = \frac{1,5}{1000 \cdot 4,2 \cdot 4} = 89,3 \cdot 10^{-6} \quad [\text{m}^3/\text{s}] = 0,09 \quad [\text{l/s}]$$

vid det högsta kyleffektbehovet $1 + 0,5 = 1,5$ kW.

För enkelhets skull antas här att den specifika pumpeffekten (*SPP*) fortfarande är konstant 0,5 kW/(l/s). Integreras erforderligt vattenflöde över dygnet erhålls att pumpens energibehov fortfarande är:

$$W = \int_{\tau=0}^{24} (\dot{W}) d\tau = \int_{\tau=0}^{24} (SPP \cdot \dot{V}) d\tau = SPP \cdot \int_{\tau=0}^{24} (\dot{V}) d\tau = 0,72 \quad [\text{kWh}]$$

Däremot kommer arbetet som krävs för Carnotprocessen att öka. Detta beror på att en relativt sett större kyleffekt måste alstras under den del av dygnet då COP_C är som lägst. Det över dygnet integrerade effektbehovet för Carnotprocessen blir i detta fall:

$$W_C = \int_{\tau=0}^{24} (\dot{W}_C) d\tau = \int_{\tau=0}^{24} \left(\frac{\dot{Q}_2}{COP_C}\right) d\tau = 1,20 \quad [\text{kWh}]$$

Det vill säga något högre än tidigare.

Frikylningsgraden för sjövattnetsystemet är därmed i detta fall:

$$\text{frikylningsgrad} = \left(1 - \frac{W_{\text{verklig}}}{W_{\text{ideal}}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{0,72}{1,20}\right) \cdot 100 = 40 \quad [\%]$$

3.2 Frikylningspotential

Frikylningsgrad enligt ovan relaterar till systemlösningens energieffektivitet. Godhetstalet/nyckeltalet som här introduceras, frikylningspotential, är knutet till den fria värmesänkans tillgänglighet, potentialen för användning.

En slutrapport från eff-Sys

Energimyndighetens utvecklingsprogram Effektivare kyl- och värmepumpssystem

Antalet gradtimmar som den fria värmesänkans temperatur är lägre än den önskade rumstemperaturen kan beräknas för en viss studerad tidsperiod. Antalet gradtimmar under den önskade rumstemperaturen är därmed "nyttiga" gradtimmar som här benämns kylpotential:

$$kylpotential = \int (t_{värmesänka} - t_{rum})_{(t_{värmesänka} < t_{rum})} d\tau \quad [^{\circ}\text{C} \cdot \text{h}] \quad (3.8)$$

Ju lägre den fria värmesänkans temperatur är alternativt ju längre tidsperioder med temperaturer lägre än rumstemperatur desto större är därmed kylpotentialen.

Om den fria värmesänkans temperatur under vissa perioder överstiger rumstemperaturen reduceras potentialen för dess användning. Detta är mest påtagligt ifall uteluft är den tilltänkta fria värmesänkan eftersom höga utetemperaturer i många fall direkt eller indirekt även ger upphov till själva kylbehovet.

På motsvarande sätt som ovan kan antalet gradtimmar som den fria värmesänkans temperatur är högre än rumstemperaturen beräknas. Här ger vi dessa gradtimmar namnet värmelast:

$$värmelast = \int (t_{värmesänka} - t_{rum})_{(t_{värmesänka} > t_{rum})} d\tau \quad [^{\circ}\text{C} \cdot \text{h}] \quad (3.9)$$

Därmed kan förhållandet mellan "nyttig" kylpotential och "onyttig" värmelast användas för att beskriva potentialen för frikylningspotentialen:

$$frikylningspotential = \frac{kylpotential}{värmelast + kylpotential} \cdot 100 \quad [\%]$$

För en godtyckligt vald fri värmesänka kan därmed frikylningspotentialen uttryckas i ekvationsform:

$$frikylningspotential = \frac{\int (t_{värmesänka} - t_{rum})_{(t_{värmesänka} < t_{rum})} d\tau}{\int (t_{ute} - t_{rum})_{(t_{ute} > t_{rum})} d\tau + \int (t_{värmesänka} - t_{rum})_{(t_{värmesänka} < t_{rum})} d\tau} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.10)$$

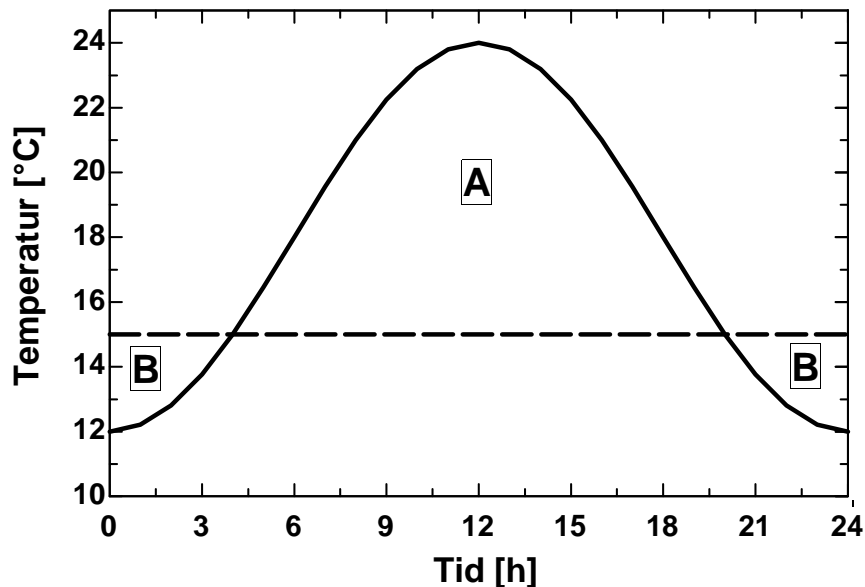
Om den fria värmesänkans temperatur aldrig överstiger rumstemperaturen blir därmed frikylningspotentialen 100%. För att kvantitativt kunna jämföra två alternativa fria värmesänkor som båda har frikylningspotentialen 100% får man därmed jämföra hur stor kylpotentialen är enligt ekvation 3.8 i respektive fall.

För ett system med uteluft som fri värmesänka blir motsvarande uttryck för frikylningspotential:

$$frikylningspotential = \frac{\int (t_{ute} - t_{rum})_{(t_{ute} < t_{rum})} d\tau}{\int (t_{ute} - t_{rum})_{(t_{ute} > t_{rum})} d\tau + \int (t_{ute} - t_{rum})_{(t_{ute} < t_{rum})} d\tau} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.11)$$

Exempel

Utetemperaturen antas svänga sinusformat över dygnet, medeltemperatur 18 °C, amplitud 6 °C, max klockan 12:00 och önskad rumstemperatur är 15 °C, enligt Figur 3.1.

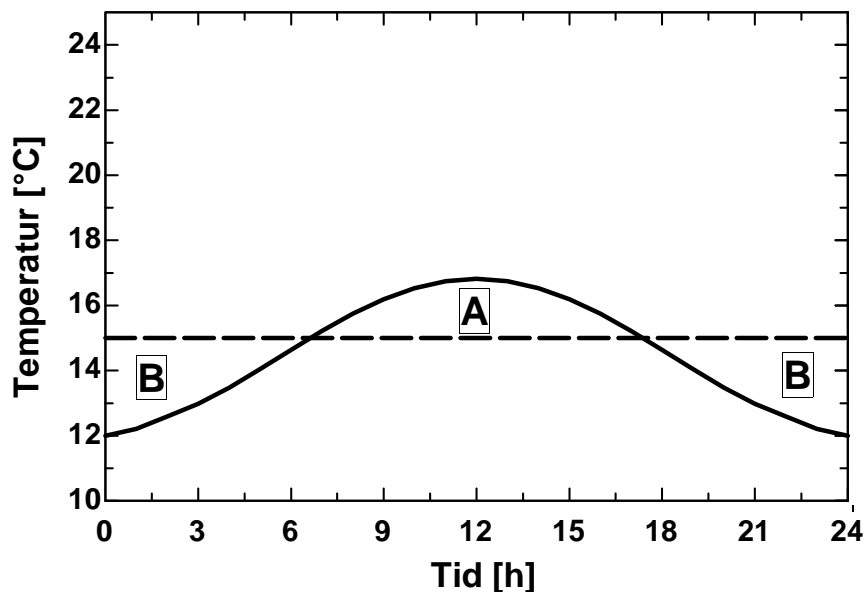


Figur 3.1 Torr utetemperatur som varierar sinusformat över dygnet

I detta fall är kylpotentialen 44,2 °C·h och värmelasten 87,5 °C·h (ytorna B respektive A i Figur 3.1). Detta ger att frikylningspotentialen är:

$$\text{frikylningspotential} = \frac{44,2}{87,5 + 44,2} \cdot 100 = 34 \quad [\%]$$

Antag att uteluftens absoluta fuktighet (ångkvot) är konstant 9 g/kg. Den resulterande våta temperaturens variation över dygnet blir då:



Figur 3.2 Våt utetemperatur som varierar sinusformat över dygnet

Kylpotentialen är i detta fall 52,8 °C·h och värmelasten är 11,9 °C·h (ytorna B respektive A i Figur 3.2) vilket ger att:

$$\text{frikylningspotential} = \frac{52,8}{11,9 + 52,8} \cdot 100 = 82 \quad [\%]$$

Kylpotentialen via uteluftens våta temperatur är därmed ca 20 % högre jämfört med torr temperatur ($52,8/44,2 = 1,19$). Värmelasten vid våt temperatur är vidare endast cirka 15 % av motsvarande vid torr temperatur ($11,9/87,5 = 0,14$).

Värmelasten borde dock även i detta fall baseras på den torra temperaturen och inte den våta temperaturen. Genom att ansätta att värmelasten fortfarande är 87,5 °C·h (enligt yta A i Figur 3.1) blir frikylningspotentialen:

$$\text{frikylningspotential} = \frac{52,8}{87,5 + 52,8} \cdot 100 = 38 \quad [\%]$$

Det vill säga i detta fall är frikylningspotentialen via uteluftens våta temperatur inte så mycket högre än frikylningspotentialen baserad på uteluftens torra temperatur.

3.3 Andel fri energi

Ett mer direkt och kanske även mer rättvisande mått på ett systems "frikylningsgrad" vore att relatera andelen "fri" energi som nyttiggörs i förhållande till andelen "köpt" energi. Eftersom benämningen frikylningsgrad redan är använd i detta arbete används här istället benämningarna "andel fri energi" och "andel köpt energi".

Som tidigare kort nämnts i avsnitt 2.2 finns oftast inte andelen fri energi som nyttiggörs explicit redovisad i exempelvis offentlig energistatistik. Detta har sin grund i att de uppgifter som oftast finns tillgängliga är hur mycket köpt energi som utnyttjats. De uppgifter som finns tillgängliga och därför redovisas kan därmed vara direkt missvisande. Som exempel kan nämnas att uppvärmning via värmepump ofta redovisas i form av den köpta elenergin som används. Att det i detta sammanhang ofta handlar om att en flera gånger större mängd fri värmeenergi nyttiggjorts i förhållande till den mängd elenergi som uppoffrats redovisas inte. Då en fri värmesänka nyttiggörs i form av frikyla finns inte heller denna fria energi redovisad. I dessa fall är det också svårt att göra en kvantitativ uppskattning av detta utgående från uppgifter som är baserade på hur mycket köpt energi som uppoffrats.

Önskvärt vore att den totala mängd fri och köpt energi som verkligen används redovisades, det vill säga en redovisning av det reella energibehovet samt hur stor andel fri och köpt energi som används för att täcka behovet. En uppdelning i olika energislag är också nödvändigt att göra i detta fall. Här bör också noteras att även den köpta energin kan vara helt eller delvis alstrad via fri energi. Alternativt kunde andelen förnyelsebar energi redovisas istället för andelen fri energi.

Därmed vore möjligt att kvantifiera andelen fri eller förnyelsebar energi som nyttiggjorts i förhållande till totalt använd energi. Detta kan därmed uttryckas i form av nyckeltal enligt:

$$\text{andel fri energi} = \frac{\text{fri energi}}{\text{använd energi}}$$

$$\text{andel förnyelsebar energi} = \frac{\text{förnyelsebar energi}}{\text{använd energi}}$$

4 Installationstekniska förutsättningar och behov

I de fall som människans krav på välbefinnande ger upphov till ett kylbehov använder vi oftast begreppet komfortkyla. För att bibehålla matvarors kvalitet under längre tid krävs ofta att dessa lagras vid en låg temperatur och detta benämner vi då livsmedelskyla eller mer generellt butikskyla. Övriga kylbehov innefattas i detta arbete under begreppet processkyla. Oavsett vilken benämning som används för kylbehovet så är det alltid kopplat till någon form av uppställda krav på temperatur och i förekommande fall luftfuktighet. Nedan förs resonemangen till stor del utgående från tillämpningar för komfortkyla.

4.1 Krav och tekniska lösningar

Betraktas exempelvis en lokal utan några tekniska system för klimathållning kommer det termiska inomhusklimatet att bestämmas av:

- Byggnadskonstruktion och uteklimat
Rumsluften kommer att utbyta värme med omgivningen i form av värmetransmission, luftläckage och solinstrålning.
- Verksamhet i rummet
Människor, belysning, apparater och maskiner alstrar värme

De människor som vistas i rummet och den verksamhet som bedrivs där kräver normalt att ett visst termiskt inomhusklimat upprätthålls. Detta innebär att rums-temperaturen och luftfuktigheten tillåts variera inom ett givet intervall vilket uttrycks i form av kravnivåer.

För att alltid kunna uppfylla uppställda kravnivåer på det termiska inomhusklimatet krävs i många fall tekniska installationer för att såväl till- som bortföra värme. Behovet av att bortföra värme är det som vi oftast benämner kylbehov.

När det gäller en kyldisk i en butik är det matvarornas temperaturkrav i kombination med olika typer av värmelaster som ger upphov till ett kylbehov. Därmed måste kyldisken förses med olika tekniska lösningar för att tillgodose detta kylbehov. Vid processkyla är det den aktuella processens temperaturkrav i kombination med den värme som processen alstrar som ger upphov till ett kylbehov. Även i detta fall krävs olika typer av tekniska lösningar för att tillgodose detta kylbehov.

Sammanfattningsvis kan konstateras att det är ställda kravnivåer på klimat (temperatur, fukt) i kombination med värmelaster som ger upphov till ett kylbehov. Ställs inga krav på exempelvis temperatur erfordras därmed inte heller någon kylning vilket är intuitivt självklart. Den absoluta kravnivå som ställs på temperatur påverkar direkt det resulterande kylbehovet, vilket ibland glöms bort. Ställda krav skall därför alltid vara i paritet med det verkliga behovet med avseende på, människans välbefinnande, matvarans hållbarhet, processens funktion etc.

4.2 Värmeöverskott och värmeunderskott

Värmeöverskott är det värme som måste föras bort från exempelvis en lokal för att inte lufttemperaturen eller luftfuktigheten skall bli högre än tillåtet i lokalen. Värmeöverskott förekommer därmed definitionsmässigt endast i lokaler där det finns krav ställda på en övre gräns för rumsluftens temperatur och/eller fuktighet.

På motsvarande sätt kan begreppet värmeunderskott definieras, det vill säga värme som måste tillföras till en lokal för att nå upp till en undre temperatur- eller fuktnivå.

Ett värmeöverskott eller värmeunderskott är alltså alltid knutet till en viss förutbestämd nivå. Om inga krav ställs på högsta eller lägsta temperatur eller fuktighet i lokalen har således begreppet värmeöverskott eller värmeunderskott ingen innebörd.

Värmeöverskottet kan uppdelas i ett sensibelt och ett latent värmeöverskott.

- **Sensibelt värmeöverskott**

Sensibelt värme som måste bortföras från lokalen för att rumstemperaturen inte skall bli högre än den högsta tillåtna rumstemperaturen.

- **Latent värmeöverskott**

Latent värme, värme som finns bundet i luften i form av vattenånga, som måste bortföras från lokalen för att luftfuktigheten inte skall bli högre än den högsta tillåtna luftfuktigheten i lokalen.

I stort sett i alla typer av lokaler ställs krav på en lägsta tillåtna rumstemperatur och därmed uppstår under den kalla delen av året ett sensibelt värmeunderskott. Det vill säga för att inte den lägsta tillåtna rumstemperaturen skall underskridas måste i stort sett alla lokaler värmas, sensibelt värme måste tillföras lokalen, vintertid.

I lokaler där det internt alstras mycket sensibelt värme, exempelvis i kontorslokaler, skulle rumstemperaturen bli alltför hög för att kunna accepteras under en stor del av året om inte sensibelt värme bortförs. Här anges normalt en övre rumstemperatur som kan accepteras. Det sensibla värme som måste bortföras för att denna rumstemperatur inte skall överskridas är det sensibla värmeöverskottet.

I lokaler där den interna värmealstringen är måttlig, exempelvis i bostadshus, blir rumstemperaturen under huvuddelen av året inte högre än vad som kan sägas vara en behaglig temperaturnivå. Här får rumstemperaturen "bli vad den blir" under den varma årstiden och därmed finns inget sensibelt värmeöverskott att bortföra.

Krav på högsta och lägsta fuktighet i lokalen ställs normalt bara i speciella lokaler som exempelvis i museer, tryckerier, operationsrum i sjukhus och i speciella laboratorier. Då är det inte människans välbefinnande som är avgörande utan de föremål som förvaras i eller den verksamhet som bedrivs i lokalen som kräver att fuktigheten hålls inom vissa gränser. I och med att krav ställs på fuktigheten i lokalen uppstår normalt både latent värmeunderskott och latent värmeöverskott, det vill säga latent värme (fukt) måste till- eller bortföras under vissa tider.

I Tabell 4.1 har i den vänstra kolumnen sammanställts några tänkbara kombinationer av ställda krav på inomhusklimatet. I tabellen visas de sensibla respektive latent värmeunderskott och värmeöverskott som kan förekomma vid dessa ställda krav.

Tabell 4.1 Värmeöverskott och värmeunderskott som kan förekomma vid olika ställda krav på inomhusklimatet

STÄLLDA KRAV	SENSIBELT		LATENT	
	VÄRME-UNDERSKOTT	VÄRME-ÖVERSKOTT	VÄRME-UNDERSKOTT	VÄRME-ÖVERSKOTT
<i>lägsta temperatur</i>	X			
<i>lägsta och högsta temperatur</i>	X	X		
<i>lägsta temperatur lägsta fuktighet</i>	X		X	
<i>lägsta och högsta temperatur högsta fuktighet</i>	X	X		X
<i>lägsta och högsta temperatur lägsta och högsta fuktighet</i>	X	X	X	X

Ett värmeöverskott är alltså alltid knutet till en viss kravnivå på temperatur eller fuktighet i lokalen. Ställs inga krav har således begreppet värmeöverskott ingen innebörd.

I princip samma resonemang som ovan kan föras angående livsmedelskyla. Kylbehovet är dock i dessa sammanhang något som är intuitivt självklart till följd av att kravnivån på temperatur är betydligt lägre än den som råder i omgivningen (exempelvis omkring kyl- och frysdiskar i en butik).

Det som i många fall kännetecknar ett kylbehov vid processkyla är att det i själva processen utvecklas mycket värme som måste bortföras. Kravnivån på temperatur kan också många gånger vara betydligt högre än rådande temperatur i processens omgivning (exempelvis utetemperaturen).

4.3 Luft- och vätskeburen kyla

Ett värmeöverskott kan bortföras från det utrymme som skall kylas via ett:

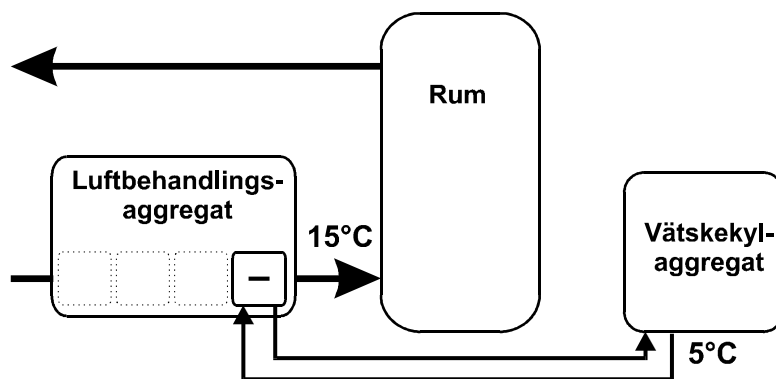
- Vätskeburet system
- Luftburet system
- En kombination av ovanstående system

Beroende på hur värmeöverskottet i huvudsak bortförs talar man om ett luft- eller vätskeburet system. Dessa benämningar avser alltså det medium i vilket värme tas upp och därefter transporteras bort med. I det vätskeburna systemet är mediet oftast vatten, utan eller med fryspunktsnedsättande tillsatser såsom glykol, etanol eller salt. Då ingen frysrisk föreligger väljes med fördel vatten utan tillsatser. Till de vätskeburna systemen kan också inkluderas medier som fasomvandlas från vätskefas till ångfas. Ett exempel på ett sådant medium är koldioxid.

I de fall det handlar om ett vätskeburet system benämns mediet i fråga köldbärare. Denna benämning kan i princip också användas för mediet luft i ett luftburet system. Oberoende av om köldbärarmediet är en vätska eller luft måste detta kylas på något sätt. Vanligtvis görs detta i en kylmaskin men då så är möjligt bör frikyla nyttjas.

Komfortkyla

Vid luftburen komfortkyla transporteras ett värmeöverskott normalt bort genom att rummet ventileras med ett betydligt större luftflöde än vad som krävs för att tillgodose hygienkrav. Om den tillförda ventilationsluftens temperatur och absoluta fuktighet (ångkvot) är lägre än den övre kravnivån i rummet kan såväl ett sensibelt som ett latent värmeöverskott bortföras.



Figur 4.1 Luftburen komfortkyla

Till följd av att relativt stora luftflöden används kan därmed betydande latent värmeöverskott bortföras. Detta förutsätter naturligtvis att ventilationsluften först har avfuktats i tillräcklig grad.

Normalt kyls luften med så låga yttemperaturer i kylbatteriet att även en viss avfuktning erhålls. Vid direktkyllning används förångningstemperaturer omkring +5 °C. För indirekt kylning bereds vanligtvis en utgående köldbärartemperatur något över +5 °C för komfortkylltillämpningar.

När det gäller tillämpning av frikyla är behovet av avfuktning viktigt att beakta. Potentialen för frikyla reduceras betydligt om en relativt sett lägre köldbärartemperatur måste beredas för att även kunna tillgodose ett avfuktningensbehov.

Vid andra tillämpningar med stora latent kyllaster måste luften kylas till mycket låga temperaturer för att uppnå den önskade avfuktningen. Möjligheten att använda frikyla i dessa sammanhang är därmed små.

I Sverige används vid ny- och ombyggnad endast i undantagsfall återluft, det vill säga byggnader ventileras och kyls normalt med hjälp av 100 % uteluft vid luftburen komfortkyla. I vissa tillämpningar som i ishallar, varuhus kompletteras ibland detta med ett cirkulationssystem vars huvudsakliga uppgift är att avfukta luften i lokalerna. Även i andra tillämpningar som exempelvis vid renrumsteknik, där hårda krav ställs på såväl luftkvalitet som det termiska klimatet, utnyttjas av såväl tekniska som ekonomiska skäl ofta cirkulationssystem.

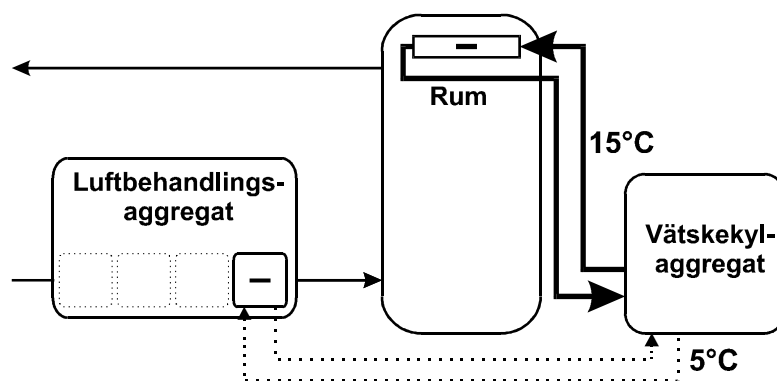
Vid vätskeburen komfortkyla bortförs ett sensibelt värmeöverskott genom tillförsel av kylt vatten, eller annan köldbärare, till:

- Värmeupptagande kyltor i form av kyltak eller kylbafflar i rummet
- Kylbatteriet i en fläktkonvektor (fan-coil) eller induktionsapparat i rummet

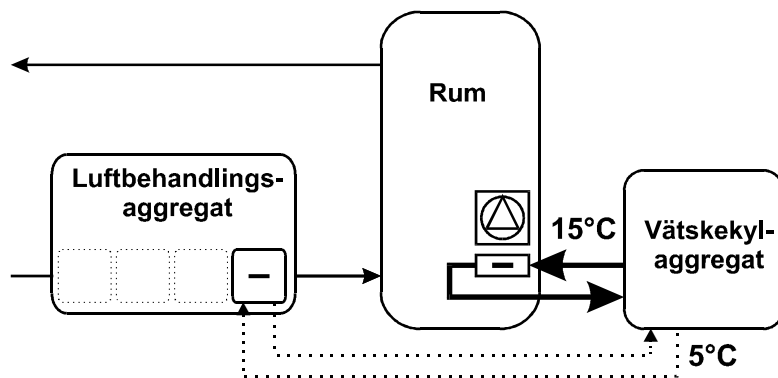
Vid vätskeburen komfortkyla används vanligtvis sådana köldbärartemperaturer att vattenångan i rumsluften inte kan kondensera på de värmeupptagande ytorna i rummet. Många renodlade vätskeburna system kan därmed normalt inte användas för att bortföra ett latent värmeöverskott (fuktöverskott). För att ta hand om det sensibla värmeöverskottet används normalt utgående köldbärartemperaturer som är omkring +15 °C.

Vid vätskeburen komfortkyla tillgodoses kraven på luftkvalitet, hygienkraven, via ventilation. Denna ventilationsluft måste normalt avfuktas för att säkerställa att inte fukt skall utfällas på kyltorerna i rummet trots att relativt sett höga köldbärartemperaturer används. Om ventilationsluften avfuktas mer än vad som krävs för att undvika kondens kan även viss intern fuktgenerering hanteras. Hur mycket fukt som kan transporteras bort, hur stort latent värmeöverskott som kan bortföras, bestäms därmed av ventilationsluftflödet och tilluftens absoluta fuktighet (ångkvot).

Ventilationsluften måste således ofta kylas i syfte att avfukta luften vid vätskeburen komfortkyla. Detta medför att erforderligt låg köldbärartemperatur till kylbatteriet måste beredas. Den högre köldbärartemperaturen som skall tillföras kyltorerna i rummet erhålls normalt genom shuntning eller värmeväxling.



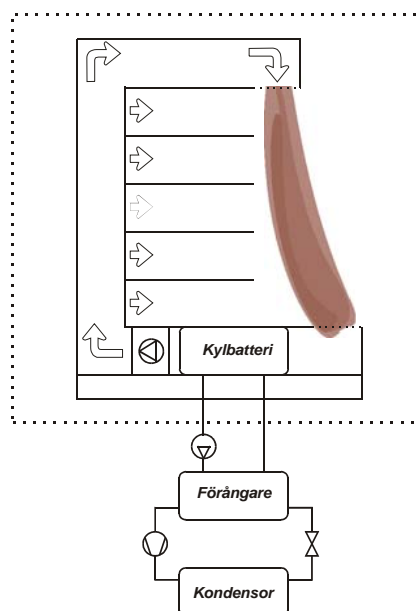
Figur 4.2 Vätskeburen komfortkyla (kyltak eller kylbaffel i rummet)



Figur 4.3 Vätskeburen komfortkyla (fläktkonvektor i rummet)

Butikskyla

Kylsystem för butikskyla har i princip två uppgifter att fylla, dels det självklara att kyla utrymmen för förvaring av kyl- och frysvaror men även att klimatisera själva butiksl lokalen. Systemet för att fylla det senare syftet är oftast ett luftburet system som i princip motsvarar med det som beskrivits i förra avsnittet. Kylningen av kyl- och frysdiskar kan dock karaktäriseras som ett direkt eller indirekt vätskeburet system om systemgränserna ansätts strax utanför själva diskarna, se Figur 4.4. Internt i en kyl- eller frysdisk kan man dock i princip tala om ett luftburet system eftersom luft är det medium som används för att föra bort värme från kyl- och frysvarorna. Denna luft cirkuleras internt och kyls via ett kylbatteri placerat inuti disken. Ett exempel på hur en typisk indirekt kyld (öppen vertikal) kyldisk är utformad visas i Figur 4.4.



Figur 4.4 Indirekt kyld vertikal kyldisk

Den generella trenden idag är att bygga indirekta system i syfte att minska köldmediefyllningen. Detta innebär att köldbäraren kyls i en central kylmaskin och distribueras i ett rörsystem till respektive kyl- eller frysdisk. De köldbärare som används i dessa system är ofta vatten med fryspunktnedsättande tillsatser eller ett fasomvandlingsmedium såsom koldioxid.

Med tanke på möjligheten att använda frikyla är det en stor skillnad om det gäller kylning av kyl- eller frysvaror. Många frysvaror skall förvaras vid en temperatur lägre än -18 °C (djupfrysta varor) medan andra klarar sig vid en temperatur lägre än -10 °C (frysta varor). Någon fri värmesänka som kan tillfredsställa dessa krav är svårt att finna. Kylvaror däremot skall förvaras vid en temperatur något högre än 0 °C , i en del fall är kravet att temperaturen skall vara lägre än $+8\text{ °C}$. Såväl kyl- som frysdiskar behöver också kylas året runt, det vill säga även vintertid. Detta innebär att det finns en relativt stor potential att exempelvis utnyttja kall uteluft för frikylning av kyldiskar.

När det gäller frikyla i butikssammanhang handlar det dock inte bara om att nyttja frikyla för kylning av kyldiskar utan ibland även om att på bästa sätt utnyttja en fri värmesänka för kylning av själva butikslokalen.

Processkyla

Med begreppet processkyla i detta arbete innefattas övriga kyltillämpningar, företrädesvis sådana där kravnivån på temperatur är högre än vid komfort- och butikskyla. Processkyla kan därmed innefatta vissa tillämpningar för kylning av elektronik, exempelvis för telekommunikationsutrustning, telefonväxlar etc. Några definitiva temperaturkrav är svåra att generellt uttala sig om, men i de flesta fall rör det sig här om temperaturer inom intervallet $25\text{ °C} - 40\text{ °C}$. Det som speciellt förs fram angående just dessa tillämpningar är ofta krav på temperaturstabilitet, att temperaturen inte tillåts stiga eller sjunka för snabbt.

Att tillgodose dessa kyltillämpningars temperaturkrav via frikyla handlar då mest om stabilitet och tillförlitlighet. Temperaturnivån på naturligt förekommande fria värmesänkor är därmed i de flesta fall inte någon begränsande faktor.

5 Frikyllkällor (fria värmesänkor och fria energikällor)

En fri värmesänkans användbarhet för kyländamål är kopplat till dess temperatur i förhållande till erforderlig temperatur för kyländamålet. I detta kapitel avses att beskriva typiska temperaturer för några olika tänkbara fria värmesänkor och sätta detta i relation till några principiellt ansatta erforderliga temperaturer för olika kyländamål enligt Tabell 5.1. I slutet av detta kapitel diskuteras också kort omkring solenergi, en fri energikälla som kan omvandlas till el eller värme och användas för att driva en konventionell kylmaskin.

Hur mycket lägre värmesänkans erforderliga temperatur är i praktiken beror på antalet erforderliga värmeväxlingar och hur dessa värmeväxlare dimensioneras. De typiska temperaturer som redovisas i detta kapitel varierar också i mer eller mindre hög grad beroende av lokala förutsättningar.

Tabell 5.1 Några principiellt ansatta erforderliga temperaturer

Kyländamål	Den "fria" värmesänkans erforderliga temperatur
Sensibel och latent kylning av luft för komfortkyla eller kylning av en kyldisk i en butik	< +5 °C
Sensibel kylning av en kyldisk i en butik	< +10 °C
Sensibel kylning av lokal vid vattenburen komfortkyla	< +15 °C
Sensibel kylning av lokal vid luftburen komfortkyla	< +20 °C
Sensibel kylning av televäxel vid luftburen komfortkyla	< +25 °C

5.1 Uteluft

Den "fria" värmesänka som många spontant tänker på i samband med frikyla är kall uteluft. Tillgången är fri och inga egentliga restriktioner finns för användning av uteluft. Den enda praktiska begränsningen är den rådande utetemperaturen, under vissa tider är uteluftens temperatur högre än den erforderliga temperaturen för kyländamålet.

Ett mått på potentialen för nyttjande av uteluft som värmesänka för frikyla är ortens årsmedeltemperatur. I Sverige varierar årsmedeltemperaturen mellan omkring 0 °C i norr och +8 °C i söder. Jämförs detta med de principiellt ansatta erforderliga temperaturerna för värmesänkan för olika tillämpningar i Tabell 5.1 inses att under en stor del av året bör naturligt kall uteluft kunna användas direkt (utan termisk energilagring) för att täcka kylbehov för en mängd tillämpningar.

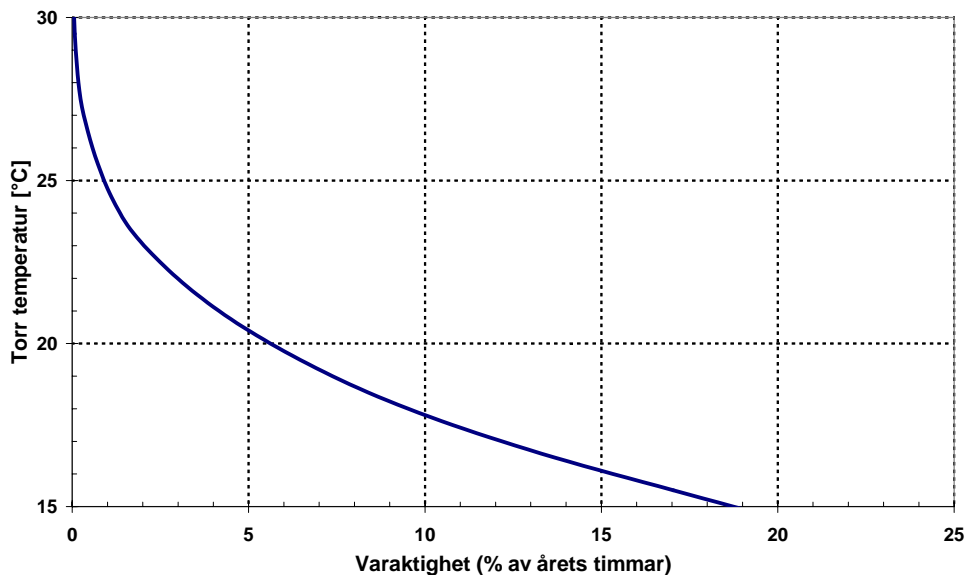
Naturligtvis påverkas möjligheterna att använda uteluft för frikyla av i hur stor utsträckning låga utetemperaturer och kyleffektbehovet samvarierar i tiden.

Vanligtvis uppträder de största kyleffektbehoven under den tid av året/dygnen då utetemperaturen är som högst, vilket direkt begränsar potentialen om ingen termisk energilagring tillämpas. Temperaturvärdena som redovisas i Tabell 5.2 för några orter under juli visar exempel på detta.

Tabell 5.2 Torr temperatur (1961-1990) för några svenska orter.

Ort	Års-medelvärde	Medel-värde juli	2,5 % av timvärden i juli över	Medel-värde januari	5 % av timvärden i januari under
Malmö	7,5	16,2	24,2	-0,5	-10,7
Göteborg	7,1	16,2	24,8	-1,6	-12,1
Stockholm	6,3	17,1	26,0	-3,4	-15,0
Karlstad	6,0	16,9	25,3	-4,2	-17,0
Söderhamn	4,3	15,5	24,2	-5,8	-18,4
Frösön	2,5	13,4	23,0	-8,6	-23,9
Luleå	1,5	15,5	23,4	-11,5	-26,4
Kiruna	-1,6	12,2	22,0	-13,8	-27,2

Angivna värden för januari i Tabell 5.2 ger vidare en indikation om möjligheten till användning av naturligt kall uteluft för termisk långtidslagring och möjligheter till artificiell snöproduktion.



Figur 5.1 Varaktighet torr temperatur för ett normalår i Stockholm

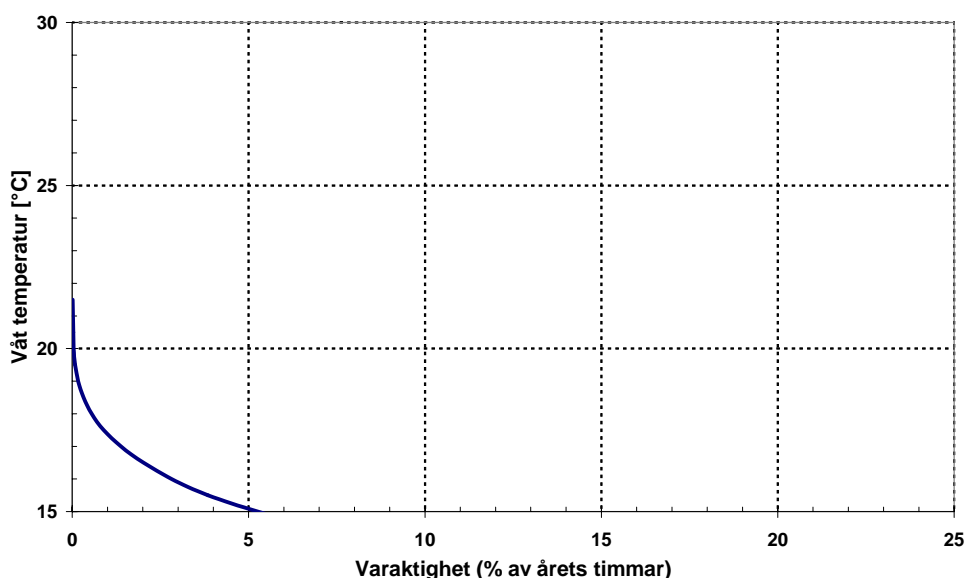
I Figur 5.1 visas varaktigheten för torr temperatur (högre än 15 °C) under ett normalår i Stockholm. Figuren visar att den torra temperaturen är högre än 20 °C under cirka 5,5 % (≈ 480 timmar) av årets 8760 timmar. Detta innebär att det under drygt 8000 timmar per år i Stockholm finns potential att tillgodose ett sensibelt kylbehov i en lokal vid luftburen komfortkyla, enligt de principiellt ansatta erforderliga temperaturerna i Tabell 5.1.

Studeras istället en tillämpning med erforderlig temperatur på den fria värme-sänkan som är lägre än 15 °C ger Figur 5.1 att utetemperaturer högre än 15 °C råder under cirka 18,5 % (≈ 1620 timmar) av årets 8760 timmar. I detta fall reduceras antalet timmar där potential finns för frikyla till omkring 7000 timmar per år.

Varaktigheten i Figur 5.1 är baserat på dygnets alla timmar. I princip alla timmar då utemperaturen är högre än 20 °C inträffar under dagtid. Av de 1620 timmar som utemperaturen är högre än 15 °C uppträder drygt 1000 timmar under dagtid.

Nu finns det emellertid en möjlighet att med relativt små resursupoffringar avsevärt förbättra potentialen för nyttjande av uteluft som fri värme-sänka. Genom att evaporativt kyla (fukta, genom att tillföra vatten i vätskefas) uteluften kan man sänka luftens torra temperatur. Den lägsta torra temperatur som kan erhållas på detta sätt motsvarar uteluftens våta temperatur.

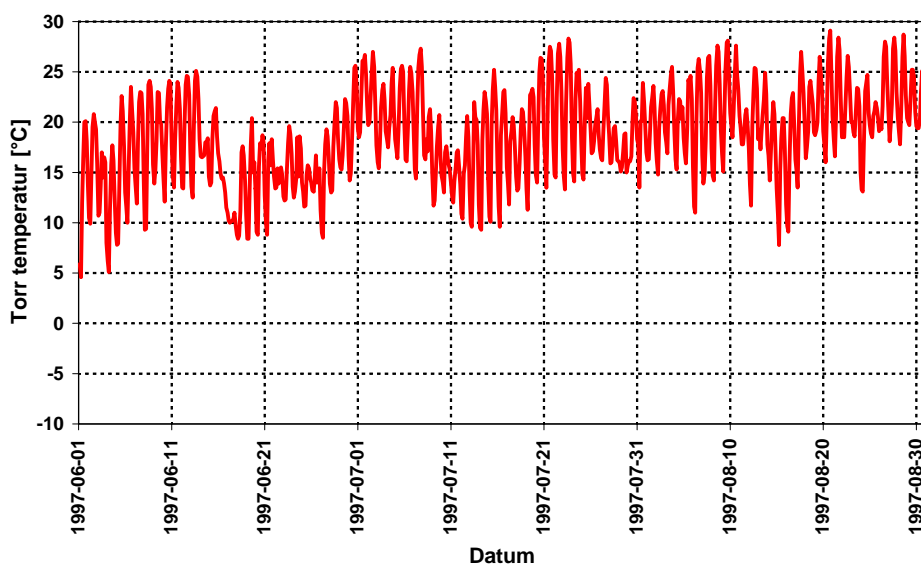
Räknat på årsbasis är normalt årsmedelvärdet för våt temperatur bara ett fåtal grader lägre än årsmedelvärdet för torr temperatur. Däremot ökar potentialen för frikyla betydligt under den varmare delen av året om uteluftens våta temperatur kan nyttiggöras.



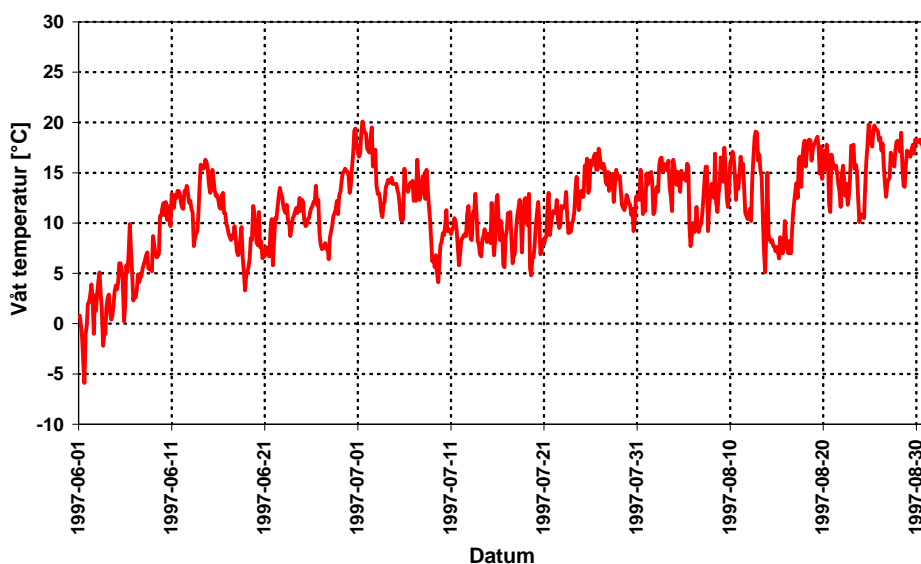
Figur 5.2 Varaktighet våt temperatur för ett normalår i Stockholm

I Figur 5.2 visas varaktigheten för våt temperatur (högre än 15 °C) under ett normalår i Stockholm. I figuren kan utläsas att den våta temperaturen i princip aldrig är högre än 20 °C. Detta innebär att det under hela året finns potential att tillgodose ett sensibelt kylbehov i en lokal vid luftburen komfortkyla enligt de principiellt ansatta erforderliga temperaturerna i Tabell 5.1.

Är värmesänkans erforderliga temperatur 15 °C ger Figur 5.2 att det under drygt 8000 timmar per år finns potential för frikylning via utluftens våta temperatur i Stockholm. I praktiken är det oftast inte ekonomiskt försvarbart att kyla luften till dess våta temperatur. Detta innebär att antalet timmar som redovisats ovan är en överskattning.



Figur 5.3 Variation av torr temperatur i Stockholm under den varma sommaren 1997



Figur 5.4 Variation av våt temperatur i Stockholm under den varma sommaren 1997

För kylapplikationer är det även av intresse att beakta temperaturförhållanden under extremt varma somrar. Figur 5.3 och Figur 5.4 visar torr temperatur respektive våt temperatur i Stockholm under sommaren 1997. Månadsmedelvärden för juni, juli och augusti var 16,1 °C, 19,1 °C respektive 20,7 °C. Dessa medeltemperaturer kan jämföras med motsvarande normalvärden 15,5 °C, 17,1 °C och 16,1 °C.

Under de tre sommarmånaderna 1997 är den torra temperaturen högre än 15 °C under 1707 timmar, varav 1023 infaller under dagtid 06-18. För våt temperatur är motsvarande värden 546 respektive 288 timmar.

Vid luftburen kyla är det i många fall inte heller möjligt att direkt använda den evaporativt kylda luften till följd av att den absoluta fuktigheten (ångkvoten) blir för hög då luften fuktas. Vanligtvis tillämpas därför istället så kallad indirekt evaporativ kylning som innefattar en värmeväxling, se vidare i kapitel 6. Luften som skall tillföras lokalen kyls då indirekt via en värmeväxlare som i sin tur kyls via evaporativ kylning av en annan luftström.

Vid vattenburen kyla kan i princip köldbäraren kylas utan värmeväxling (via ett öppet kyltorn) om rent vatten används som köldbärare. I praktiken är det dock vanligast att slutna kyltornslösningar (evaporativa eller torra kylmedelskylare) används till följd av försmutsning av köldbäraren. Dessa system behandlas också vidare i kapitel 6.

Frikyla via en evaporativ kylmedelskylare innefattar minst två värmeväxlingar mellan värmesänkan (uteluftens våta temperatur) och kyländamålets erforderliga kyltemperatur. Vid användning av en torr kylmedelskylare reduceras potentialen ytterligare eftersom värmesänkan i detta fall är uteluftens torra temperatur.

5.2 Mark och grundvatten

Naturligt låga temperaturer i mark och grundvatten är generellt sett fria värmesänkor som kan nyttiggöra för frikyla. Vissa restriktioner förekommer dock i form av myndighetsförfordningar och erforderliga tillstånd. Ur en teknisk synvinkel är dock endast markens och grundvattnets naturliga temperaturer begränsande faktorer.

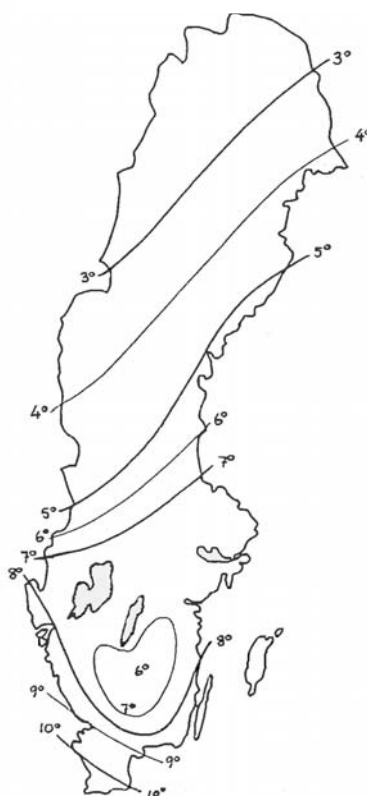
Markens naturliga temperatur påverkas närmast markytan (0-0,5 meter) i hög grad av uteluftens temperatur och ett eventuellt snötäcke. Påverkan av uteluftens temperatur vid snöröjd mark avtar exponentiellt med djupet samtidigt som tidpunkten för min- och maxtemperatur förskjuts mer och mer i förhållande till tidpunkten för högsta och lägsta utetemperatur. Hur stora dessa variationer är på ett visst djup beror i viss mån på markens (jordlagrens och berggrundens) termiska egenskaper.

Normalt är marktemperaturens amplitud (skillnaden mellan årsmedelvärdet och den högsta eller lägsta marktemperaturen) mindre än 1 °C på djupet 6 meter under marknivå. Detta innebär att markens naturliga temperatur är nära nog konstant på större djup.

Årsmedelvärdet för temperaturen vid markytan bestäms väsentligen av luftens årsmedeltemperatur och snötäckets varaktighet. Markytans årsmedeltemperatur är cirka 1,5 °C högre än luftens årsmedeltemperatur för varje 100 dagars varaktighet av snötäcke på orten. Detta innebär drygt 3 °C i norr och knappt 1 °C i söder.

Figur 5.5 visar att marktemperaturen i Sverige på djupet 100 meter varierar mellan cirka +3 °C i norr och +10 °C i söder. Det vill säga marktemperaturen på djupet 100 meter är omkring 1,5 - 3 °C högre än markytans årsmedeltemperatur. Orsaken till detta är den geotermiska värme som tillförs från jordens inre i kombination med markens värmeledningsförmåga.

Det geotermiska värmeflödet, som är cirka 0,05 - 0,06 W/m², leder således till i en temperaturhöjning i marken som är omkring 0,015-0,030 °C per meter. Det lägre värdet avser svensk urberg, medan det högre värdet avser områden med sedimentära bergarter (med låg värmeledningsförmåga).



Figur 5.5 Marktemperaturen i Sverige på djupet 100 meter.

Även grundvattnets temperatur är naturligtvis starkt kopplad till ovanstående resonemang angående marktemperatur. Grundvattentemperaturen i Sverige är därför normalt densamma som uteluftens årsmedeltemperatur. I norra delen av landet är dock normalt grundvattentemperaturen några grader högre än uteluftens årsmedeltemperatur.

Potentialen för nyttiggörande av den kalla marken eller det kalla grundvattnet för frikyla är därmed högre jämfört med uteluftens torra eller våta temperatur. Orsaken till detta är naturligtvis att värmesänkans temperatur är relativt sett lägre under den varma delen av året.

Grundvattnet kan i princip pumpas upp ur en uttagsbrunn och direkt användas för kyländamål, se vidare i kapitel 7. Av olika orsaker väljs dock oftast att värmeväxla grundvattnet mot en sekundär köldbärarkrets. För att inte grundvattennivån skall sjunka måste normalt också det uppvärmda grundvattnet återföras.

För att nyttiggöra den kalla marken krävs alltid en värmeväxling. Denna markvärmeväxlare består oftast av en slang av polyeten (PE) som förs ner i marken. PE-slangen kan grävas eller pressas ner i marken (vertikalt) eller föras ner i marken i ett borrhål. Vid en vertikal förläggning utförs vanligtvis markvärmeväxlaren som ett U-rör eller ett koaxialrör. Dessa system behandlas i kapitel 7.

Under förutsättning att de naturliga grundvattenströmmingarna är små leder ett ensidigt uttag av "kyla", det vill säga tillförsel av värme, till att värmesänkans temperatur successivt kommer att stiga. Vid korrekt dimensionering med hänsyn tagen till de lokala förutsättningarna kan dock denna temperaturhöjning begränsas.

För att inte investeringskostnaderna skall bli alltför stora finns också möjlighet att under vintertid aktivt föra bort värme via värmeväxling mot uteluften i en kylmedelskylare eller mot vatten från sjöar och vattendrag. På detta sätt kan mark- eller grundvattentemperaturen återställas under den del av året som kylbehovet är litet eller obefintligt.

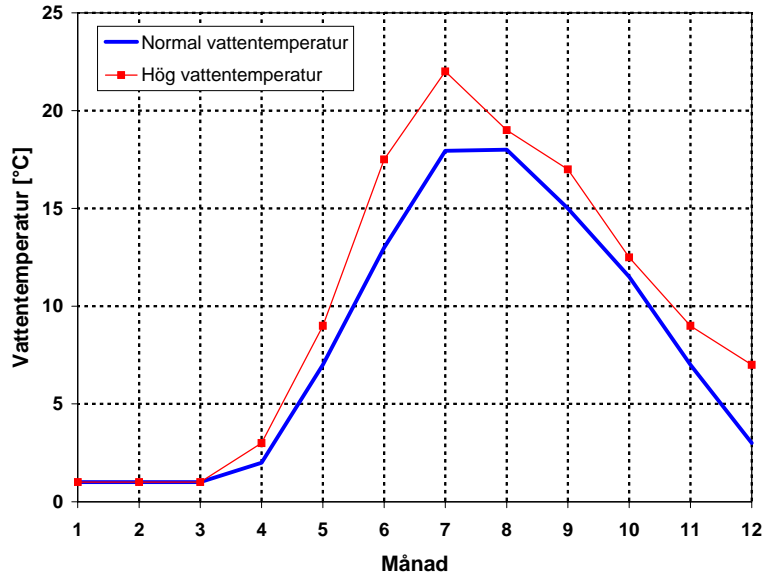
I många fall hämtas dock värme från marken eller grundvattnet vintertid för att, exempelvis via en värmepump, tillgodose värmebehov. På detta sätt lagras "kyla" i ett marklager eller akvifer vintertid för att sommartid användas för kyländamål, antingen direkt eller indirekt via reverserad drift av värmepumpen. Detta diskuteras vidare i kapitel 8.

5.3 Sjöar och vattendrag

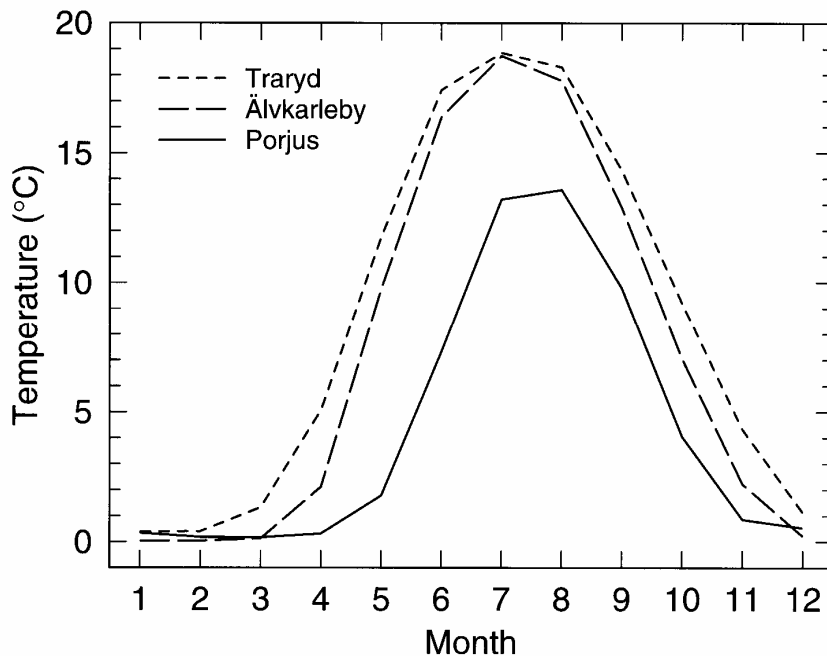
Sjöar och vattendrag kan också anses vara fria värmesänkor som kan nyttjas för frikyla. Jämfört med grundvatten finns inte lika stora restriktioner för användning. Vattentemperaturen och dess variation över året på olika djup kan dock vara begränsande ur ett tekniskt perspektiv.

Vattentemperaturen i en sjö som varit isbelagd är ungefär +4 °C i hela sjön precis efter islossningen. Till följd av värmetilskott till ytskiktet från den omgivande luften och solstrålning värms vattnet upp och omblandas i hela sjön av vinden under våren. När temperaturen stigit till cirka +8 °C bildas ett språngskikt som kommer att fungera som en barriär mellan det varmare vattnet i ytskiktet och det kallare vattnet i bottenskiktet. Temperaturen i ytskiktet stiger därefter fram till mitten av sommaren, medan vattnet i bottenskiktet endast stiger marginellt. Under sensommaren, då vattentemperaturen i ytskiktet sjunkit ner mot samma temperatur som råder i bottenskiktet, kommer vattnet i hela sjön återigen att omblandas.

Temperaturförloppen och skiktningen som beskrivits ovan påverkas också av sjöns naturliga in- och utflöden samt grundvattenflöden. I praktiken måste därför de lokala förutsättningarna undersökas för att utröna en viss sjös eller vattendrags lämplighet som "fri" värmesänka. I sjöar och vattendrag med stort djup kan man dock förvänta sig att finna att vattentemperaturen är ner mot +4 °C nära botten.



Figur 5.6 Representativa månadsmedelvärden för vattentemperaturer på 0 - 4 meters djup i sjön Mälaren (Stockholm)



Figur 5.7 Månadsmedelvärden för vattentemperaturer i Lagan (Traryd), Dalälven (Älvkarleby) och Luleälven (Porjus)

Sjövattnet skulle i princip kunna användas direkt för olika kyländamål men bland annat till följd av försmutsning och påväxt väljer man oftast i praktiken att värmeväxla mot en sekundär köldbärare. Systemlösningar med vatten från sjöar och vattendrag som fri värmesänka behandlas i kapitel 7.

Figur 5.6 visar representativa månadsmedelvärden över vattentemperaturer på 0 - 4 meters djup i Mälaren (Stockholmstrakten). Vattentemperaturer omkring +1 °C finns således tillgängliga från slutet av december fram till början av april.. Förhållandena i syd- och mellansvenska vattendrag är likartade, se Figur 5.7, medan temperaturen i Luleälven är låg från november till islossningen i maj. Figur 5.6 och Figur 5.7 visar vidare att möjligheterna till frikyllning via ytvatten under sommarmånaderna kan vara begränsad.

5.4 Solenergi

Solen är en fri energikälla som kan användas för att alstra kyla. Solenergin kan omvandlas till el i en solcell eller till värme i en solfångare. Elen eller värmen kan sedan användas för att driva en konventionell kylmaskin. Denna typ av systemlösningar behandlas i kapitel 9.

Det som är tilltalande med en soldriven kylprocess är att tillgång till och behov av solenergi många gånger tidsmässigt infaller nära nog samtidigt. Det vill säga att kylbehovet är som störst samtidigt som tillgången till fri solenergi är som störst.

Solinstrålningen mot en yta vinkelrätt mot solen varierar mellan 0 och 1000 W/m². Den momentana verkningsgraden för en solcell är idag cirka 15 % vilket innebär att man som mest kan erhålla uppemot 150 W el per m² solcell. För en vanlig solfångare är den momentana verkningsgraden cirka 60 % och därmed kan man som mest erhålla 600 W värme per m² solfångare.

Den årliga instrålade solenergin mot horisontalplanet varierar i Sverige mellan cirka 800 och 1000 kWh/m². Årligt instrålade solenergi mot en solcell/solfångare lutande (15-45 °) vänd mot söder är i medeltal 10 till 20 % högre. Den största delen av denna årliga solinstrålning sker under den varma delen av året då också normalt kylbehovet är som störst. Schablonmässigt kan man räkna med att ungefär 75 % av den instrålade solenergin sker under tidsperioden april till och med augusti.

Solenergi som omvandlas till el kan användas för att driva en kompressorkylmaskin. Alternativt kan solenergin omvandlas till värme och driva en absorptionskylmaskin eller användas för regenerering av avfuktaren i en sorptiv kylanläggning, se vidare i kapitel 9.

Hur stor andel av drivenergibehovet som kan täckas med solel eller solvärme beror dock på flera faktorer. En av de viktigare tekniska aspekterna är graden av samvariation mellan solinstrålning och kylbehov. En tidsförskjutning mellan tillgång och efterfrågan kan dock i vissa fall kompenseras via lagring av kallt eller varmt vatten. Detta diskuteras mer i kapitel 8.

Den främsta anledningen till att soldrivna kylprocesser inte kommit till större användning är att dagens energipriser är låga jämfört med kostnaden för solel respektive solvärme.

6 Frikylsystem med uteluft som fri värmesänka

I avsnitt 5.1 diskuterades övergripande potentialen för att använda uteluft som fri värmesänka för kyländamål vid svenskt klimat. Om uteluft kan användas som fri värmesänka är naturligtvis knutet till rådande utetemperatur i förhållande till erforderlig temperatur för kyländamålet. Vanligtvis är dock utetemperaturen som högst då kylbehovet är som störst, det vill säga då behovet av en låg temperatur på värmesänkan är som störst.

Den tidsmässiga förskjutningen mellan naturligt förekommande låga utetemperaturer och tidpunkten för de största kylbehoven kan dock hanteras på olika sätt via termisk lagring. Denna aspekt diskuteras mer i detalj i kapitel 8.

Genom att evaporativt kyla uteluften kan också i många fall en lägre temperatur skapas för att användas som värmesänka. Under förutsättning att man kan anse att det vatten som erfordras för detta är fritt kan den resulterande lufttemperaturen också sägas vara en fri värmesänka.

I detta kapitel avses att beskriva olika systemuppbyggnader där uteluften kan användas som fri värmesänka. En uppdelning har gjorts mellan frikylsystem för kylning av en köldbärare och frikylsystem för kylning med uteluft.

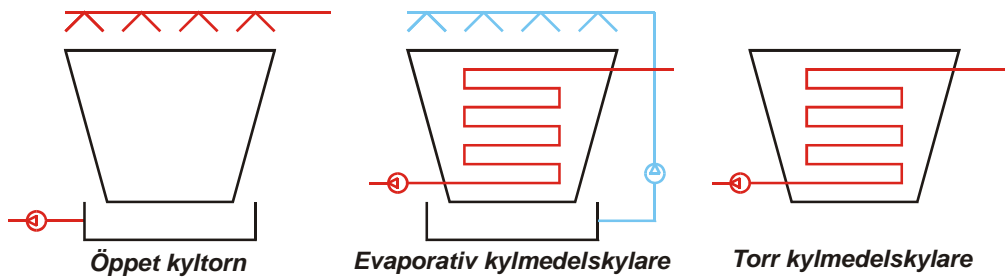
6.1 Frikylsystem för kylning av en köldbärare

I de systemlösningar som beskrivs och diskuteras under denna rubrik frikyls en köldbärare direkt eller indirekt mot uteluften i ett kyltorn eller någon annan form av kylmedelskylare. Kylmedelskylaren kan vara installerad speciellt för detta ändamål eller så används befintliga kylmedelskylare som en viss del av kylsäsongen används för att bortföra värme från exempelvis en kompressor-kylmaskin. Dessa systemlösningar är generellt applicerbara för en mängd olika tillämpningar; komfortkyla, butikskyla processkyla etc. Det som i huvudsak skiljer dessa tillämpningar åt är erforderlig köldbärartemperatur och kylbehovets storlek och variation i tiden. Viktigt är också att här reflektera över begreppet frikyla, själva värmesänkan är fri men erforderliga pumpar och fläktar kräver en del drivenergi.

I fallet med ett öppet kyltorn och vatten som köldbärare finns möjligheten att kyla köldbäraren direkt, utan någon värmeväxling. I de flesta fall installeras dock en värmeväxlare som separerar det medium som kyla i kylmedelskylaren från mediet som används som köldbärare. Orsaken till detta är naturligtvis risken för en förosmutsning av köldbärarsystemet.

De vanligaste typerna av kylmedelskylare som förekommer är öppna kyltorn, evaporativa kylmedelskylare (slutna kyltorn) samt torra kylmedelskylare, se Figur 6.1. Vid små och medelstora kompressorbaserade vätskekylaggregat används oftast torra kylmedelskylare. Öppna kyltorn används vanligtvis för stora kompressorkylmaskiner samt för (stora) absorptionskylmaskiner.

En förutsättning för att kunna benämna en kylning i ett kyltorn eller en evaporativ kylmedelskylare för frikylning är också att det vatten som åtgår kan anses vara fritt.



Figur 6.1 Principbilder av olika typer av kylmedelskylare

Ur ett frikylperspektiv är naturligtvis ett öppet kyltorn att föredra då en relativt sett lägre kylmedelstemperaturer i princip alltid kan erhållas jämfört med en torr kylmedelskylare. Detta beror naturligtvis på att uteluftens våta temperatur är kylgränsen i ett öppet kyltorn medan uteluftens torra temperatur är kylgränsen i en torr kylmedelskylare.

Det som talar emot ett öppet kyltorn vid svenskt klimat är frysrisken vid låga utetemperaturer. Detta gäller speciellt vid frikylning men även i viss mån vid normal kylmaskindrift för att bortföra överskottsvärme. Hos Göteborg Energi finns dock positiva drifterfarenheter från öppna kyltorn för frikyla som erhållits från driften av deras fjärrvärmedrivna absorptionskylmaskiner för färdig kyla (fjärrkyla).

Den värmeeffekt som måste bortföras i kylmedelskylaren för en viss alstrad kyleffekt kan beräknas som funktion av kylmaskinens köldfaktor, COP :

$$\dot{Q}_{kylmedelskylare} = \left(1 + \frac{1}{COP}\right) \cdot \dot{Q}_2 \quad (5.1)$$

För en kompressorkylmaskin, vid antagandet att köldfaktorn är 3, blir därmed erforderlig värmeeffekt som måste bortföras i kylmedelskylaren:

$$\dot{Q}_{kylmedelskylare} = \left(1 + \frac{1}{COP}\right) \cdot \dot{Q}_2 \approx \left(1 + \frac{1}{3}\right) \cdot \dot{Q}_2 \approx 1,3 \cdot \dot{Q}_2$$

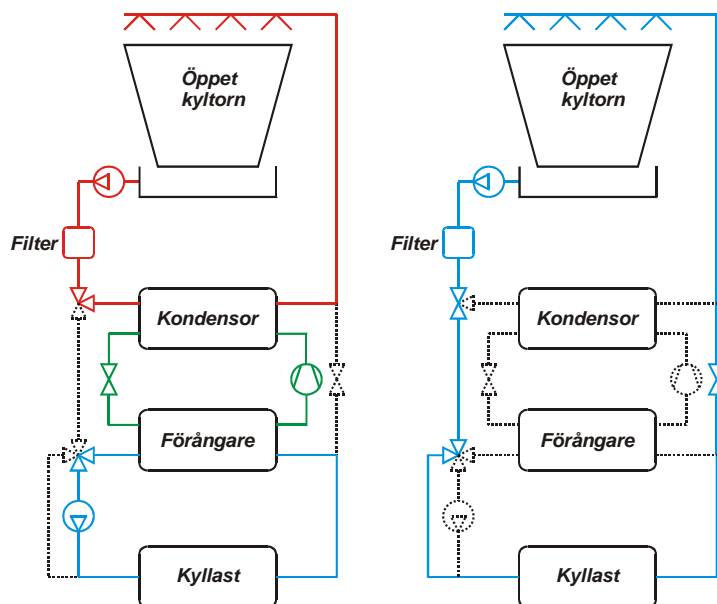
För en absorptionskylmaskin kan köldfaktorn antas vara 0,7 och därmed blir den värmeeffekt som måste bortföras i kylmedelskylaren:

$$\dot{Q}_{kylmedelskylare} = \left(1 + \frac{1}{COP}\right) \cdot \dot{Q}_2 \approx \left(1 + \frac{1}{0,7}\right) \cdot \dot{Q}_2 \approx 2,4 \cdot \dot{Q}_2$$

Vid absorptionskyla måste därmed kylmedelskylaren dimensioneras för nästan dubbelt så stor bortförd värmeeffekt som vid kompressorkyla för en viss dimensionerande kyleffekt. Detta innebär också att potentialen är större för användning av den befintliga kylmedelskylaren för frikyla vid absorptionskyla.

Den enklaste och i vissa avseenden mest effektiva systemlösningen för frikylning är att använda vatten som köldbärare som kyls direkt i en kylmedelskylare av typen öppet kyltorn. Fördelen i ett frikylperspektiv är att köldbäraren kan kylas ner mot den fria värmesänkans temperatur, vilken i detta fall är uteluftens våta temperatur, utan värmewäxling. Det som främst talar emot denna systemlösning är att köldbäraren kommer att kontamineras i kyltornet och därmed krävs mer sofistikerade lösningar för avskiljning av föroreningar.

I Figur 6.2 nedan visas en principbild av denna systemuppbyggnad med vatten som köldbärare för direkt frikylning i ett öppet kyltorn.



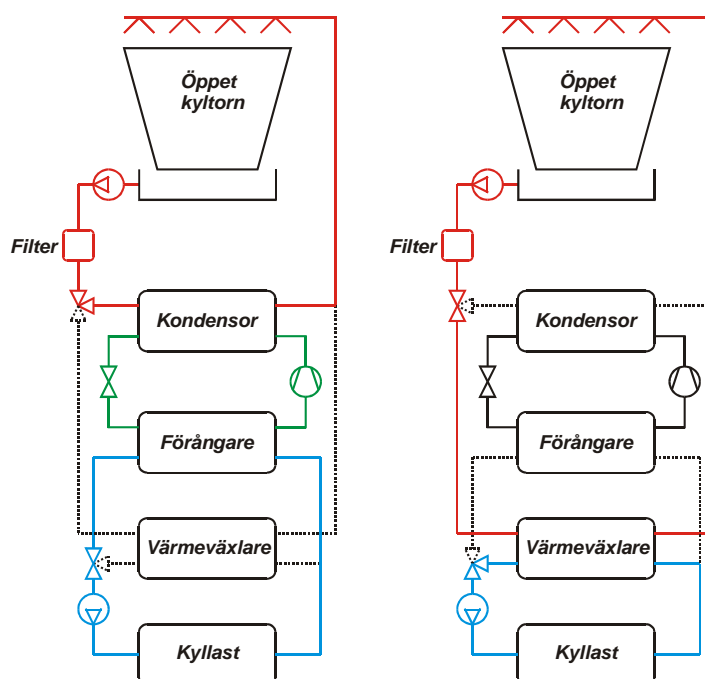
Figur 6.2 Direkt frikylning av köldbäraren i kylmedelskylaren

Naturligtvis kan ovanstående systemuppbyggnad istället realiseras med en sluten kyltornslösning (t.ex. en evaporativ kylmedelskylare) eller en torr kylmedelskylare. I båda fallen reduceras frikylpotentialen till följd av att en värmewäxling införs och i det senare fallet även ytterligare genom att den fria värmesänkans temperatur i detta fall är uteluftens torra temperatur. Dessa systemlösningar möjliggör dock att andra köldbärare kan användas, till exempel vatten med fryspunktsnedsättande tillsatser. Detta kan vara att föredra med tanke på frysrisk vid såväl normaldrift av kylmaskinen, för kylning av kondensorn, som vid frikylning. Det vill säga i dessa fall används samma medium som värmebärare för kondensorkylning och som köldbärare för att tillgodose kylbehovet.

En nackdel med denna typ av systemuppbyggnad är att det bara finns två driftfall; normaldrift med kylmaskin och frikyla. Växling till frikyldrifft kan således inte göras förrän hela kyllasten kan täckas med frikyla. Önskvärt vore att även kunna nyttja frikyla för delkylning då så vore möjligt.

För att slippa risken för kontaminering av köldbärarsystemet men ändå dra fördel av ett öppet kyltorn som kylmedelskylare kan istället en värmewäxling göras mellan köldbäraren och vätskan som kyls i kylmedelskylaren (värmebäraren).

I Figur 6.3 visas ett exempel på en sådan systemuppbyggnad med ett öppet kyltorn och således vatten som värmebärare. Naturligtvis kan motsvarande system byggas upp omkring en sluten kyltornslösning eller torr kylmedelskylare.

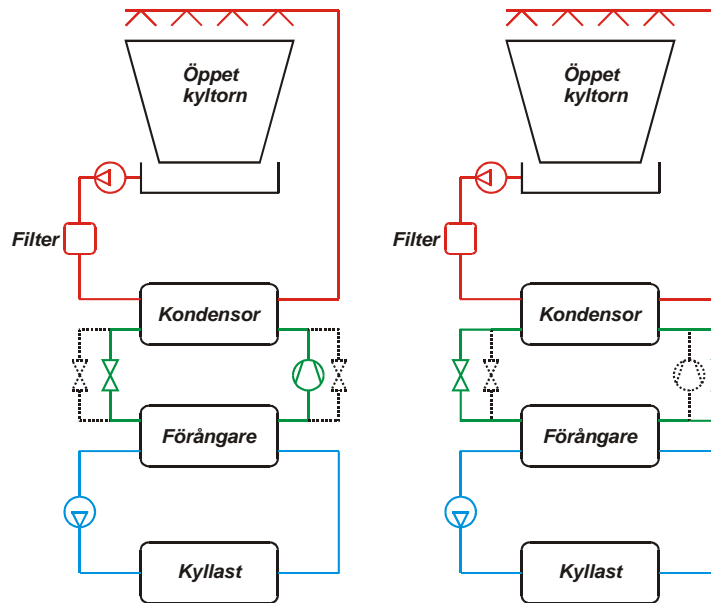


Figur 6.3 Indirekt frikylning av köldbäraren i kylmedelskylaren via värmeväxlare

Värmeväxlaren enligt Figur 6.3 bör värmeöverföringsmässigt dimensioneras upp med tanke på frikylningen. Med tanke på att den befintliga pumpen för värmebäraren i detta fall skall nyttjas bör därmed tryckfallet i värmeväxlaren vara lika stort som tryckfallet i kondensorn. Att dimensionera en sådan separat värmeväxlare så att den får rätt prestanda bör inte vara något större problem i praktiken.

Ett alternativt sätt att lösa denna värmeväxling är att använda själva kylmaskinen som värmeväxlare enligt Figur 6.4.

I detta fall utnyttjas termosifonverkan till följd av den temperaturdifferens som uppstår mellan förångaren och kondensorn vid lämpliga förhållanden för frikyla. Köldmedieånga som bildas i förångaren förs via en by-pass ledning, förbi den avstängda kompressorn, till kondensorn. Eftersom temperaturen i kondensorn är låg till följd av frikylningen kondenserar köldmediet och via den högre densiteten strömmar köldmedievätskan tillbaka till förångaren. Viktigt att notera här är att kylmedelskylaren måste vara placerad högre än förångaren. I engelskspråkiga arbeten benämns detta "thermosyphone cooling" eller "refrigerant/vapour migration".



Figur 6.4 Indirekt frikyling av köldbäraren i kylmedelskylaren genom användning av kylmaskinen som värmeväxlare

I Figur 6.4 har ett öppet kyltorn och vatten som värmebärare förutsatts. En sluten kyltornslösning eller en torr kylmedelskylare kan naturligtvis också användas, men potentialen för att nyttja frikyla minskar då relativt sett.

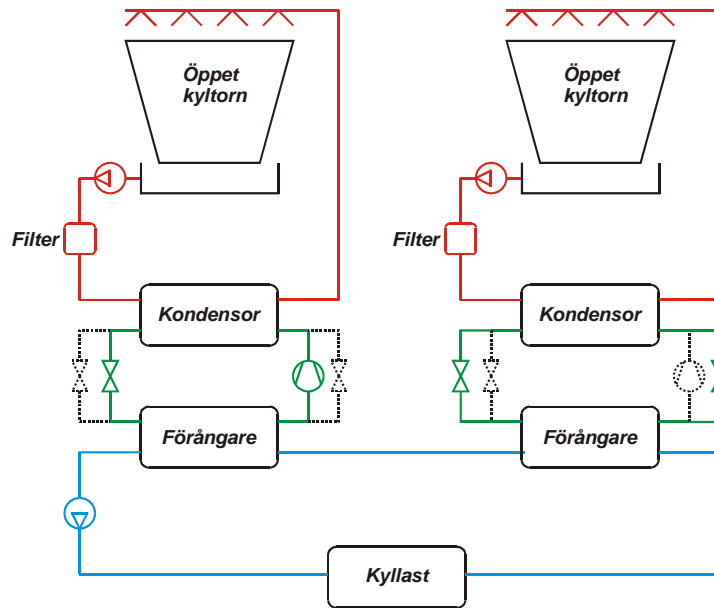
Att använda kylmaskinen som värmeväxlare förefaller vara en god idé med tanke på den ringa merinvestering detta innebär. Man bör dock notera att om förångaren och kondensorn är dimensionerad för normal kylmaskindrift blir denna värmeväxlare tämligen ineffektiv. Kylkapaciteten blir därmed reducerad (kan på detta sätt normalt bara överföra ca 25-35 % av max kyleffekt) samtidigt som det krävs en förhållandevis stor temperaturdifferens för denna värmeöverföring. Det senare innebär att det krävs en relativt sett lägre utgående temperatur från kylmedelskylaren och båda dessa aspekter innebär att potentialen för frikyla reduceras. Ett annat praktiskt problem är att det tar en viss tid att växla från normal kylmaskindrift till frikyla. Detta kan kompenseras för genom att införa någon form av termiskt energilagrar (ackumulator/buffert tank) i systemet.

I samtliga systemuppbyggnader som beskrivits ovan finns i grundutförande bara två driftfall som är tillämpbara; endast frikyla eller endast normal kylmaskindrift. För ett kylsystem med två eller flera kylmaskiner finns dock möjlighet att vid delast nyttja kylmedelskylaren för en av de avstängda maskinerna för att förkyla köldbäraren genom frikyling i denna. Detta visas principiellt i Figur 6.5 för ett system bestående av två separata kylmaskiner.

Med den principiella uppbyggnaden som visas i Figur 6.5 kan inte lika långa drifttider erhållas för de två kylmaskinerna. För att komma tillrätta med detta kan naturligtvis rör och ventiler införas som möjliggör växling mellan frikyla/-kylmaskindrift för endera kylmaskinen. Komplexiteten och risken för felaktiga styrsekvenser ökar dock i och med detta och konsekvensen kan vara att potentialen för frikyla inte utnyttjas fullt ut.

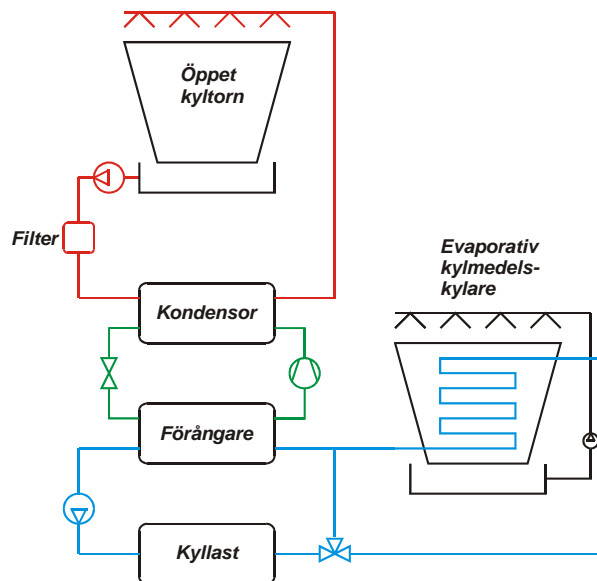
En slutrapport från eff-Sys

Energimyndighetens utvecklingsprogram Effektivare kyl- och värmepumpssystem



Figur 6.5 Indirekt frikylning (för-kylning) av köldbäraren i den ena kylmedelskylaren vid dellast

För att alltid ha möjlighet att för-kyla via frikyla krävs normalt en separat kylmedelskylare för detta. Ett exempel på en sådan systemuppbyggnad visas nedan i Figur 6.6.



Figur 6.6 Frikylning av köldbäraren i en separat kylmedelskylare

I denna principbild har en sluten kyltornslösning (en evaporativ kylmedelskylare) förutsatts som separat kylmedelskylare. Orsaken till detta är att frysproblematiken troligen är enklare att hantera med denna typ av kylmedelskylare i det speciella fall om vatten används som köldbärare. Med en icke frysbenägen köldbärare skulle frysproblematiken helt kunna elimineras om en torr kylmedelskylare används.

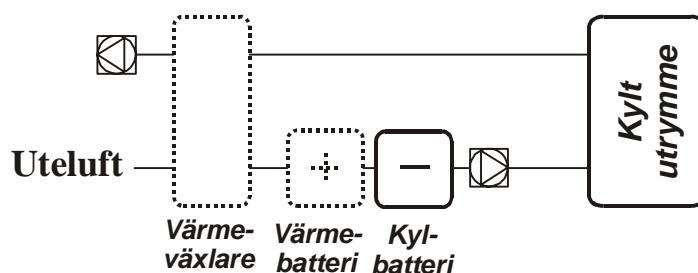
Denna separata kylmedelskylare kan i många fall under en stor del av året, då så är möjligt med avseende på rådande uteluftstillstånd, täcka 100 % av kylbehovet via frikyla. Under den tid som inte hela kylbehovet kan täckas på detta sätt kan dock köldbäraren för-kylas via frikyla för att sedan kyla resterande med hjälp av kylmaskinen.

6.2 Frikylsystem för kylning med uteluft

Under denna rubrik beskrivs och diskuteras systemlösningar där uteluftens naturliga tillstånd direkt kan användas för frikylning samt systemlösningar där någon form av evaporativ kylning av luft nyttiggörs. Även dessa systemlösningar är generellt applicerbara för en mängd olika tillämpningar men här har valts att i huvudsak utgå från frikylsystem för luftburen komfortkyla.

Den dominerande ventilationslösningen i många sammanhang i Sverige är system som arbetar med 100 % uteluft. Då ventilationsluftflödet även skall användas för att föra bort överskottsvärme benämner vi detta luftburen komfortkyla. I ett sådant system är frikylningspotentialen i många fall ganska uppenbar, då uteluftens temperatur är lägre än erforderlig tilluftstemperatur kan frikyla nyttjas. Det vill säga den värmesänka som då nyttjas är helt fri. I detta sammanhang måste dock noteras att den energi som krävs för att driva fläktar inte är fri och kan vara betydande.

I Figur 6.7 visas den principiella utformningen av systemuppbyggnaden vid luftburen komfortkyla med 100 % uteluft. I figuren finns även inlagt komponenter som i huvudsak används för värmning av luften då så erfordras. Värmeväxlaren kan dock även användas för så kallad kylåtervinning om frånluftstemperaturen är lägre än utelufttemperaturen.



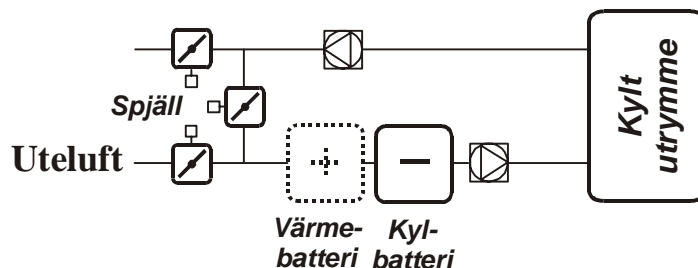
Figur 6.7 Luftburen kyla med 100 % andel uteluft, frikylning då utelufttemperaturen är lägre än erforderlig tilluftstemperatur

Om utetemperaturen är högre än den erforderliga tilluftstemperaturen kyls luften på konventionellt sätt via ett kylbatteri och en kylmaskin. Då utetemperaturen sjunker under erforderlig tilluftstemperatur kan frikyla i form av kall uteluft direkt nyttiggöras.

En aspekt som är viktig att beakta är om det finns krav som innebär att tilluftens fuktighet måste regleras. Finns det till exempel krav angående högsta tillåtna fuktighet måste även uteluftens fuktighet underskrida ett visst värde för att den kalla uteluften skall kunna användas direkt.

Potentialen för (sensibel) frikyla sjunker i dessa fall i proportion till hur hårt ställda kraven är på luftfuktighet. Vanligtvis regleras detta automatiskt via de givare som styr kylmaskinen och kylbatteriet. Om temperaturen eller fuktigheten är för hög regleras kylbatteriets kyleffekt upp. I de fall där en stor avfuktning krävs måste luften kylas till en betydligt lägre temperatur än vad som skulle krävas för att tillgodose det sensibla kylbehovet. Detta innebär ofta att en betydande mängd värme krävs för att återvärma den kylda luften i dessa fall.

Den ventilationslösning som är vanligt förekommande i ett internationellt perspektiv är återluftssystem. Denna systemlösning används i begränsad omfattning i Sverige. Frikyla erhålls då utetemperaturen är lägre än erforderlig tilluftstemperatur. Hur mycket frikyla som erhålls beror dock på hur stor andel uteluft som tas in.



Figur 6.8 Luftburen kyla vid ett återluftssystem med varierande andel uteluft

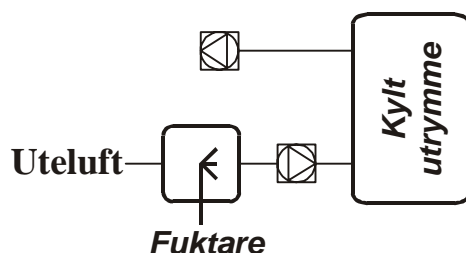
I ett återluftssystem måste reglersekvenserna bestämmas så att man kan styra spjällpositionerna som funktion av lämpliga givarvärden. Denna styrning måste förutbestämmas på ett sådant sätt att frikylan nyttjas optimalt. I princip handlar detta i många fall om att jämföra frånluftens entalpi med uteluftens entalpi. Om uteluftens entalpi är lägre än frånluftens entalpi skall mängden uteluft som tas in öka.

I ovanstående systemlösningar har förutsatts att luften kyls via ett kylbatteri då frikylan inte räcker till. Ett alternativ eller i alla fall ett komplement till detta kylbatteri är att tillämpa evaporativ kylning. En förutsättning för att kunna benämna evaporativ kylning som frikyla är dock att det vatten som åtgår kan anses vara "fritt". Vid användning av direktvatten, som kan erfordras vid mycket kalkhaltigt eller mineralhaltigt vatten, åtgår mer vatten än vid cirkulerande vatten. Vid en miljömässig analys kan troligtvis vattnet i de flesta fall försummas medan kostnaden för vattnet i vissa fall måste vägas in vid en ekonomisk analys.

Vid evaporativ kylning kyls (sänks temperaturen på) luften genom att den fuktas med vatten i vätskefas. Temperatursänkningen på luften uppstår till följd av att det sensibla värme som åtgår för att förångna vattnet tas från den luft som fuktas.

Den temperatursänkning som en fuktning medför kan på olika sätt nyttiggöras för att sänka uteluftens temperatur för att kyla ett utrymme. I figurerna nedan visas ett antal möjliga uppbyggnader av luftbehandlingsanläggningar för evaporativ kylning av ventilationsluft (100 % uteluft) för luftburen komfortkyla.

Den enklaste formen av evaporativ kylning är direkt evaporativ kylning. Uteluften som tas in kyls då direkt via fuktning med en fuktare placerad på tilluftssidan i ett luftbehandlingsaggregat, se Figur 6.9. Hur låg temperatur som uteluften kan kylas till är beroende av rådande utelufttillstånd och fuktarens prestanda.



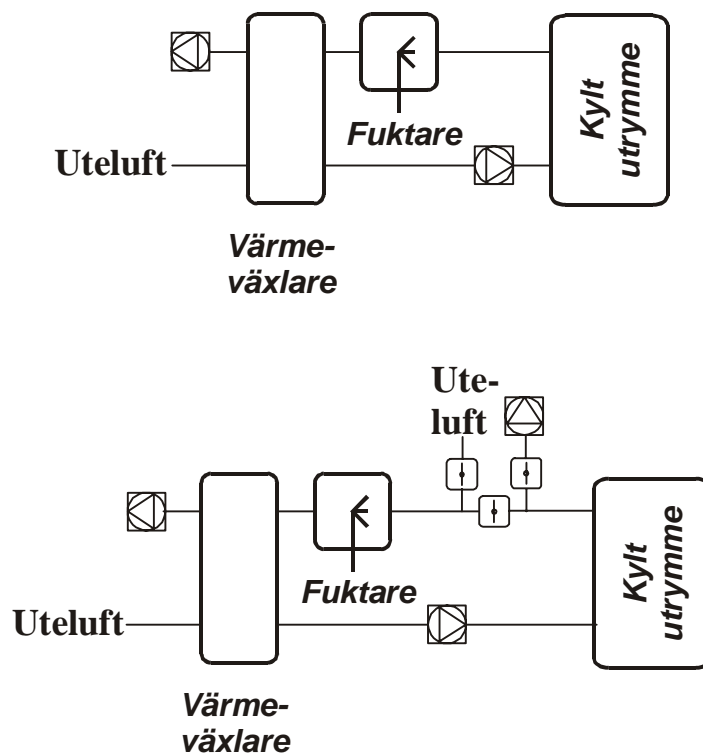
Figur 6.9 Direkt evaporativ kylning av uteluft

Till följd av fuktningen ökar luftens absoluta fuktighet (ångkvot) vilket ofta begränsar möjligheterna att använda direkt evaporativ kylning. För att enbart utnyttja direkt evaporativ kylning för kyländamål måste följaktligen uteklimatet vara gynnsamt för detta sätt att kyla ventilationsluften. Det vill säga då utemperaturen är hög och det föreligger kylbehov, måste uteluftens absoluta fuktighet (ångkvot) vara låg.

Vid svenskt uteklimat kan normalt direkt evaporativ kylning endast användas under en mindre del av året, det vill säga endast ingå som en delprocess i den aktuella systemlösningen.

Indirekt evaporativ kylning innebär att en godtycklig luftström fuktas och uteluften kyls via en icke fuktöverförande värmewäxling. I praktiken handlar det om att antingen fukta frånluften eller att ta in uteluft separat för denna fuktning, se Figur 6.10. I Sverige brukar vanligtvis frånluft fuktas då indirekt evaporativ kylning tillämpas.

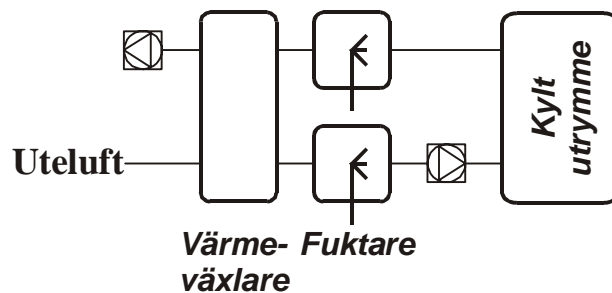
Uteluftens (ventilationsluftens) absoluta fuktighet (ångkvot) förändras inte i och med att kylningen i detta fall sker indirekt via en icke fuktöverförande värmewäxling. Vid indirekt evaporativ kylning går dock normalt ej att nå lika låga tilluftstemperaturer som vid direkt evaporativ kylning.



Figur 6.10 Indirekt evaporativ kylning av uteluft, fuktning av frånluft respektive fuktning av uteluft

Indirekt evaporativ kylning av uteluft används i ganska stor utsträckning i Sverige. För att kompensera för de rent fysikaliska begränsningarna för att nå låga tilluftstemperaturer används i dessa fall ett relativt sett större ventilationsluftflöde. En anläggning för indirekt evaporativ kylning kan vara uppbyggd i form av en separat evaporativ fuktare och en värmeväxlare som i Figur 6.10. Vid enbart indirekt evaporativ kylning brukar ofta de två komponenterna för fuktning och värmeväxling integreras. I detta fall utnyttjas en rekuperativ värmeväxlare där vatten tillförs och förångas på ena sidan av skiljeväggen i värmeväxlaren.

De två ovan beskrivna konfigurationerna av evaporativ kylning (indirekt respektive direkt) kan kombineras till indirekt och direkt evaporativ kylning, se Figur 6.11. På detta sätt kan uteluften alltid kylas till lägre temperatur jämfört med enbart indirekt eller direkt evaporativ kylning. Som exempel kan nämnas att vid utelufttillståndet 25 °C/ 50 % kan normalt luften kylas ner mot cirka 17 °C via indirekt och direkt evaporativ kylning. Under de förhållande då enbart indirekt eller direkt evaporativ kylning räcker för att nå önskad tilluftstemperatur kan naturligtvis även ett sådant driftfall tillämpas.



Figur 6.11 Indirekt och direkt evaporativ kylning av uteluft

Indirekt och direkt evaporativ kylning brukar dock endast förekomma som en del i en sorptiv luftbehandlingsanläggning. En sorptiv luftbehandlingsanläggning är således en indirekt och direkt evaporativ luftbehandlingsanläggning som kompletteras med ett sorptivt processteg där uteluften först avfuktas. För denna avfuktningprocess erfordras värme, som exempelvis kan vara spillvärme eller solvärme. I Sverige används fjärrvärme i viss utsträckning för regenerering och i vissa fjärrvärmenät kan andelen spillvärme vara stor sommartid.

I detta arbete förutsätts dock att en fri energikälla såsom solvärme används för detta ändamål och därför behandlas sorptiv kylning i kapitel 9.

7 Frikylsystem med mark, grundvatten och vatten från sjöar och vattendrag som fri värmesänka

I avsnitt 5.2 och 5.3 diskuterades allmänt om potentialen för användning av mark, grundvatten eller vatten från sjöar och vattendrag som fri värmesänka för kyländamål. Generellt sett är dessa fria värmesänkors temperatur någorlunda konstant sett över året och även tillräckligt låg för många kyltillämpningar. Att den naturliga temperatursvariationen är liten hänger samman med att den fria värmesänkans termiska massa är stor. För att inte temperaturen skall stiga då den fria värmesänkan nyttjas måste således den tillgängliga termiska massan även vara stor i förhållande till det kylbehov man avser att täcka.

I detta kapitel avses att i huvudsak beskriva olika systemuppbyggnader där mark eller vatten från sjöar och vattendrag används direkt som fri värmesänka. I samtliga fall handlar det om att indirekt kyla en köldbärare eller att använda naturligt kallt vatten direkt som köldbärare.

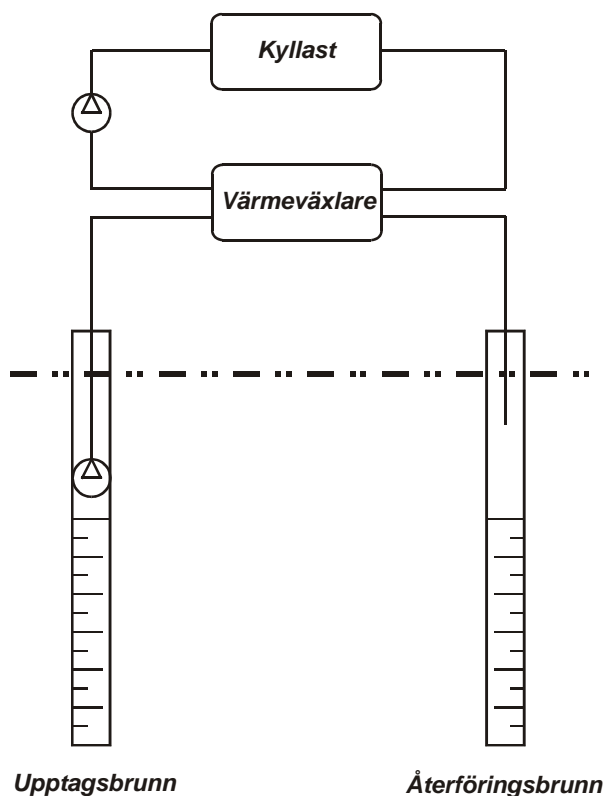
När det gäller system med markvärmepump/akvifer är i många fall marken/akviferen primärt en fri värmekälla för en värmepump under vinterhalvåret. Till följd av att värme hämtas från marken sänks därmed marktemperaturen och potentialen ökar för att under sommarhalvåret nyttja marken som "fri" värmesänka. I detta fall handlar det inte om renodlad frikyla, eftersom värmesänkan delvis skapats via värmepumpdrift. Ur ett energitekniskt perspektiv kan det dock handla om totalt sett mycket energieffektiva systemlösningar. Dessa typer av systemlösningar diskuteras i avsnitt 8.4.

7.1 System med mark och grundvatten som fri värmesänka

Här beskrivs systemuppbyggnader där en köldbärare kyls indirekt mot mark eller grundvatten samt system där kallt grundvatten används direkt som köldbärare. Den fria värmesänkans termiska massa måste vara stor i förhållande till det kylbehov som skall täckas (den värmemängd som skall tillföras värmesänkan) för att dess temperatur inte skall stiga. En viss temperatursvängning måste dock vanligtvis accepteras eftersom den termiska massan måste begränsas till följd av ekonomiska skäl eller är begränsad till följd av de lokala förutsättningarna.

I de fall som kallt grundvatten finns lätt tillgängligt i nära anslutning till det kylbehov man skall täcka är detta i många fall en lämplig fri värmesänka. Som redan tidigare konstaterats är grundvattentemperaturen i Sverige normalt densamma som uteluftens årsmedeltemperatur. Detta innebär att det finns en stor potential för användning av kallt grundvatten för kyländamål.

I princip behövs ett eller flera tillräckligt djupa brunnar där grundvattnet pumpas från samt en eller flera något grundare brunnar där det uppvärmda grundvattnet kan återföras, se Figur 7.1. För att få större redundans kan man även försä återföringsbrunnen med en pump så att grundvatten kan hämtas där ifall pumpen i den normala upptagsbrunnen havererar. Förutom ekonomiska aspekter är det viktigt att ta hänsyn till såväl vattenkvantitet (grundvattentillgången) som vattenkvalitet samt risk för kortslutning.



Figur 7.1 Indirekt kylning med grundvatten som fri värmesänka

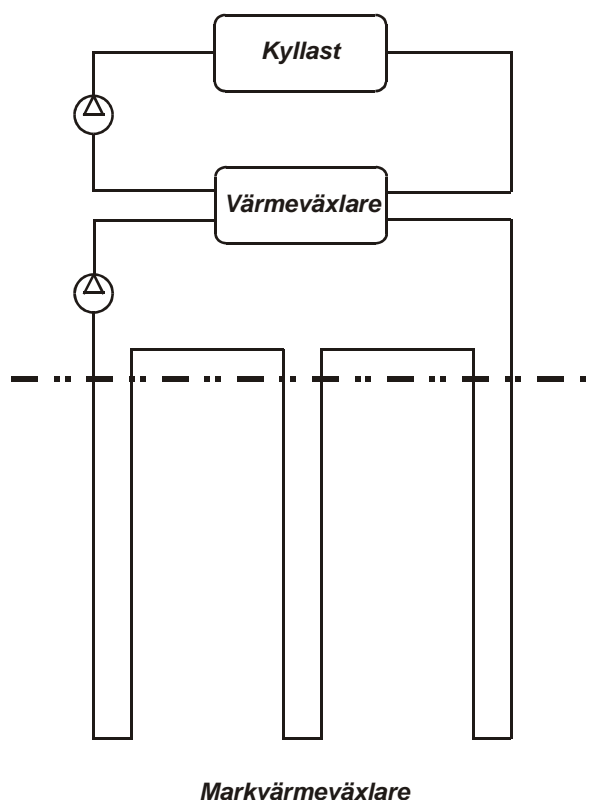
Vid utformning av ett brunnssystem för frikyllning måste naturligtvis en mängd olika studier göras angående förväntad prestanda, exempelvis risk för kortslutning. Kortslutning innebär i detta sammanhang att det uppvärmda vattnet som återförs transporteras tillbaka till upptagsbrunnen.

Den lokala grundvattentillgången måste naturligtvis också alltid undersökas. Information om grundvattentillgång samt förväntad vattentemperatur kan enklast fås från undersökningar av närliggande brunnar. Möjlighet finns också att konsultera en geolog eller provborra men man måste då beakta att vattentillgången kan variera mycket sett bara några meter i sidled. När det gäller vattenkvalitet är det bland annat vattnets pH-värde samt hårdhet som normalt avses. Vattnets hårdhet påverkar hur mycket kalciumkarbonat som kommer att utfällas på värmeväxlarytor etc. Till kategorin vattenkvalitet kan även vattnets temperatur anses höra i dessa sammanhang då det gäller dess användning som fri värmesänka.

I princip skulle grundvattnet kunna användas direkt som köldbärare men till följd av risk för förmutsning och påväxt väljs normalt att värmeväxla.

På platser där det inte finns erforderliga mängder grundvatten att tillgå kan istället frikyla hämtas från marken. Normalt är markens naturliga temperatur är nära nog konstant på större djup. I Sverige är marktemperaturen på djupet 100 meter cirka +3 °C i norr och +10 °C i söder, det vill säga omkring 2-3 °C högre än uteluftens årsmedeltemperatur.

För att hämta frikyla från marken måste en så kallad markvärmeväxlare användas vilket oftast innebär att en slang av polyeten (PE) förts ner i marken. I denna PE-slang cirkuleras en köldbärarvätska, antingen vatten eller något annat medium med lägre fryspunkt. Denna slang kan grävas eller pressas ner i marken (vertikalt) eller föras ner i marken i ett borrhål. Vid en vertikal förläggning utförs vanligtvis markvärmeväxlaren som ett U-rör eller ett koaxialrör. Vanligtvis består markvärmeväxlaren av ett antal sammankopplade delslingor (\approx borrhål), exempelvis tre seriekopplade vertikala slingor som i Figur 7.2.



Figur 7.2 Indirekt kylning med marken som fri värmesänka

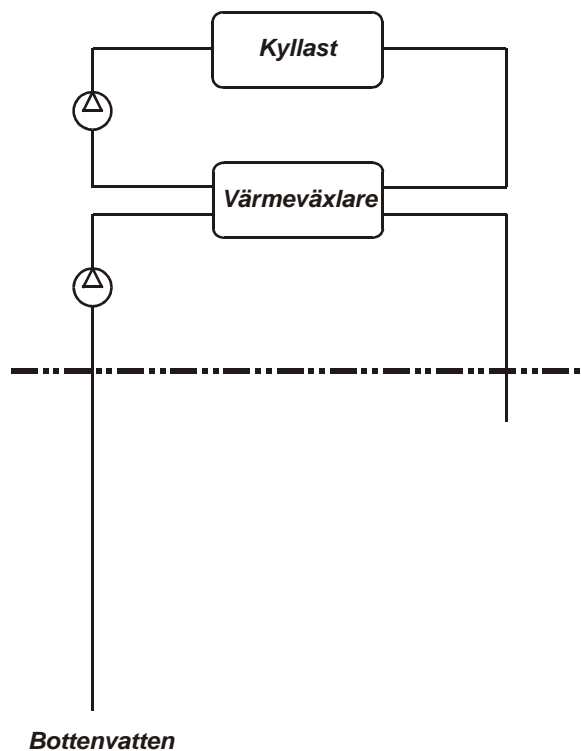
I princip skulle den köldbärare som cirkuleras i markvärmeväxlaren kunna användas direkt för att täcka kylsladden men oftast väljs dock att värmeväxla över till en sekundär köldbärare. Orsaken till detta är ofta att man önskar ha vatten som köldbärare för att täcka kylsladden medan en vätska med lägre fryspunkt ofta erfordras i markvärmeväxlaren.

Under förutsättning att de naturliga grundvattenströmmingarna är små i marken kring markvärmexlaren leder ett ensidigt uttag av "kyla", det vill säga tillförsel av värme, till att markens temperatur successivt kommer att stiga. Vid korrekt dimensionering med hänsyn tagen till de lokala förutsättningarna kan dock denna temperaturhöjning begränsas. Det är också möjligt att aktivt "ladda kyla" i marken vintertid genom att cirkulera köldbäraren genom en kylmedelskylare.

7.2 System med bottenvatten från sjöar och vattendrag som fri värmesänka

Ett system där frikyla hämtas från sjöar eller vattendrag har vissa likheter med det tidigare beskrivna grundvattensystemet, befintligt kallt vatten skall användas för att täcka ett kylbehov. I de fall som kallt bottenvatten finns tillgängligt är också potentialen för frikyla ganska likvärdig. En sak som skiljer är att återföringen av vattnet inte är lika kritisk, det uppvärmda vattnet kan tillföras nära vattenytan. I många fall kan det också handla om relativt långa transportvägar och ibland även höga uppfodringshöjder mellan sjön/vattendraget och kylbehovet jämfört med ett grundvattensystem.

Till följd av risk för försmutsning och påväxt väljer man oftast att värmexla sjövattnet mot en sekundär köldbärare. Detta kan också vara nödvändigt för att kunna hantera långa transportvägar och/eller stora uppfodringshöjder.



Figur 7.3 Indirekt kylning med bottenvatten från sjö eller vattendrag som fri värmesänka

8 Frikylsystem innefattande termisk energilagring

Vid konventionella kylmaskinlösningar tillämpas vanligtvis termisk energilagring för att reducera toppbelastningar under tidsperioder då kostnaden för drivenergin är hög. Vanligtvis handlar detta då om att generera och "lagra kyla" nattetid som sedan nyttiggörs dagtid då vanligtvis kylbehovet är som störst. På detta sätt kan driftskostnaderna reduceras samtidigt som en relativt sett mindre (billigare) kylmaskin kan väljas. Samtidigt är det naturligtvis så att införande av ett termiskt energilager innebär vissa merkostnader.

För att fullt ut kunna nyttja potentialen för frikyla krävs ofta också termisk energilagring. Den huvudsakliga orsaken till att termisk energilagring ofta erfordras vid tillämpning av frikyla är att kompensera för tidsförskjutningen mellan tillgång och behov av kyla. Det kan då handla om lagring från natt till dag i ett korttidslager eller från vinter till sommar i ett långtidslager. Skillnaden mellan ett lång- och korttidslager är därmed knutet till lagringskapaciteten, det vill säga i praktiken till det termiska lagrets fysiska storlek.

I detta kapitel avses att generellt beskriva olika lagringstekniker samt en del systemuppbyggnader för frikyla som baseras på lång- eller korttidslagring.

8.1 Termisk energilagring

Det allra enklaste sättet att "lagra kyla" är att ackumulera kallt medium (till exempel vatten) i en tank. Lagringskapaciteten bestäms då av mediets specifika värmekapacitet [J/kg/K] och är således storleksmässigt knutet till hur mycket mediets temperatur tillåts förändras. I detta avseende är vatten det bästa lagringsmediet till följd av dess höga specifika värmekapacitet. Nackdelen med vatten är frysriskerna i tillämningar med erforderliga köldbärartemperaturer ner mot $0\text{ }^\circ\text{C}$. Termisk energilagring i ett flytande medium eller fast material vars temperatur förändras kallas för sensibel lagring.

Ovanstående nackdel med att vatten fryser vid $0\text{ }^\circ\text{C}$ kan dock vändas till en fördel genom att även nyttiggöra det fasomvandlingsvärme som krävs för att smälta den is som bildats. För att smälta 1 kg is åtgår ungefär lika mycket värme som för att värma vatten cirka $80\text{ }^\circ\text{C}$. Termisk energilagring i ett medium där övergången från fast till flytande form nyttiggörs kallas för latent lagring. Den specifika lagringskapaciteten i ett latent lager är alltid betydligt större än i ett sensibelt lager.

Latent lagring i vatten – is/snö är vanligt förekommande och effektivt då en köldbärartemperatur strax över $0\text{ }^\circ\text{C}$ skall beredas. Vid en annan erforderlig köldbärartemperatur måste dock ett annat fasomvandlingsmedium användas. Det går att framställa fasomvandlingsmedier (PCM, phase change material) vars omvandlingstemperatur är både högre och lägre än $0\text{ }^\circ\text{C}$. Vatten kan exempelvis blandas med glykol eller salt så att fryspunkten blir betydligt lägre än $0\text{ }^\circ\text{C}$ och lösningar baserade på Glaubersalt kan framställas så att fasomvandlingen mellan fast och flytande form sker vid en temperatur högre än $0\text{ }^\circ\text{C}$.

Paraffin är ett annat exempel på fasomvandlingsmedium vars smältvärme är cirka 2/3 av den för is. Beroende på vilken typ av paraffin som används erhålls fasomvandlingstemperaturer inom intervallet $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ till $+150\text{ }^{\circ}\text{C}$. Detta gör paraffin lämpligt för en mängd olika applikationer.

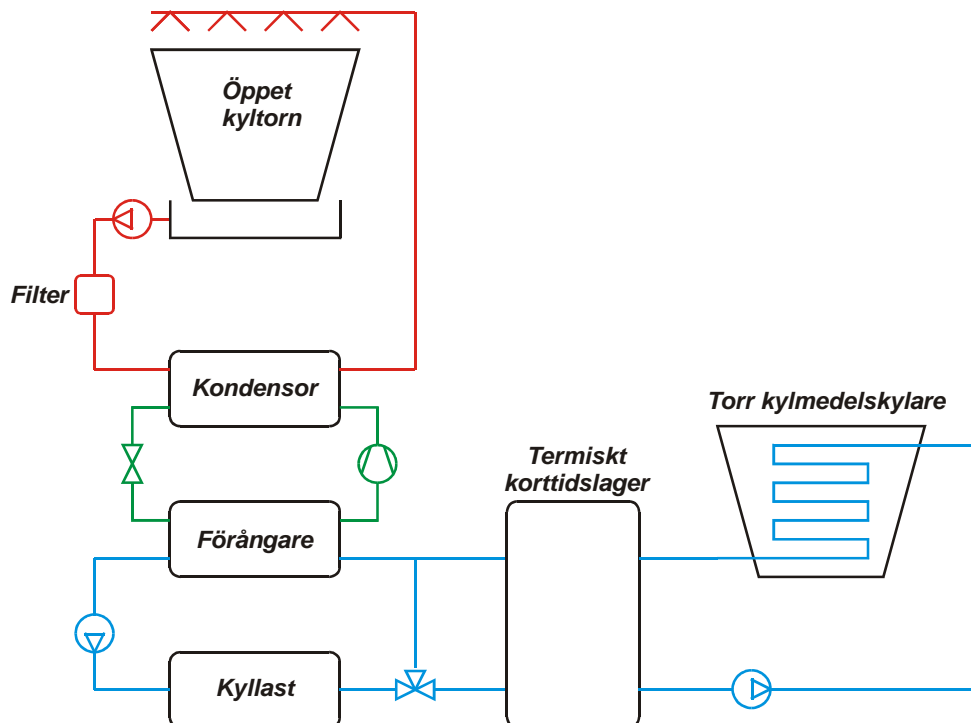
Generellt kan dock sägas att fasomvandlingsvärmets som krävs för att smälta is till vatten är (i många fall betydligt) högre än motsvarande för andra tänkbara fasomvandlingsmedier.

Lagring av naturis som tas upp på vintern för att sommartid användas för kyländamål är ett exempel på klassisk kylteknik som idag återigen börjar övervägas. En anläggning baserad på säsongslagring av natursnö togs också i drift härom året i Sundsvall, detta system beskrivs mer i detalj längre fram i detta kapitel.

I ovanstående text har förutsatts att man avser att "lagra kyla", det vill säga på något sätt lagrar ett medium vid låg temperatur för att direkt eller indirekt kyla en köldbärare. För att alstra kyla kan också lagrad högtemperaturvärme användas för att driva exempelvis en absorptionskylmaskin. En fri energikälla såsom solvärme kan användas för att alstra denna värme. Frikylningssystem baserade på soldriven kyla diskuteras mera i kapitel 9.

8.2 System för frikyla baserade på korttidslagring

Ett termiskt korttidslager förbättrar potentialen för frikyla för i princip alla systemlösningar som baseras på uteluft som fri värmesänka (som beskrivits i kapitel 6). I Figur 8.1 visas ett exempel på en systemuppbyggnad med en separat torr kylmedelskylare där ett termiskt korttidslager ingår.



Figur 8.1 System för frikylning av köldbäraren i en separat kylmedelskylare innefattande ett termiskt korttidslager

I vissa fall, då relativt sett låga köldbärartemperaturer erfordras, är ett termiskt korttidslager en nödvändighet för att överhuvudtaget kunna erhålla någon frikyla. Nattetid är uteluftens såväl torra som våta temperatur normalt sett som lägst och potentialen för frikyla som störst. I de flesta fall inträffar dock det största kylbehovet, behovet av lägst köldbärartemperatur, dagtid. Detta innebär en tidsförskjutning på cirka 12 timmar mellan maximal tillgång till och störst behov av frikyla. Ett dygnslager som kan täcka hela kylbehovet dagtid kan ur ett rent tekniskt perspektiv alltid konstrueras. I ett strikt ekonomiskt perspektiv kan tänkas att det är betydligt svårare att utforma detta termiska energilager.

Sammanfattningsvis kan konstateras att temperaturdifferensen mellan erforderlig köldbärartemperatur dagtid och uteluftens torra eller våta temperatur nattetid i kombination med kyleffektbehovets varaktighet i huvudsak bestämmer erforderlig storlek på det termiska lagret. I de speciella fall som uteluftens torra eller våta temperatur dagtid underskrider erforderlig köldbärartemperatur bör därmed normalt ingen termisk energilagring erfordras.

Nattkyla är en term som ibland förekommer vid komfortkyla. Vad detta handlar om är att man använder själva byggnadsstommen som ett termiskt energilager. I dessa fall måste byggnadsstommen göras tillgänglig för värmeutbyte med rummet. Vanligtvis krävs också en så kallad tung stomme i dessa fall, det vill säga en stomme med hög termisk lagringsförmåga (stor termisk massa eller hög specifik värmekapacitet).

Nattkyla innebär oftast att byggnaden ventileras (mekaniskt eller naturligt) med ett relativt sett stort luftflöde nattetid då utemperaturen är lägre än börvärdet för inomhustemperatur dagtid. På detta sätt kyls stommen ner (värme lagras ur) nattetid så att värme återigen kan lagras in i stommen dagtid och på så sätt kyla byggnaden (motverka att rumstemperaturen stiger). Ett sätt att realisera detta är att använda så kallade hålrumsbjälklag där tilluftskanalerna är integrerade i golv/tak konstruktionen. En annan variant av detta koncept är att man bygger in PCM-material som är skraddarsydda för detta ändamål i fråga om lämplig omvandlings-temperatur mellan fast och flytande form.

Även ett vätskeburet system kan användas för nattkyla, exempelvis i form av vatten som kyls i en kylmedelskylare nattetid och som sedan distribueras in i byggnadsstommen och kyler densamma via ingjutna rör eller slangar.

I litteraturen förkommer också många beskrivningar av system där strålningsutbyte med atmosfären nattid nyttjas för att "lagra kyla" i byggnadsstommen eller ett separat termiskt energilager. För svenska förhållanden och klimat förefaller inte detta vara relevant.

För system med mark och grundvatten som fri värmesänka bör normalt ingen termisk korttidslagring krävas. I dessa fall är den fria värmesänkans temperatur nära nog konstant sett på dygnsbasis. Däremot kan ofta någon form av långtidslagring vara fördelaktig i dessa fall. Detta diskuteras dock mera i nästa avsnitt.

Då vatten från sjöar och vattendrag skall användas som fri värmesänka bör normalt inte heller någon korttidslagring krävas. En något större temperaturvariation över dygnet jämfört med mark och grundvatten kan dock förväntas i dessa fall.

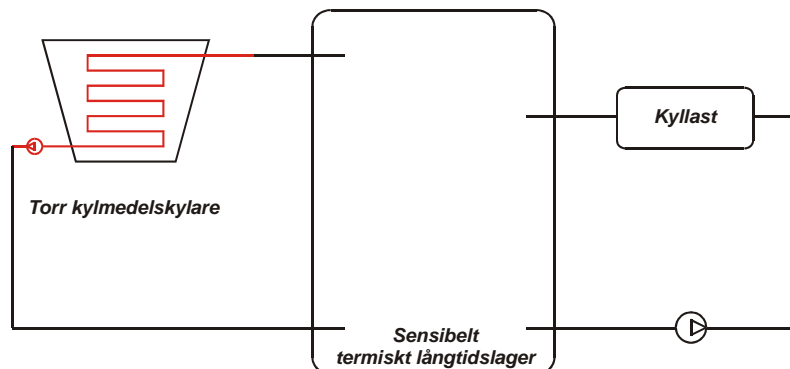
8.3 System för frikyla baserade på långtidslagring

För långtidslagring av kyla, exempelvis från vinter till sommar, krävs normalt ett stort termiskt energilager. Stort i detta avseende innebär en tillräckligt stor termisk lagringskapacitet i förhållande till det aktuella kylbehovet. Vid sensibel lagring av kyla krävs en förhållandevis större tillgänglig lagringsvolym jämfört med vid ett latent lager.

Det mest typiska exemplet på ett sådant långtidslager är att snö eller is tas om hand eller genereras vintertid och sedan lagras på något sätt för att användas för att täcka kylbehov sommartid. Ett klassiskt exempel är lagring av naturis som användes i stor utsträckning före kompressorkylmaskinernas intåg. Hanteringen av naturis eller natursnö för lagring vinter till sommar kräver dock vanligtvis ganska mycket resurser. Likaså måste den isolering som används vara någorlunda effektiv, en viss förlust får man dock räkna med. Traditionellt brukade träspån/flis användas som isolering för islager.

Tänkbara lagringsutrymmen är exempelvis outnyttjade befintliga bergrum, marklager via en markvärmeväxlare eller fabricerade isolerade lagringsutrymmen ovan eller nedgrävda i marken. Anläggning av ett sådant långtidslager kommer att innebära mer eller mindre stora investeringskostnader som alltid måste vägas mot eventuella vinster i form av minskade driftkostnader. I praktiken måste även hänsyn tas till miljömässiga aspekter. Här går dock inte in i detalj angående dessa aspekter utan termen långtidslager används mer som ett generellt begrepp.

Kallt vatten eller en köldbärare med lägre fryspunkt kan kylas mot kall uteluft i en kylmedelskylare vintertid och sedan lagras i ett godtyckligt långtidslager för användning sommartid, se principskiss i Figur 8.2. Om själva köldbäraren skall lagras innebär detta normalt att en extremt stor lagringsvolym krävs eftersom detta handlar om sensibel lagring. Ett alternativ är att indirekt utnyttja köldbäraren för att lagra kyla i ett marklager och här handlar det då om att en stor markvolym måste tas i anspråk.



Figur 8.2 Sensibelt termiskt långtidslager som vintertid kyls via kall uteluft som fri värmesänka

Genom att lagra snö eller is istället för vatten erhålls ett latent energilagring och därmed minskar den erforderliga volymen.

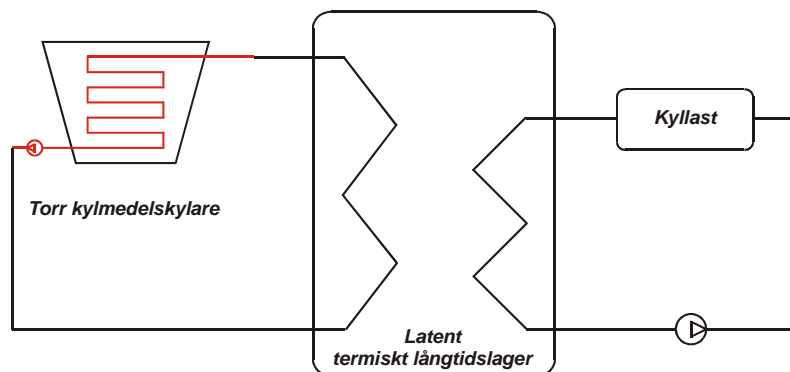
Man kan använda naturlig snö eller is som ändå skall transporteras till en deponi. Den allt vanligare deponiavgiften, för rätten att dumpa snö, gör att man kan få betalt för att ta emot snön. För ett större snölager ger detta ett positivt ekonomiskt bidrag till driften. Enligt en ännu oavslutad enkät, gjord i 15 svenska kommuner, varierar deponiavgiften från 0 kr till 65 kr per lass snö (15-25 m³). Problemet med denna typ av, ofta förorenad, snö är att det krävs en reningsanläggning för att inte driften skall störas.

Det är även möjligt att använda artificiellt producerad snö som inte är förorenad. Denna snö kan enkelt framställas med snökanoner under förutsättning att lufttemperaturen är lägre än -2 °C. Effektiviteten är god, förhållande mellan tillförd energi och alstrad kyla är 1:100 eller 1:200 beroende på aktuella luft- och vattentemperaturer.

Snön kan säsongslagras i stor och liten skala. Ett exempel är snölageret i Sundsvall som beskrivs mer i detalj nedan. I detta fall har man byggt ett isolerat lager ovan jord vilket ger cirka 30 % smältförluster. Ett bättre sätt, som ännu inte testats, vore att lagra snön i ett bergrum under markytan. Genomförda förstudier visar att smältförlusterna i ett 100 000 m³ stort snölager i Stockholm endast blir 1-3 %.

Ett tiotal svenska förstudier har genomförts för snölager i olika applikationer och av väldigt olika storlekar, från några hundra m³ snövolym till flera miljoner m³.

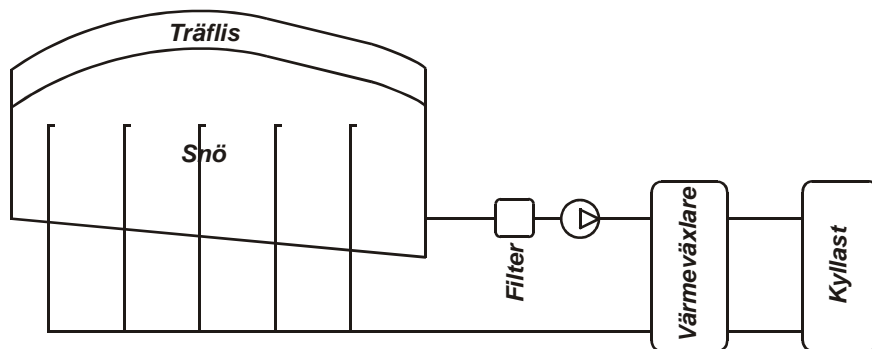
Snö och is är dock svårare att transportera jämfört med en fluid som kan pumpas. Ett latent lager bestående av is eller något annat fasomvandlingsmedium kan dock kylas indirekt via en köldbärare med lägre fryspunkt än lagringsmediet. Helt okomplicerat är dock inte detta till följd av den värmetransport (värmeväxling) som måste ske mellan köldbäraren och lagringsmediet vid såväl in- som urladdning av lagret. I Figur 8.3 visas principiellt ett latent termiskt långtidslager som vintertid kyls indirekt med uteluft som fri värmesänka.



Figur 8.3 Latent termiskt långtidslager som vintertid kyls via kall uteluft som fri värmesänka

Ett intressant projekt där naturlig snö lagras för att sommartid användas för kyländamål finns realiserat i Sundsvall. Här tas den snö omhand som ändå måste transporteras bort i samband med snöröjning av vägar. Det vill säga här har snötransporterna omdirigerats från den befintliga snötippen till ett speciellt utformat snölager i anslutning till Sundsvalls sjukhus.

Snölagret består av en relativt grund grop (2 meter djup) där cirka 60 000 m³ snö kan lagras. Ovanpå snön läggs ett isolerande skikt av träflis. I Figur 8.4 visas en principbild av denna anläggning.



Figur 8.4 Frikylsystem baserat på snölagring

Smältvattnet som bildas i snölagrets lågpunkt pumpas genom en värmeväxlare för att kyla en köldbärare. Det uppvärmda smältvattnet återförs till snölagret där det rinner genom snön och därmed avkyls samtidigt som mer snö smälter.

För hanteringen av snön i snölagret inklusive täckningen med träflis erfordras både mantid och maskintid som hänsyn måste tas till vid studier av såväl ekonomi som energieffektivitet. Ifall den naturliga tillgången till snö vintertid inte skulle räcka till finns också möjlighet att skapa konstgjord snö med hjälp av snökanoner. Enligt uppgift är detta även lönsamt i ett ekonomiskt perspektiv jämfört med ett konventionellt system bestående av vanliga kylmaskiner.

Som en positiv bieffekt möjliggör denna lösning att föroreningar som upplagras i den snö som röjs från vägar kan tas om hand. Vid en ordinär snötipp dumpas vanligtvis snön utan hänsyn till detta.

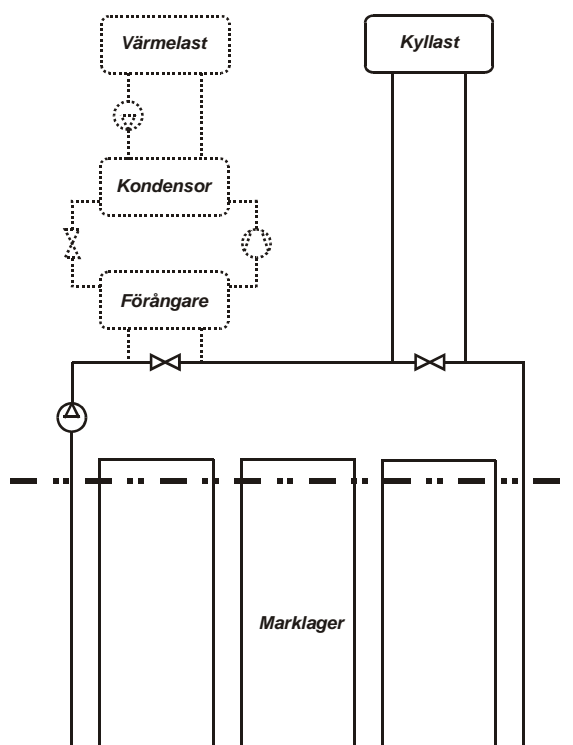
8.4 Kombinerade system för långtidslagring av värme och kyla

Vid tillämpning av marklager och akviferlager är vanligtvis den primära uppgiften för lagret att vara fri värmekälla för en värmepump. Som tidigare nämnts är den orörda markens temperatur en bit ner någorlunda konstant och ungefär densamma som uteluftens årsmedeltemperatur. Då värme hämtas från lagret vintertid, via exempelvis en värmepump, kommer successivt temperaturen i lagret att sjunka. Om inget värme aktivt lämnas eller hämtas från lagret under sommaren kommer dock temperaturen oftast att återställas av sig själv innan hösten eftersom värme, som i huvudsak härrör från passiv solvärme, tillförs till lagret under sommaren.

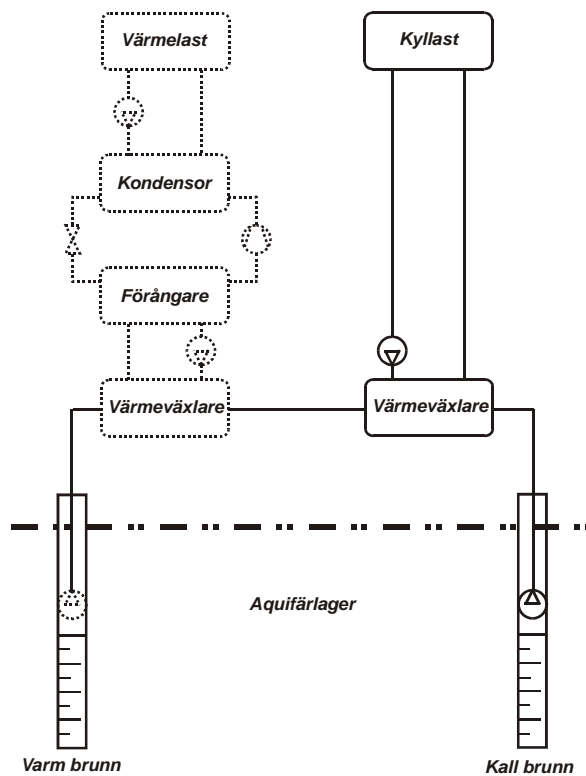
På våren, då temperaturen är som lägst i lagret, har dock en i vissa avseenden fri värmesänka skapats som kan nyttjas för kyländamål. Temperaturen är då lägre än vad den skulle ha varit om ingen värmepump hämtat värme från lagret. Huruvida denna värmesänka då är att betrakta som fri kan naturligtvis diskuteras, den har ju till stor del skapats genom drift av en värmepump. Samtidigt är det ju så att om man har ett kylbehov sommartid förefaller det dumt att inte nyttja denna värmesänka för kyländamål. Man skapar ju också bättre driftförutsättningar för nästa säsong's drift av värmepumpen eftersom värme därmed laddas i lagret.

Denna typ av kombinationsdrift, där värme aktivt både hämtas från och lämnas till ett marklager för att täcka både uppvärmnings- och kyländamål, blir ganska komplicerat att behandla ur ett rent frikylaperspektiv. I dessa fall måste man ha ett helhetsperspektiv och se på energibehov för den kombinerade driften (värme/kyla) i relation till de ekonomiska uppoffringar som totalt sett krävs för detta energisystem.

I Figur 8.5 och Figur 8.6 visas två exempel på hur dessa typer av system är uppbyggda i princip. I praktiken byggs ofta systemen på ett sådant sätt att värmepumparna även kan användas för att alstra kyla vid behov (köras som kylmaskiner) för att täcka delar av eller hela kyllasten vilket inte framgår i figureerna. I detta driftfall kan även möjliggöras att avgivet kondensorvärme återladdas i lagret om ett litet eller inget värmebehov föreligger.



Figur 8.5 Principbild av ett kombinerat system för långtidslagring av värme och kyla i ett marklager



Figur 8.6 Principbild av ett kombinerat system för långtidslagring av värme och kyla i ett akviferlager

9 Frikylning via en fri energikälla

I detta arbete innefattas i begreppet frikyla även sådana kyltekniker som drivs av en fri energikälla. Generellt sett kan en fri energikälla klassificeras som naturligt förekommande (sol, vind, geotermisk värme etc.) eller som industriell restprodukt (spillvärme). De naturligt förekommande fria energikällorna är oftast detsamma som en förnyelsebar energikälla. Här avses dock inte att gå in i diskussionen om vad som kan anses vara en förnyelsebar energikälla utan bara konstateras att de flesta naturligt förekommande energikällorna ursprungligen härrör från solen (geotermisk värme är eventuellt undantaget). Solenergi är därför den fria energikälla som i första hand behandlas i detta kapitel.

Solenergin kan omvandlas till el i en solcell eller till värme i en solfångare som sedan användas för att driva en konventionell kylmaskin. Med konventionell kylmaskin avses då en eldriven kompressorkylmaskin, en värmedriven absorptionskylmaskin eller en sorptiv kylprocess som delvis är värmedriven. När det gäller el som drivenergi för en kompressorkylmaskin kan naturligtvis denna el också genereras via någon annan fri energikälla (vindkraft, biobränsle etc.). Någon diskussion angående dessa alternativa fria energikällor kommer dock inte att föras i detta arbete.

I detta sammanhang är det också viktigt att notera att tillkommande drivenergi för pumpar och fläktar i många fall med fördel kan erhållas via solenergi. Detta gäller naturligtvis även i de fall man avser att nyttja en fri värmesänka för frikylning.

Hur stor andel av drivenergibehovet för kylmaskinen eller pumpar och fläktar som kan täckas med solenergi beror dock på flera faktorer. En av de viktigare tekniska aspekterna är graden av samvariation mellan solinstrålning och kylbehov. En tidsförskjutning mellan tillgång och efterfrågan kan dock i vissa fall kompenseras via lagring av kallt eller varmt vatten, det vill säga termisk energilagring vilket generellt diskuterades i kapitel 8.

Soldrivna kylprocesser

Det som är tilltalande med en kylprocess som drivs med solenergi är att tillgång till och behov av solenergi många gånger tidsmässigt infaller nära nog samtidigt. Det vill säga att kylbehovet ofta är som störst samtidigt som tillgången till fri solenergi är som störst. Den främsta anledningen till att soldrivna kylprocesser inte kommit till större användning är att dagens energipriser är låga jämfört med kostnaden för solenergi.

Som tidigare nämnts i kapitel 5 är den årliga instrålade solenergin mot en solcell-/solfångare lutande (15-45 °) vänd mot söder varierar i Sverige mellan cirka 900 och 1 200 kWh/m². Schablonmässigt kan man räkna med att ungefär 75 % av denna instrålade solenergi erhålls under tidsperioden april till och med augusti, det vill säga under den del av året då kylbehovet normalt är som störst.

I kapitel 5 konstaterades också att solinstrålningen mot en yta vinkelrätt mot solen som mest är 1000 W/m^2 . Denna solinstrålning kan omvandlas till el eller värme. Den momentana verkningsgraden för en solcell för alstring av el är idag cirka 15 % vilket innebär att man som mest kan erhålla uppemot 150 W el per m^2 solcell. Denna el kan exempelvis användas för att driva en vanlig kompressorkylmaskin.

Kompressorkylmaskins köldfaktor, som bland annat är beroende av aktuella driftförhållanden, avgör då hur mycket kyla som kan alstras. Om kompressorkylmaskinens köldfaktor antas vara 3 betyder detta att man som mest kan alstra ungefär $(3 \cdot 150 =) 450 \text{ W}$ kyla per m^2 solcell.

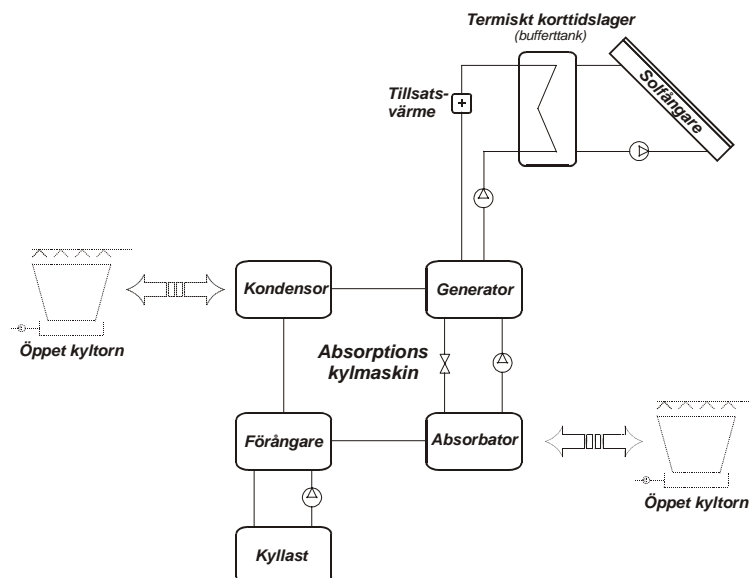
För att hantera en tidsmässig förskjutning mellan tillgång till solenergi och behov av kyla krävs någon form av lagring. Något bra sätt att lagra elenergi för detta ändamål finns inte kommersiellt tillgängligt idag. Däremot går det relativt enkelt att tillämpa termisk energilagring, vilket i detta fall handlar om att "lagra kyla" till exempel i form av kallt vatten.

För en vanlig solfångare är den momentana verkningsgraden cirka 60 % för omvandling av solenergi till värmeenergi. Baserat på en maximal solinstrålning mot horisontalplanet som är 1000 W/m^2 innebär detta att man som mest kan erhålla uppemot 600 W värme per m^2 solfångare. Med en värmedriven kylprocess vars köldfaktor är 0,7 innebär detta att man som mest kan alstra drygt $(0,7 \cdot 600 =) 400 \text{ W}$ kyla per m^2 solfångare.

Fördelen med vanliga (plana) solfångare är att de är förhållandevis billiga medan problemen i dessa sammanhang är att den alstrade värmens temperaturnivå är begränsande för vissa kylprocesser. Krävs en drivtemperatur en bit över $100 \text{ }^\circ\text{C}$ måste istället mer sofistikerade solfångare användas vilka också är relativt sett dyrare.

Den värmedrivna kylprocess som används i störst utsträckning i praktiken vid soldriven kyla är absorptionskylprocessen. En förutsättning för god driftsekonomi jämfört med en konventionell (eldriven) kompressorkylprocess är generellt sett tillgång till billig värme. Orsaken till detta är att absorptionskylmaskinens köldfaktor (relaterad till erforderligt tillfört värme) är betydligt lägre än exempelvis en kompressorkylmaskins köldfaktor (relaterad till erforderligt tillfört arbete). I detta arbete fokuseras dock främst på de tekniska möjligheter för användning av solvärme som drivenergi.

I en absorptionskylmaskin erfordras värme för att separera köldmediet från absorptionsmediet i den så kallade generatoren. I Figur 9.1 nedan visas den principiella uppbyggnaden av en soldriven absorptionskylmaskin med en bufferttank för termisk korttidslagring av solvärme.

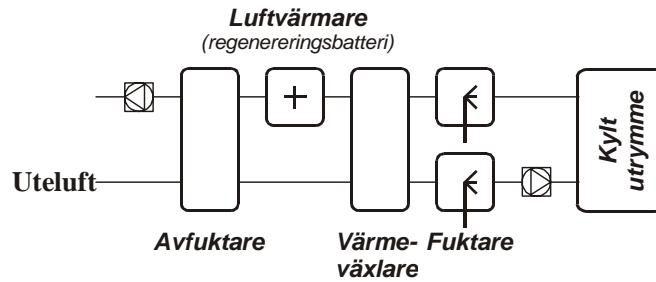


Figur 9.1 **Principiell uppbyggnad av en soldriven absorptionskylmaskin**

I Figur 9.1 finns även erforderliga kylmedelskylare, i detta fall öppna kyltorn, för kylning av absorbatorn och kondensorn inlagda som streckade figurer. Detta har gjorts eftersom det även finns möjlighet att erhålla frikyla via dessa då rådande utelufttillstånd så tillåter.

Här bör nämnas att de flesta idag kommersiellt tillgängliga absorptionskylmaskiner kräver relativt hög temperatur på drivvärmets till generatorn. Normalt krävs därför mer sofistikerade solfångare för detta ändamål. Ett stort antal forsknings- och utvecklingsprojekt pågår dock för att utveckla absorptionskylmaskiner som klarar sig med relativt sett lägre temperatur på drivvärmets. Rent tekniskt sett är det dock möjligt att spetsvärma solvärmens till en högre temperaturnivå med en godtycklig värmekälla. I såväl ett ekonomiskt som miljömässigt perspektiv, och som i detta arbete i ett frikylperspektiv, är väl troligtvis inte detta rätt väg att gå.

En alternativ kylprocess där solvärme kan nyttiggöras för att alstra kyla är så kallad sorptiv kylning. Sorptiv kylning innebär en kombination av sorptions-avfuktning och evaporativ kylning. Olika systemutformningar vid evaporativ kylning har tidigare beskrivits i kapitel 6. Genom att i ett första steg avfukta uteluften kan ett mer gynnsamt lufttillstånd skapas för den efterföljande evaporativa kylningen. På detta sätt erhålls därmed en betydligt bättre kylförmåga jämfört med enbart evaporativ kylning, speciellt då det är varmt och fuktigt ute.



Figur 9.2 **Principiell uppbyggnad av en sorptiv luftbehandlingsanläggning för kylning av uteluft**

För att avfukta luften måste värme tillföras till kylprocessen, i den konfiguration som visas i Figur 9.2 till det så kallade regenereringsbatteriet. Värmekällan för regenerering måste medge att tillräckligt hög temperatur kan erhållas för att den uteluft som tas in skall kunna avfuktas tillräckligt mycket.

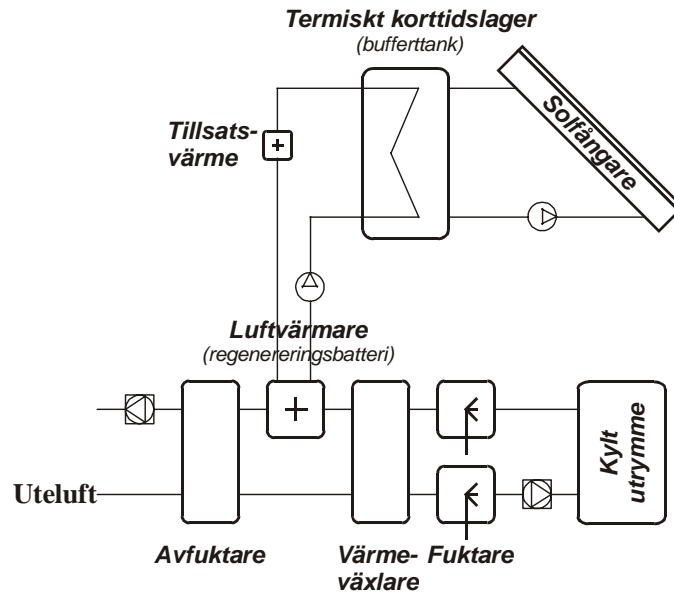
Den princip för avfuktning som här avses är en avfuktning genom sorption i ett fast torkmaterial. Detta torkmaterial, sorbenten, är vanligtvis applicerat på en bärande rotormatris liknande en vanlig roterande värmeväxlare och denna typ av avfuktare kallas därför roterande avfuktare. För att regenerera sorbenten måste värme tillföras till processen, till regenereringsbatteriet enligt i Figur 9.2.

Här bör nämnas att värme inte kontinuerligt måste tillföras till ett sorptivt luftbehandlingsaggregat för att kyla luften, tidvis klarar man sig med enbart evaporativ kylning. Det är rådande utelufttillstånd i kombination med kylbehovet som i huvudsak avgör om den sorptiva avfuktningen måste aktiveras. Behovet av värme är därmed starkt kopplat till rådande utelufttillstånd, ju varmare och fuktigare desto mer värme krävs för avfuktning.

Värmekällans temperaturnivå är en av de dimensionerande faktorerna för denna typ av kylprocess. Vanligtvis räcker cirka 60-70 °C för komfortkylatillämpningar vid normala svenska förhållanden. Därmed kan denna värme genereras med vanliga solfångare. För andra tillämpningar, klimat etc. som innebär en högre erforderlig temperatur krävs mer sofistikerade solfångare.

I många tillämpningar samvarierar tillgången till solenergi och behovet av kyla i hög grad. Emellertid krävs ändå i de flesta fall ett mindre termiskt korttidslager för att kompensera för en naturlig obalans i detta avseende. Alternativt skulle i princip en godtycklig spetsvärmekälla kunna användas, men andelen värme från den fria energikällan (solen) skulle då minska.

I Figur 9.3 visas den principiella uppbyggnaden av en sorptiv luftbehandlingsanläggning där solvärme används som fri värmekälla för regenerering.



Figur 9.3 Sorptiv kylning av uteluft där solvärme används för regenerering

10 Diskussion och slutsatser

Det finns en mängd olika tillämpningsområden där frikyla kan täcka hela eller delar av kylbehovet. De viktigaste parametrarna i detta sammanhang är erforderlig köldbärartemperatur i förhållande till den tilltänkta fria värmesänkans temperatur samt hur dessa samvarierar i tiden.

Önskvärt vore om man här kunde föreslå en lämplig och förhållandevis enkel arbetsgång för att fastställa om det är lämpligt att utnyttja någon form av frikyla för en viss tillämpning. En sådan arbetsgång skulle vara ett stöd för att olika kyltekniska lösningar baserade på frikyla på ett naturligt sätt skall övervägas i praktiken. Nu är det dock svårt att göra detta på ett generellt sätt utan att det blir trivialt. Detta har sin grund i den komplexa verkligheten och alla lokala förutsättningar som kan vara såväl begränsande som gynnsamma för frikyla.

Här har dock ändå valts att försöka sammanfatta arbetet i form av en enkel checklista. Denna checklista gör dock inget anspråk på att vara fullständig eller ta upp alla aspekter man måste ta hänsyn till i praktiken utan återspeglar mer författarens tankar i slutfasen av detta arbete. Som utgångspunkt nämns därför återigen de två grundförutsättningarna som måste vara uppfyllda för att man skall tillämpa frikyla:

- Att de kylbehov som är kopplade till uttalade krav och önskemål kommer att kunna tillgodoses med den valda systemlösningen/tekniken
- Att systemlösningen/tekniken som sådan är mer energieffektiv än ett konventionellt alternativ

För att uppfylla det första kriteriet krävs omfattande analyser, delvis sådana som ändå måste göras vid projektering av ett mer konventionellt system. Problemet i detta sammanhang kan bland annat vara att det vanligtvis inte finns etablerade beräkningsverktyg, allmänt vedertagna sätt att räkna, erforderligt dataunderlag etc. för det icke konventionella alternativet (frikylsystemet). Likaså kan bristen på erfarenhet göra att projektören i praktiken inte vill "ta risken" genom att föreslå ett för många obekant system utan väljer det konventionella "trygga" systemet som har fungerat väl tidigare. Här bör väl också nämnas att i praktiken är frikyla redan idag en delfunktion i många väl fungerande konventionella systemlösningar för vissa tillämpningar och i vissa applikationer.

Det andra kriteriet är knutet till att det i praktiken oftast är de ekonomiska villkoren som styr. En hög energieffektivitet är ett medel för att i slutänden erhålla en kostnadseffektiv systemlösning.

För att projektera en systemlösning för kyla måste behovet analyseras, det gäller då att fastställa bland annat:

- Dimensionerande (max) kyleffektbehov

För att dimensionera en konventionell systemlösning kan detta ibland räcka.

För att möjliggöra en studie av om en viss fri värmesänka helt eller delvis kan användas för att tillgodose kylbehovet måste dock även mer ingående studier göras av:

- Kyleffektbehovets variation i tiden och varaktigheter

Oberoende av om man avser att projektera ett konventionellt system eller ett system som i viss mån är baserat på frikyla bör distributionssystem och komponenter dimensioneras för:

- Högsta möjliga temperatur på köldbäraren

I det specifika fallet gäller sedan att identifiera tänkbara källor för frikyla (fria värmesänkor) och, under förutsättning att sådana verkligen finns tillgängliga, därefter analysera:

- Varje fri värmesänkas temperatur och dess variation i tiden

Med detta som underlag kan analyseras hur väl behovet (erforderlig köldbärartemperatur) och tillgången (den fria värmesänkans temperatur) överensstämmer. Detta kan bland annat göras via begreppet frikylningspotential som introducerades i kapitel 3. Den fria värmesänka vars frikylningspotential är som störst har ur ett rent kyltekniskt perspektiv ofta bäst förutsättningar för att kunna nyttjas. Nu är det dock ett stort antal andra aspekter som påverkar om just denna fria värmesänka är den mest lämpliga. I de flesta fall är det de ekonomiska förutsättningarna som styr men även miljömässiga överväganden kan påverka.

I kapitel 3 introducerades också ett annat begrepp nämligen frikylningsgrad. Grundtanken med detta begrepp var att man skulle relatera den verkliga systemlösningens behov av drivenergi i förhållande till en termodynamiskt ideal jämförelseprocess. Vad detta egentligen grundar sig på är energieffektivitet och begreppet som sådant är mer ett sorts styrmedel för att "höja ribban" när det gäller energieffektivitet. Här har talesättet "den som siktar mot stjärnorna når ofta trädtopparna" varit vägledande.

I praktiken rekommenderas dock att jämföra behovet av drivenergi för systemlösningen baserad på frikyla mot drivenergibehovet för ett konventionellt alternativ enligt:

$$\text{relativ frikylningsgrad} = \left(1 - \frac{\text{arbete för systemlösning med frikyla}}{\text{arbete för konventionell systemlösning}} \right) \cdot 100 \quad [\%]$$

I detta arbete har i princip talats om tre olika tillämpningar; komfortkyla, butikskyla och mer allmänt processkyla.

Processkyla i de fall där den erforderliga köldbärartemperaturen är omkring 25 °C eller högre innebär naturligtvis att potentialen är stor för att använda i princip vilken fri värmesänka som helst. Ett exempel på detta är kylning av växelstationer etc. för telefoni där ett flertal system för kylning via frikyla realiserats. I dessa fall används kall uteluft och/eller mark som fri värmesänka.

Ytterligare en sak som ökar potentialen för frikyla i dessa fall är att kylbehovet är relativt konstant över såväl dygnet som året. För en konventionell lösning helt baserad på en kylmaskin innebär detta många drifttimmar per år och därmed en stor energianvändning. En stor del av dessa drifttimmar inträffar dock då de flesta fria värmesänkors temperatur är låg, det vill säga vintertid respektive nattetid.

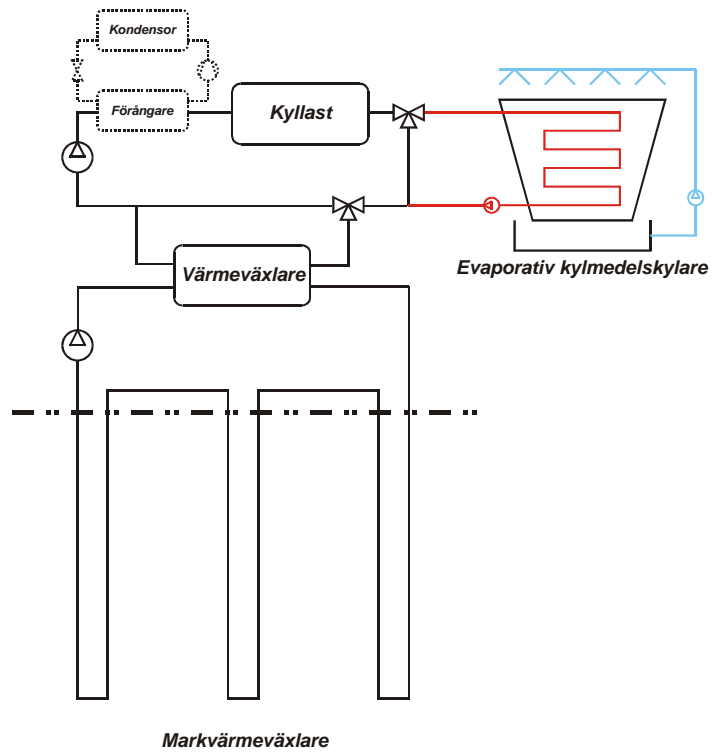
Vid komfortkyla krävs normalt lägre köldbärartemperaturer, normalt någonstans i intervallet 5 – 15 °C beroende på systemlösning. Potentialen för användning av en del fria värmesänkor reduceras därmed. Det som också påverkar (försvårar) är att kylbehovet normalt varierar mycket sett över dygnet under den varma delen av året. Kylbehovet är normalt störst under eftermiddagen då det också är som varmast utomhus. Möjligheterna för användning av uteluft som fri värmesänka kräver då någon form av termiskt korttidslager. Ett termiskt korttidslager behövs också vid andra fria värmesänkor för att kunna kapa kylbehovets effektoppar. Härmed inte sagt att frikyla inte är tillämpligt vid komfortkyla, det finns naturligtvis en ganska stor potential att reducera energianvändningen genom att nyttja någon form av fri värmesänka.

För butikskylatillämpningar är det främst kylning av kyldiskar via frikyla som kan komma i fråga. Relativt komfortkyla krävs i dessa fall ännu lägre köldbärartemperaturer vilket i sig negativt påverkar potentialen för användning av en fri värmesänka. Det som däremot påverkar positivt är att kylbehovet är relativt konstant sett över både dygnet och året, det vill säga i detta avseende har stora likheter med ovanstående resonemang omkring processkyla. Några publicerade arbeten angående tillämpning av frikyla i butiker har dock inte påträffats. En fördjupad studie av möjligheterna för tillämpning av frikyla i butiker bedöms dock vara intressant.

Här kan det handla om kombinationssystem där flera alternativa fria värmesänkor nyttjas på bästa sätt exempelvis kall uteluft i kombination med en markvärmeväxlare. Marken är den primära värmesänkan under den varma delen av året. Under vår och höst kan delar av kylbehovet täckas via kall uteluft. Vintertid kan den stora frikylningspotentialen användas för att såväl täcka hela kylbehovet som att "ladda kyla" i marken. Det vill säga marken används i viss utsträckning som ett termiskt långtidslager. En stor del av kylbehovet bör kunna täckas med det här föreslagna systemet.

En konventionell kylmaskin kommer dock troligtvis att krävas för att ta de största effektopparna. Denna kylmaskin behövs också för att alltid kunna säkerställa temperaturkraven för de matvaror som förvaras i kyldiskarna. I princip kan även denna byggas upp för att frikyla skall kunna erhållas från dess kylmedelskylare.

Den principiella systemuppbyggnaden av systemet i fråga visas nedan i Figur 10.1



Figur 10.1 Butikskyla med uteluft och mark som fri värmesänka

Beteckningslista

COP	Köldfaktor (coefficient of performance)	[-]
COP_C	Carnotsk köldfaktor	[-]
COP_{KM}	Kylmaskinens köldfaktor	[-]
c_p	Specifik värmekapacitet	[kJ/kg/°C]
Q	Värmeenergi	[kWh]
Q_2	Upptagen värmeenergi i kylmaskinens förångare	[kWh]
Q_1	Avgiven värmeenergi från kylmaskinens kondensor	[kWh]
$Q_{1,C}$	Avgiven värmeenergi vid en Carnotprocess	[kWh]
\dot{Q}	Värmeeffekt	[W]
\dot{Q}_2	Upptagen värmeeffekt i kylmaskinens förångare	[W]
\dot{Q}_1	Avgiven värmeeffekt från kylmaskinens kondensor	[W]
SPP	specifikt pumparbete (Specific Pump Power)	[kW/(l/s)]
t	Temperatur (vid luft torr temperatur)	[°C]
t_{rum}	Rumstemperatur	[°C]
t_{ute}	Utetemperatur	[°C]
$t_{värmesänka}$	Värmesänkans temperaturnivå	[°C]
T	Temperatur	[K]
T_2	Värmekällans temperaturnivå vid en Carnotprocess	[K]
T_1	Värmesänkans temperaturnivå vid en Carnotprocess	[K]
T_F	Kylmaskinens förångningstemperatur	[K]
T_K	Kylmaskinens kondenseringstemperatur	[K]
\dot{V}	Volymflöde	[m ³ /s]
W	Arbete	[kWh]
W_{KM}	Erforderligt arbete för kylmaskindrift	[kWh]
W_C	Erforderligt arbete vid en Carnotprocess	[kWh]
$W_{verklig}$	Erforderligt arbete för en verklig frikylningsprocess	[kWh]
W_{ideal}	Erforderligt arbete för en ideal kylprocess	[kWh]
$W_{ekvivalent}$	Ekvivalent mängd arbete (el)	[kWh]
x	Luftens absoluta fuktighet (ångkvot)	[kg/kg]
ΔT_{kall}	Erforderlig temperaturdifferens i kylmaskinens förångare	[K]
ΔT_{varm}	Erforderlig temperaturdifferens i kylmaskinens kondensor	[K]
φ	Densitet	[kg/m ³]
η_T	Termisk verkningsgrad för en värmekraftprocess	[-]
$\eta_{T,C}$	Termisk verkningsgrad för en ideal Carnotprocess	[-]
τ	Tid	[timmar]

Litteraturlista

Referenser som här är markerade med (#) är genomgångna i detalj och finns kommenterade i en separat rapport ("Frikyla – En kommenterad litteraturlista", Internrapport I2003:01, Installationsteknik Chalmers).

- n.n. 1982. Analysis and demonstration of fuel-free cooling and lighting device. (Final Report: 12. Richmond, VA: Hearthstone Studios)
- n.n. 1982. The application of cooling towers for free cooling. Report 11: The Marley cooling tower company) (#)
- n.n. 1983. Natural Cooling. (Chattanooga: Tennessee Valley Authority)
- n.n. 1986. Phone company switches to 'free cooling' economy. (Energy Management Technology, 10(3): 40-42)
- n.n. 1989. Klimatisieren mit freier kühlung. Ein bewährtes system erfreut sich zunehmender beliebtheit. *Air-conditioning with free cooling*. (Sanitär und Heizungstechnik, 54(1): 22-24)
- n.n. 1992. The state of the art: Space cooling and air handling. (E Source, Inc., 1033 Walnut Street, Boulder, CO 80302-5114 (United States))
- n.n. 1995. Natural cooling system designed for hospitals. (Engineered Systems, 12(8)) (#)
- n.n. 1996. BEMS brings control over London. (Canary Wharf). (Energy in Buildings and Industry (9))
- n.n. 1997. How much is free cooling worth? (Resource, 5(3): 28-30)
- n.n. 1997. Searching for year-round indoor comfort. (American Gas, 79(6): 28)
- n.n. 1997. Operating cooling towers in freezing weather. (Report 8: The Marley cooling tower company) (#)
- n.n. 1999. Free cooling moves up a gear. (Refrigeration and air conditioning, 101(1216))
- n.n. 1999. Integrated comfort introduces `NightSky' system. (Air Conditioning Heating & Refrigeration News, 208(8)) (#)
- n.n. 1999. Geothermal home also promotes healthier air. (Air Conditioning Heating & Refrigeration News, 207(10))
- n.n. 2000. Energy-saving cold water production supported by 'free cooling'. Novel solutions by Blue Box and Axair. (Die Kälte- und Klimatechnik, 53(6): 60-66)
- n.n. 2000. Thermal energy storage for space cooling. (Department of Energy (DOE))
- n.n. 2001. Ground-source heat pumps applied to federal facilities (second edition). (Department of Energy (DOE))

En slutrapport från eff-Sys

Energimyndighetens utvecklingsprogram Effektivare kyl- och värmepumpssystem

- Agarwal, P. C., Mathur, M. L. 1983. Review of passive system for natural cooling of buildings. (Journal of the Institution of Engineers (India), Part ME: Mechanical Engineering Division, 63: 144-150) (#)
- Agas, G., Matsaggos, T., Santamouris, M., Argyriou, A. 1991. On the use of the atmospheric heat sinks for heat dissipation. (Energy and Buildings, 17(4): 321-329) (#)
- Albertsson, E. 1986. ERICOOL för kylning av telekommunikationsanläggningar. (Ericsson Review, 63(2)) (#)
- Alexandersson, R., Junborg, A. 1986. ERICOOL system för passiv kylning. (Ericsson Review, 63(2): 58-62) (#)
- Almquist, R. 1986. Drifterfarenheter av ERICOOL för aktiv kylning. (Ericsson Review, 63(2)) (#)
- Andersson, J. 1977. Energiplanering inom industrin. (Stockholm: Ingenjör-förlaget AB)
- Andersson, O., Johansson, S., Nordell, B. 1994. Innovative and cost-effective cold storage applications in Sweden. (Byggforskningsrådet) (#)
- Arens, E. A., Watanabe, N. S. 1986. Method for designing naturally cooled buildings using bin climate data. (ASHRAE Transactions, Atlanta, GA) (#)
- Arnold, D. 2000. Thermal storage case study: Combined building mass and cooling pond. (ASHRAE Transactions, Atlanta, GA) (#)
- Ashby, S. 1991. Low cost energy efficient computer room air conditioning. (Engineering Services Management, 5(3): 2-5)
- Asrael, J., Phelan, P. E., Wood, B. D. 2000. Feasibility of lowering the condenser's inlet water temperature of a chiller using thermal water storage. (Applied Energy, 66(4): 339-356) (#)
- Bahadori, M. N. 1984. Natural cooling systems and an economic feasibility study of long-term storage of coolness. (Energy (Oxford), 9(7): 589-604) (#)
- Bahnfleth, W. P., Joyce, W. S. 1995. Stratified storage economically increases capacity and efficiency of campus chilled water system. (ASHRAE Journal, 37(3): 46-49) (#)
- Bahnfleth, W. P. R., J.A. 1996. Methods for enhancing the evaporative cooling potential of central chilled water plants. (Paper presented at the 87. annual conference and tradeshow of the International District Energy Association: partnering - growth opportunities for district energy, Washington, DC (United States), 8-12 Jun 1996)
- Bainbridge, D. A. 1978. Natural cooling in California. (Paper presented at the International Telemetry Conference, Denver CO USA, Aug 28-31 1978)
- Balchin, D. G. 2001. Development of free cooling for ISP and 3G applications. (Paper presented at the Twenty-Third International Telecommunications Energy Conference. INTELEC 2001, London, UK) (#)

- Balcomb, J. D. 1985. Passive and low energy research and development: A global view. (Proceedings of the Third International PLEA Conference, Mexico City)
- Barbaree, J. M. 1991. Controlling legionella in cooling towers. (ASHRAE Journal, 33(6): 38-42) (#)
- Barnes, P. R., Shapira, H. B. 1980. Passive solar heating and natural cooling of an earth-integrated design. (Oak Ridge National Lab.)
- Barnett, J. P. 1981. Energy analysis of a prototype single-family detached residence - The effects of climate, house size, orientation, internal heat release and natural cooling. (Washington D.C.: United States Department of Commerce National Bureau of Standards Gaithersburg. in-house publishing)
- Batty, W. J., Al-Hinai, H., Probert, S. D. 1991. Natural-cooling techniques for residential buildings in hot climates. (Applied Energy, 39(4): 301-337) (#)
- Becker, H. P. 1985. How about a fancy swamp cooler for computer rooms? (ASHRAE Transactions, Atlanta GA) (#)
- Belarbi, R., Allard, F. 2001. Development of feasibility approaches for studying the behavior of passive cooling systems in buildings. (Renewable Energy, 22(4): 507-524) (#)
- Belarbi, R., Sperandio, M., Allard, F. 1997. Assessment for buildings equipped with passive cooling systems. Application for the case of adiabatic evaporation. (Revue générale de thermique, 36(7): 547-561)
- Bergman, G. W. 2001. Fjärrkylstation i betong placerad på Mälargrund. (Betong 2001(4): 25-26)
- Bisset, J. B., Monaghan, P. F. 1978. Design study on solar energy systems for commercial buildings. (American Society of Agricultural Engineers, 1(12))
- Blackhurst, D. 1999. Data cooling for free. (Building Services Journal, 21(7): 30-31) (#)
- Blyth, A. 1995. Curtain walling provides for natural cooling. (Architects' Journal, 202(6): 34-35) (#)
- Bourne, R. C., Hoeschele, M. A. 2000. Applying natural cooling to slab floors. (Proceedings ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings, 333-345)
- Braun, J. E. 1990. Reducing energy costs and peak electrical demand through optimal control of building thermal storage. (ASHRAE Transactions, Atlanta GA) (#)
- Brown, W. G., Howell, P. 1987. The use of groundwater for cooling telephone exchanges. (Paper presented at the INTELEC, International Telecommunications Energy Conference, Stockholm, New York, NY) (#)
- Brunk, M. F. 1993. Cooling ceilings - an opportunity to reduce energy costs by way of radiant cooling. (ASHRAE Transactions, Atlanta GA) (#)

- Böttcher, C. 1987. 'Freie kühlung' mit ventilatorbelüfteten kühltürmen - Eine energiesparende kälteerzeugung bei niedrigen aussenluftzuständen. *'Free cooling' with blower-ventilated cooling towers - Energy conservation in refrigeration at low ambient air.* (Klima Kälte Heizung, 15(5): 238-242)
- Catanese, D. L. 1991. Energy analysis of low-temperature air distribution systems and reduced economizer-cycle cooling. (ASHRAE Transactions, Atlanta GA) (#)
- Chalfoun, N. V. 1997. Design and application of natural down-draft evaporative cooling devices. (Paper presented at the SOLAR '97: national solar energy conference, Washington, DC (USA), 25-30 Apr 1997)
- Chen, Z., Mitchell, J. W. 1981. Cooling effect of night ventilation. (Proceedings of the 6th National Passive Solar Conference, Portland OR, USA)
- Cnrs, V. F. 1981. New techniques of natural cooling. (Paper presented at the Passive Cooling, International Passive and Hybrid Cooling Conference, Miami Beach FL, USA)
- Coad, W. J. 1994. Open chilled-water systems for free cooling - a simple concept that lacks simplicity. (ASHRAE Transactions, Atlanta GA) (#)
- Coggan, D. 1986. Mixed air control with DDC. (Heating, Piping & Air Conditioning, 58(5): 113-115) (#)
- Cronvall, T. 1997. The use of thermal energy storage in heating and cooling of buildings. Underground thermal energy storages. (Helsinki University of Technology, Lab. of Heating, Ventilation and Air Conditioning, Espoo, Finland)
- Dalman, B. G. 1996. The possibility of heating and cooling cities without consuming any of the earth's natural resources. (Paper presented at the 11. Annual International District Energy Association cooling conference, Chicago, IL, 2-4 Oct 1996)
- Davis, A. J. S., Robert P. 1977. Alternative natural energy sources in building design. (Van Nostrand Reinhold Company, 450 West 33rd St., New York, N.Y.)
- De Saulles, T. 1995. Free cooling revisited. (Building Services Journal, CIBSE, 17(12): 39-40) (#)
- De Saulles, T. 1996. Free cooling systems - design and application guide. (BSRIA) (#)
- Dermont, J., Van Belle, J. 1985. Conditionnement d'air d'un hall industriel et economies d'energie. *Air conditioning of an industrial plant and energy economy.* (ETB-TUG (Equipement Technique du Batiment - Technische Uitrusting van het Gebouw))
- Derradji, M. 1993. A simulated model of a passive system used for natural ventilation and passive cooling. (Paper presented at the 6. International Meeting on Thermal Energy, 6. Journée Internationale de l'Energie Thermique, Alexandrie (Egypt), 20-23 Apr 1993)

- Desaubies, P., Langendries, R. 1986. Determination of relative duration of discomfort (Rdd) in an office building with VAV free-cooling system. (Proceedings of the First European Symposium on Air Conditioning and Refrigeration, Brussels)
- Dickson, D. K., Tom, S. T. 1986. Economizer control systems. (ASHRAE Journal, Vol. 28: 32-36) (#)
- Dincer, I. 2002. On thermal energy storage systems and applications in buildings. (Energy and Buildings, 34(4): 377-388) (#)
- Dorer, V. W., A. 1994. Simulation of passive cooling and natural facade driven ventilation. (Paper presented at the 15. AIVC conference on the role of ventilation, Buxton (UK), 27-30 Sep 1994)
- Dumitrescu, A. T., Rosu, I. 1986. A finite element model for the slab free cooling. (Metalurgia, 38(9): 429-432)
- Eccleston, W. 1991. Challenging the design. (Building Services the CIBSE Journal, 13(2): 49-50) (#)
- Elderman, M. B., A. 1999. Energy conservation for telecommunication companies. Optimal use of free cooling. (Klimaatbeheersing, 28(2): 66-69)
- Elderman, M. B., A. 1999. Free cooling to cool mobile telecommunication networks. (Energieconsulent, 3(1): 11-13)
- Ellis, R., McKew, H. 1997-2002. Back to basics. (Engineered Systems)
- Elovitz, K. M. 1993. Can your plant benefit from free cooling? (Plant Engineering, 47(17)) (#)
- Elovitz, K. M. 1994. Can your plant benefit from free cooling? (Plant Engineering, 48(5)) (#)
- Elovitz, K. M. 1994. Can your plant benefit from free cooling? (Plant Engineering, 48(4)) (#)
- Enzenberger, M. 1998. Low-cost water cooling with free cooling system. (HLH, Heizung, Lüftung, Klimatechnik, Haustechnik, 49(6): 55-56)
- Fenster, L. C., Grantier, A. J. 1981. Natural cooling. (Plant Engineering (Barrington, IL), 35(24): 87-92) (#)
- Fitzner, K. 1994. Cooling systems for switching rooms with high thermal loads. (Proceedings of the First International Telecommunications Energy Conference, Frankfurt/Main, Germany)
- Flourentzou, F. M., J. van der; Roulet, C.A. 1998. Natural ventilation for passive cooling: measurement of discharge coefficients. (Energy and Buildings, 27(3): 283-292) (#)
- Fujii, H., Lutzenhiser, L. 1992. Japanese residential air-conditioning: natural cooling and intelligent systems. (Energy and Buildings, 18(3-4): 221-233) (#)

- Gabrielli, F., Meli, G. 1990. Thermal simulation for power equipment using natural cooling. (Paper presented at the INTELEC, International Telecommunications Energy Conference, Piscataway NJ) (#)
- Gan, G. 1998. A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings. (Energy and Buildings, 27(1): 37-43) (#)
- Gasparella, A. 2001. Recupero sulla ventilazione e free-cooling II condizionamento dell'aria nel Sud dell'Europa. (Condizionamento Dell'Aria Riscaldamento Refridgerazione(10): 42-54)
- Givoni, B. 1976. Man, climate and architecture, 2 ed. (reprinted 1981). (Applied science publishers ltd) (#)
- Givoni, B. 1979. Passive cooling of buildings by natural energies. (Energy and Buildings, 2(4): 279-285) (#)
- Golany, G. 1977. Energy-free cooling systems for houses in deserts. (National Cooperative Highway Research Program Report(2): 339-346)
- Goswami, D., Revelioty, C. N. 1987. Free cooling by cooling tower water. (ASHRAE Journal, 29(1): 32-37) (#)
- Gray, J. A. 1986. How to make free cooling reliable. (Paper presented at the Annual Conference of the International District Heating Association, Washington, DC) (#)
- Gupta, V. 1985. Natural cooling systems of Jaisalmer. (Architectural Science Review, 28(3): 58-64) (#)
- Gupta, V. P. 1988. Energy conservation in refrigeration systems: centrifugal chillers. (Australian refrigeration, air conditioning and heating, 42(3): 30-32) (#)
- Hardy, A. C. 1975. Integrated environmental design. (Chaleur et Climats, 40(472): 9-13)
- Hatten, M. J., Johnston, T. W. 1989. Evaporative chilling and thermal storage. (Heating, Piping & Air Conditioning, 61(1): 91-96) (#)
- Hayama, H., Nakao, M., Sanbe, M. 1990. Airflow distribution in telecommunications equipment rooms. (Paper presented at the INTELEC, International Telecommunications Energy Conference, Piscataway NJ) (#)
- Hayama, H. N., M. 1989. Air flow systems for telecommunications equipment rooms. (Paper presented at the Eleventh International Telecommunications Energy Conference, 1989. INTELEC '89, Florence, Italy 15-18 Oct. 1989)
- Hayes, M. 1986. Energy efficiency in the computer room. (Building services, 8(10): 62-63)
- Hensley, J. C. 1994. Application of cooling towers for free cooling. (ASHRAE Transactions, Atlanta GA) (#)
- Herrmann, U., Singy, D. 1991. Cooling of modern telecommunications installations. (Technische Mitteilungen PTT, 69(8): 302-308)

- Hijink, M. T. 1999. Free cooling on cooling ceilings. (Klimaatbeheersing, 28(4): 28-31)
- Hong, T., Chou, S. K., Bong, T. Y. 2000. Building simulation: an overview of developments and information sources. (Building and Environment, 35(4): 347-361) (#)
- Hutzel, W. J., Carson, J. M. 1998. The Purdue 'experiment'. (Engineered Systems, 15(9): 90) (#)
- Imperatore, T. 1975. Proven ways to save energy in commercial buildings. (Heating, Piping & Air Conditioning, 47(5): 48-53)
- Ishikawa, Y. 1988. Studies on effects of passive cooling and energy saving by roof spraying based on the DOE method (Part I) Factor-effects estimated by the analysis of variance. (Takenaka Technical Research Report(39): 23-33)
- Jain, S. P. 1998. Solar passive architectural designs for natural cooling, heat insulation cum water-proofing of buildings in hot regions. (Paper presented at the 5th Renewable Energy Congress, Florence (Italy), 20-25 Sep 1998)
- Janeke, C. E. 1982. Free-Cooling: A total HVAC design concept. (ASHRAE Transactions, Atlanta, GA) (#)
- Jones, D. R. 1995. Selecting cooling towers and fluid coolers. (Engineered Systems, 12(8)) (#)
- Kavanaugh, S. 1999. Energy use of ventilation air conditioning options for ground-source heat pump systems. (ASHRAE Transactions, 105 (PART 2): 1219-1225) (#)
- Kegel, R. A. 1975. Proven ways to save energy in institutional buildings. (Heating, Piping & Air Conditioning, 47(5): 54-57)
- Kelly, D. W. 1996. Free cooling considerations. (HPAC Heating, Piping, Air Conditioning, 68(8))
- Kishore, V. V. N. 1988. Assessment of natural cooling potential for buildings in different climatic conditions. (Building and Environment, 23(3): 215-223) (#)
- Kissell, R. L., Monks, M. H., Green, W. L. 1980. Digital control for an existing VAV air handling system. (Paper presented at the Advances in Instrumentation, Houston TX Research Triangle Park, NC)
- Koizumi, Y. Y., K.; Hayama, H.; Furubo, S. 1991. Design considerations of power systems for the air conditioner used in telecommunication networks. (Paper presented at the 13th International Telecommunications Energy Conference. INTELEC '91, Kyoto, Japan 5-8 Nov. 1991)
- Kretz, M. 1996. Frikyla kyler och gas värmer i Alvik. (VVS-forum 1996: 131-132) (#)
- Kumar, P. B., NK. 2002. Evaluation of natural cooling techniques in Indian climatic conditions. (International Journal of Ambient Energy, 23(1): 47-55)

- Kusuda, T., Bean, J. W., McNall, P. E. 1978. Potential energy savings using comfort-index controls for building heating and cooling systems. (Washington, DC: National Bureau of Standards)
- Laabs, K. D. W., H.; Heinrich, G.; Franzke, U.; Seifert, C.; Steimle, F.; Mengede, B. 1997. Energieeinsparung durch den einsatz von alternativen systemen der "stillen" (passiven) kühlung in bürogebäuden. *Energy conservation with alternative `silent` (passive) cooling systems in office buildings and energetic evaluation of cold generation for `silent cooling`*. (STULZ GmbH, Hamburg (Germany); Institut für Luft- und Kältetechnik GmbH, Dresden (Germany); Essen Univ. (Gesamthochschule) (Germany). Inst. für Angewandte Thermodynamik und Klimatechnik)
- Laine, J., Saari, M. 1994. Realization of good indoor climate in low-energy office. (Building and environment, 29(3): 401-408) (#)
- Lazzarin, R. 1983. Raffrescamento naturale. (Energie Alternative Habitat Territorio Energia, 5(26): 476-484)
- Lewis, J. O. 1994. Applications of renewable energy technologies in buildings. (International Journal of Solar Energy, 15(1-4): 27-36) (#)
- Licata, R. 1995. A natural cooling system with an air-ground heat exchanger. (Fuel and Energy Abstracts, 36(5): 364)
- Lizardos, E. J. 1997. Economizer cycle damper sizing. (Engineered Systems, 14(1)) (#)
- Longberg, J. C. 1991. Using a central air-handling unit system for environmental control of electronic data processing centers. (ASHRAE Transactions, Atlanta GA) (#)
- Luke, A. 2000. Slab happy. (Building Services Journal, 22(1): 16-21) (#)
- Ma, Z., Sun, Y. 1998. Lengqueta gongleng jishu de yuanli ji fenxi. *Free cooling by cooling towers*. (HV & AC (6): 27-30)
- Maidment, G. G., Missenden, J. F. 2002. Evaluation of an underground railway carriage operating with a sustainable groundwater cooling system. (International Journal of Refrigeration, 25(5): 569-574) (#)
- Malin, N. 2000. What? No Airconditioning in this building? (Architectural Record, 188(5): 281) (#)
- Mannan, K. D., Cheema, L. S. 1979. Year-round studies on natural cooling and heating of greenhouses in northern India. (Electric Power Research Institute 1699-1703)
- Margen, P. 1997. Värmeåtervinning och produktion av frikyla - två sätt att öka marknaden för fjärrvärmedrivna absorptionskylmaskiner. (Svenska fjärrvärmeföreningen) (#)
- Marseille, T. J., Schliesing, J. S. 1990. Integration of water loop heat pump and building structural thermal storage systems. (Richland, WA: Battelle Pacific Northwest Labs.)

- Mayfield, B. D. 1985. Enthalpy vs. dry bulb start time optimization. (Paper presented at the New Directions in Energy Technology. 7th World Energy Engineering Congress, Atlanta, GA)
- McKeown, H. 1986. Free cooling keeps energy costs down. (Heating and Air Conditioning Journal, 56(652): 14-21) (#)
- McKew, H. 1998. Providing humidification in museums, libraries is not relatively simple. (Engineered Systems, 15(8): 10) (#)
- Meckler, G. 1989. Unitary heat pumps plus ice storage. (Heating Piping Air Conditioning, 61(8): 57-62) (#)
- Meierhans, R. A. 1996. Room air conditioning by means of overnight cooling of the concrete ceiling. (ASHRAE Transactions, 102(1): 693-697) (#)
- Meloy, B. R. 1992. Free cooling works for Cowlitz County Hall of Justice. (ASHRAE Transactions, Atlanta GA) (#)
- Mosemann, D. 1994. Untersuchung der freien kühlung schlussbericht. *Investigations of free cooling. Final report.* (Kühlautomat Berlin GmbH KAB (DE). 1994. 47p)
- Murphy, D. 1991. Cooling-towers used for free cooling. (ASHRAE Journal, 33(6): 16-26) (#)
- Nakao, M. H., H.; Uekusa, T. 1988. An efficient cooling system for telecommunication equipment rooms. (Paper presented at the 10th International Telecommunications Energy Conference, 1988. INTELEC '88, San Diego, CA, USA 30 Oct.-2 Nov. 1988)
- Nakao, M. H., H.; Nishioka, M. 1991. Which cooling air supply system is better for a high heat density room: underfloor or overhead? (Paper presented at the 13th International Telecommunications Energy Conference, 1991. INTELEC '91, Kyoto, Japan 5-8 Nov. 1991)
- Nathan, S. 1999. Keep your cooling towers free of Legionella bacteria/Fighting the foreign legionnaires. (Process engineering, 80(7/8): 24) (#)
- Nault, R. A., Bilodeau, R. A., Edwards, T. W. 1995. CFC transition: cleaner air, improved efficiency, significant savings. (Heating, Piping & Air Conditioning, 67(9): 39-43)
- Nelson, G. C. 1994. Office building saves costs with free cooling and peak shaving systems. (ASHRAE Journal, 36(3): 32-34) (#)
- Niu, J. 1994. Modelling of cooled-ceiling air-conditioning systems: Influences on indoor environment and energy consumption. (Technische Univ. Delft (Netherlands))
- Niu, J., Kooi, J. V. D., Ree, H. V. D. 1995. Energy saving possibilities with cooled-ceiling systems. (Energy and Buildings, 23(2): 147-158) (#)
- Niu, J. L., Zhang, L. Z., Zuo, H. G. 2002. Energy savings potential of chilled-ceiling combined with desiccant cooling in hot and humid climates. (Energy and Buildings, 34(5): 487-495) (#)

- Novoselac, A., Srebric, J. 2002. A critical review on the performance and design of combined cooled ceiling and displacement ventilation systems. (*Energy and Buildings*, 34(5): 497-509) (#)
- Näslund, M. 2000. Fjärrkyla i Sundsvall baserad på sjövattnen och lagrad snö. (Luleå tekniska universitet LTU. Civilingenjörsprogrammet) (#)
- Ocejo, J. 1994. Enhancement of free-cooling opportunities through tertiary pumping. (*ASHRAE Transactions*, Atlanta GA) (#)
- Ogulata, R. T. 2000. Theoretical heat transfer analysis of buildings in summer condition. (*Modelling, Measurement and Control*, 69(7-8): 21-34)
- Oliver, P. 2001. Making use of free cooling. (*Building Services Journal*, 23(11): 58-59) (#)
- Olivier, D. 1998. Breaking free of old ways. (*Resource*, 6(8): 11-12)
- O'Neill, K. 1991. Analysis of chilled water free cooling at the Perimeter center office park. (Atlanta: Georgia Institute of Technology)
- Paksoy, H. O., Andersson, O., Abaci, S., Evliya, H., Turgut, B. 2000. Heating and cooling of a hospital using solar energy coupled with seasonal thermal energy storage in an aquifer. (*Renewable Energy*, 19(1-2): 117-122) (#)
- Parsons, J. 1997. Reducing the costs of network power and cooling. (*Proceedings of Power and Energy Systems in Converging Markets*, New York, NY, USA) (#)
- Pearson, S. F. 1989. Thermosyphon cooling. (*Proceedings of the Institute of Refrigeration*, London Carshalton)
- Peer, T., Joyce, W. S. 2002. Lake-source cooling. (*ASHRAE Journal*, 44(4): 37-39) (#)
- Petzold, K. M., R. 1998. Room climate by using free air conditioning. (*Luft- und Kältetechnik*, 34(9): 417-423)
- Portmann, H. 1990. Free-cooling-systeme für rechenzentren. *Free cooling systems for computer centres*. (*HeizungKlima*, 17(10): 54-56)
- Rademeyer, J. J. 1982. Refrigeration production using free cooling. (Kansas City, MO: Bendix Corp)
- Rakoczy, T. 1993. RLT-und kältetechnische lösungen für grossrechenzentren. *Air conditioning solutions for computer centers*. (*Klima Kälte Heizung*, 21(4): 156-159)
- Reinmuth, F. 1988. Freie kühlung. *Free cooling*. (*TAB Technik am Bau*, 19(4): 275-280)
- Rodriguez-Corre, M. 1984. Maximizing natural cooling, a practical case. (*Proceedings of the Technical Program - National Electronic Packaging and Production Conference*)
- Romagnoni, P., Scattolin, M., Zecchin, R. 1997. Dynamic simulation of air conditioning systems for base stations. (*Proceedings of Telescon 97.*, Budapest, Hungary) (#)

- Romagnoni, P., Scattolin, M., Zecchin, R. 2000. Low energy air conditioning of shelters for telecommunication networks. (Proceedings of TELESCON 2000, Dresden (Germany), 7-10 May 2000) (#)
- Rose, E. 1995. Handling the issues of adiabatic cooling. (Heating and Air Conditioning Journal: 38) (#)
- Rosén, B., Gabrielsson, A., Fallsvik, J., Hellström, G., Nilsson, G. 2001. System för värme och kyla ur mark - en nulägesbeskrivning. (Varia 511. Statens geotekniska institut SIG) (#)
- Rosén, B., Gabrielsson, A., Fallsvik, J., Hellström, G., Nilsson, G. 2002. System för värme och kyla ur mark - förslag till utvecklingsprogram. (Varia 516. Statens geotekniska institut SIG) (#)
- Rosenfeld, S. I. 1983. Innovative energy-conscious design: The use of the available. (Proceedings of the Designing and Managing Energy Conscious Commercial Buildings Workshop, Washington, DC)
- Sakashita, Y., Kubo, I., Tatsuta, T. 1994. Functional assessment of renewal plan for computer center air-conditioning system. (Strategies and technologies for maintenance and modernisation of building (proceedings) 931-938. (Tokyo Cib))
- Sandberg, E., Wickman, P. 1996. Kontor med naturlig kyla. (Anslagsrapport A11:1996: 28: Byggeforskningsrådet BFR) (#)
- Santamouris, M., Dascalaki, E., Balaras, C., Argiriou, A., Gaglia, A. 1994. Energy performance and energy conservation in health care buildings in Hellas. (Energy Conversion and Management, 35(4): 293-305)
- Schaetzle, W. J., Brett, C. E., Richey, L. H. 1983. Experience with two "free cooling" systems using aquifer thermal energy storage. (Paper presented at the Subsurface heat storage in theory and practice, Stockholm, June 6-8, 1983) (#)
- Schmidt, P. 1985. New ways for the air conditioning of telecommunication systems. (Paper presented at the INTELEC, International Telecommunications Energy Conference, Munich Berlin, West Germany) (#)
- Schmidt, P. 1987. Air-conditioning in telecom installations with lowest energy consumption. (Paper presented at the INTELEC '87: Ninth International Telecommunications Energy Conference, Stockholm, June 14-17) (#)
- Sebastian, R. 1998. Working units with desiccant cooling. Case study - InfraCity in Sweden. (Paper presented at the Workshop of Forschungsverbund Sonnenenergie: Solar sorptive cooling, Stuttgart (Germany), 16-17 Oct 1997)
- Selby, K. A., Freedman, A. J. 1998. Why free cooling isn't free. (Paper presented at the Corrosion 98, San Diego, CA, USA, 22-27 Mar. 1998)
- Shaviv, E. 1983. Climate and building design - tradition, research and design tools. (Energy and Buildings, 7(1): 55-69) (#)
- Skogsberg, K. 2001. Sesonal snow storage for cooling applications. (Licentiate thesis, Luleå university of technology, Luleå) (#)

- Smith Haddon, W. F. 1986. Free cooling systems using the plate heat exchange and strainercycle methods. (Paper presented at the Endless Energy, CIBSE/-ASHRAE International Conference, Dublin, 1986)
- Sodec, F. 1999. Economic viability of cooling ceiling systems. (Energy and Buildings, 30(2): 195-201) (#)
- Solaini, G., Dall'O, G., Scansani, S. 1998. Simultaneous application of different natural cooling technologies to an experimental building. (Renewable Energy, 15(1-4): 277-282) (#)
- Sprecher, P., Koschenz, M. 1996. Chilled ceilings for hot heads. (Sulzer Technical Review, 78(1): 12-13)
- Starner, K. E., Cromis, R. A. 1977. Energy savings: Using high flux evaporator surface in centrifugal chillers. (ASHRAE Journal, Vol. 19: 24-27) (#)
- Starr, G. E. 1984. Computer facility 'free' cooling. (Heating, Piping & Air Conditioning, 56(5): 99-102) (#)
- Steimle, F. M., B. 1995. Determination of the capacity of air coolers which use free convection for space cooling. (Paper presented at the German refrigeration and air conditioning meeting, Deutsche Kälte-Klima-Tagung, Ulm (Germany), 22-24 Nov 1995)
- Stump, L. A. 1977. Report on developments in use of absorption liquid chillers .1. Operating principles and free cooling systems. (Plant Engineering, 31(19): 169-171) (#)
- Ståhl, L. 1993. Switch room cooling - a system concept with switch room located cooling equipment. (Proceedings of Intelec 93: 15th International Telecommunications Energy Conference, Paris, 27-30 September 1993) (#)
- Stålebrant, R., Tvärne, A., Törnquist-Hedström, G., Askaner, M., Näslund, A. 1997. Tema: Fjärrkyla. (Fjärrvärmetidningen(5): 5-13) (#)
- Suokas, M. H., J.; Karola, A.; Laine, T.; Siren, K. 1998. The utilization of the storage of thermal energy in buildings. (Helsinki Univ. of Technology, Lab. of Heating, Ventilation and Air Conditioning, Otaniemi, Finland)
- Telecky, D. J. 1985. Free cooling - wet side. (Proceedings of the 7th World Energy Engineering Congress., Atlanta, GA)
- Thiel, D. 1992. Nutzungsmöglichkeiten der natürlichen nacht kühlung bei der klimatisierung von bürogebäuden. *Exploitation possibilities of natural night cooling for air-conditioning of office buildings*. (Klima Kälte Heizung, 20(6): 196-200)
- Tiwari, G. N., Lugani, N., Singh, A. K. 1993. Design parameters of an non-air-conditioned cinema hall for thermal comfort under arid-zone climatic conditions. (Energy and Buildings, 19(4): 249-261) (#)
- Tucker, M. 1987. Reliable, energy efficient, close control environmental systems for telecommunications rooms. (Paper presented at the INTELEC, International Telecommunications Energy Conference, Stockholm, New York, NY) (#)

- Van Paassen, A. H. C. G., B.P. 1999. Design and regulation of cooling by means of natural ventilation. (*Verwarming en Ventilatie*, 56(1): 9-21)
- Wang, Z. 1996. Controlling indoor climate. Passive cooling of residential buildings in hot-humid climates in China. (PhD thesis, Lund Institute of Technology, Sweden) (#)
- Wang, Z. 1998. Jianzhuwu beidong lengque yu hunhe lengque de fangfa. *Passive cooling and hybrid cooling in buildings*. (*HV & AC* (6): 31-33)
- Watson, D. 1985. Energy-efficient atrium design. (Paper presented at the Passive and Low Energy Ecotechniques, Proceedings of the Third International PLEA Conference, Mexico City, Oxford UK)
- Wells, N. 1997. Retrofit for free cooling. (*Premises and Facilities Management*(6): 49-50)
- Welsh, J. W. 1984. Chilled-water free cooling. (*ASHRAE Journal*,26(3):49-50)(#)
- Wesselingh, N. 1998. Free cooling of the data centre of Global One. (*Klimaat-beheersing*, 27(7-8): 54-56)
- White, T. L. 1994. Winter cooling tower operation for a central chilled-water system. (*ASHRAE Transactions*, Atlanta GA) (#)
- Wickman, P., Sandberg, E. 1996. Kontor med naturlig kyla: Med samarbete och framsynthet kan man eliminera dyra och miljövänliga kylanläggningar. (*Energi och miljö* 1996(11-12): 50-54) (#)
- Vielsack, W. 1979. Freie kühlung von kaltwasserkreisläufen während des winterbetriebes unter verwendung von vorhandenen kühltürmen. *Free cooling of cold water cycles during the winter operation under application of existing cooling towers*. (*HLH, Heizung, Lüftung, Klimatechnik Haustechnik*, 30(7): 267-270)
- Vigneault, C., Stamour, G., Buckley, D. J. 1991. Use of a temperature integrator to control ice-making using cold outside air. (*Canadian Agricultural Engineering*, 33(2): 329-333)
- Yellott, J. I. 1978. Passive solar heating and cooling systems. (*ASHRAE Journal*, 20(1): 60-67) (#)
- Yellott, J. I., Manzo, J. P. 1978. Comfort cooling with solar energy. (*Specifying Engineer*, 39(2): 94-99)
- Yiu, J. C. M., Wang, S. W., Yik, F. W. H. 2000. Assessment of practical applications of outdoor air economizer in Hong Kong. (*Building Services Engineering Research and Technology*, 21(3): 187-198)
- Zheng, G. R., Zaheer-Uddin, M. 1996. Optimization of thermal processes in a variable air volume HVAC system. (*Energy (Oxford)*, 21(5): 407-420) (#)
- Zimmermann, M., Andersson J. (Ed.). 1998. Low energy cooling - Case study buildings (IEA annex 28). (Building Research Establishment Ltd. (BRE)) (#)
- Zmeureanu, R. 1988. Energy savings in HVAC systems in Montreal due to natural cooling. (*International Journal of Ambient Energy*, 9(2): 75-82)