

KYLNING OCH KLIMATISERING AV BYGGNADER OCH LOKALER MED HJÄLP AV NATURGAS

©Svenskt Gastekniskt Center – April 1997

Anders Lindkvist
Vattenfall Energisystem AB

SGC:s FÖRORD

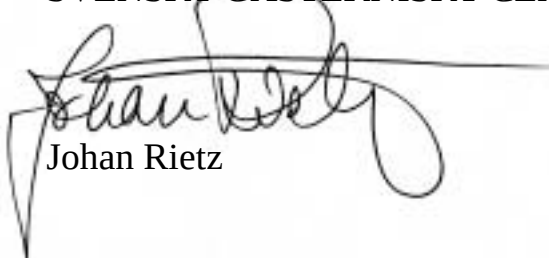
FUD-projekt inom Svenskt Gastekniskt Center AB avrapporteras normalt i rapporter som är fritt tillgängliga för envar intresserad.

SGC svarar för utgivningen av rapporterna medan uppdragstagarna för respektive projekt eller rapportförfattarna svarar för rapporternas innehåll. Den som utnyttjar eventuella beskrivningar, resultat eller i rapporterna gör detta helt på eget ansvar. Delar av rapport får återges med angivande av källan.

En förteckning över hittills utgivna SGC-rapporter finns på SGC's hemsida www.sgc.se.

Svenskt Gastekniskt Center AB (SGC) är ett samarbetsorgan för företag verksamma inom energigasområdet. Dess främsta uppgift är att samordna och effektivisera intressenternas insatser inom områdena forskning, utveckling och demonstration (FUD). SGC har följande delägare: Svenska Gasföreningen, Sydkraft Gas AB, Sydkraft AB, Göteborg Energi AB, Lunds Energi AB och Öresundskraft AB.

SVENSKT GASTEKNISKT CENTER AB



Johan Rietz

SAMMANFATTNING

Baserat på de förutsättningar som gäller i dag är det svårt att se lönsamhet för gasbaserad kyla. De ekonomiska förutsättningarna för gasbaserad klimatisering är beroende på prisskillnaden mellan el och naturgas. En förutsättning för god lönsamhet är att kylaggregatets avgivna värme tillvaratas. Kapital- och driftkostnaderna är för höga för gasbaserad kyla jämfört med elbaserad kyla.

Lönsamheten är också beroende på kylmaskinens applikation såtillvida att naturgasaggregat gynnas av liten temperaturskillnad mellan kylaggregatets varma och kalla sida.

De tekniker som kan användas för naturgasbaserad kylning är kompressor-, absorptions- och sorptionssystem.

Exempel på lämpliga applikationer för gasbaserad klimatisering är kylning av datorhallar, butikskyla, slakterier, klimatisering av badhus.

Kompressorsystemet består av ett ordinärt kompressorkylsystem drivet av en gasmotor. Två typer av motorer finns för drift av kylaggregatet, nämligen ottomotorn och stirlingmotorn. Av dessa två typer är det ottomotorn som dominerar marknaden.

Absorptionssystemet är en till nästan uteslutande del värmedriven kylprocess. Endast en mindre del el åtgår för dess drift. Absorptionssystemet arbetar mindre effektivt än kompressorsystemet.

Sorptionssystemet har sin främsta tillämpning i avfuktning av lokaler, även om det på marknaden börjar förekomma sorptionsbaserad kyla.

Det förekommer ett antal tillverkare på den europeiska marknaden. Dels av ottomotorer, dels av kompressorkylaggregat, absorptionsaggregat och sorptionsaggregat.

Förutom eldrivna kylprocesser är fjärrkylan en viktig konkurrent till naturgasbaserad kyla. Fjärrkylans marknadsvolym var 1995 30 GWh kyla, vilket översatt till naturgas motsvarar ca 15 GWh naturgas per år. Fjärrkylan väntas växa till att vid sekelskiftet omfatta 370 GWh/år kyla, vilket motsvarar ca 185 GWh naturgas per år.

Utvecklingen går i riktning mot kylaggregat med bättre effektivitet och anpassning till miljön. För kompressoraggregat innebär det alternativa köldmedier, bättre kompressorer och mindre underhållskrävande motorer. Absorptionskylaggregaten förses med flera steg. Nya alternativa sorptionsprocesser introduceras.

Today, gas based cooling systems are not profitable in most applications. The economical assessment of natural gas climatisation is dependent of the price difference between gas and electricity. One requirement for good profitability is that the emitted heat, by the refrigeration system, is used. The costs of capital and maintenance are higher for gas based systems compared with those for electrical cooling systems.

The profit also dependt of the application the system is used in. The natural gas system is favoured by the low difference in temperature between the warm and the cold side of the system.

There are three common techniques used for natural gas cooling purposes; the compressor system, the absorption system and the sorption system.

Examples on suitable applications for natural gas cooling techniques are computer halls, superstores, slaughter houses and bath houses.

The compressor system is composed of an ordinary compressor refrigeration system powered by a gas engine. The gas engine can be either an otto engine or a stirling engine. The otto engine kind is dominating the market.

The absorption system is a refrigeration system using heat as energy source. Only a small amount of electricity is needed. The absorption system is less efficient than the compressor system.

The sorption system is commonly used as a dehumidifier. Recently, sorption based refrigeration systems has been introduced to the market.

There are several manufactures represented on the European market. Some supply gas fired otto engines, others supply refrigeration systems based on either compressor, absorption or sorption techniques.

The major competitors to natural gas cooling systems are local electrical cooling systems as well as systems based on district cooling. The market volume for district cooling in Sweden 1995 was 30 GWh, which is equivalent to approximately 15 GWh natural gas. At the turn of the century the market for district cooling is estimated to reach 370 GWh/year, which is approximately equivalent to 185 GWh natural gas per year.

Research in the refrigeration area is aiming towards higher efficiency with more environmentally acceptable refrigerants. The intention is to find "natural" refrigerants that will enable compressors to reach higher energy factors and that will require less maintenance. The absorption system will operate in a three stage cycle. New alternative sorption cycles will probably be introduced to the market (in the near future).

INNEHÅLL

	Sida
SAMMANFATTNING	
SUMMARY	
INNEHÅLL	
1. TEKNIKER FÖR KYLNING	1
1.1 Kompressorprocessen	1
1.1.1 Grundcykeln	1
1.1.2 Köldmedier	2
1.1.3 Kompressorer	3
1.1.4 Motorer	3
1.1.5 Godhetstal	5
1.2 Absorptionsprocessen	7
1.2.1 Köldmedier	7
1.2.2 Grundcykeln	7
1.2.3 Godhetstal	8
1.3 Adsorptionsprocessen	10
1.3.1 Grundcykeln	10
1.3.2 Godhetstal	11
2. GASDRIVNA AGGREGAT PÅ DEN EUROPEISKA MARKNADEN	11
2.1 Kompressoraggregat	11
2.2 Absorptionsaggregat	12
2.3 Sorptiv kyla	13
3. EKONOMISKA SYNPUNKTER	13
3.1 Aggregatpris	14
3.2 Installationskostnad	15
3.3 Underhållskostnad	15
3.4 Totala fasta kostnaden	16
3.5 Exempel	16
4. MARKNADSFÖRUTSÄTTNINGAR I SVERIGE	17

4.1 Naturgasens distributionsområde	18
4.2 Behov av klimatisering	18
4.3 Dagens och potentiell marknad i Sverige	18
5. UTVECKLING	19
6. LITTERATUR	20

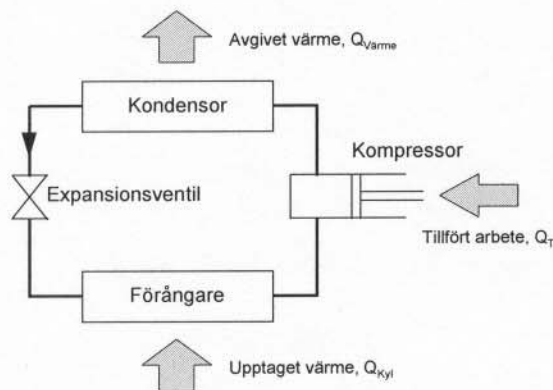
1. TEKNIKER FÖR KYLNING

Med kylning avses i allmänhet inget annat än temperatursänkning av en kropp eller ett medium. Temperatursänkning erhålls genom att värmeenergi transporteras från en kropp till en annan kropp eller ett annat medium. Värmeenergi kan ej av sig själv avges från en kropp med låg temperatur till en kropp med hög temperatur. En kylmaskin transporterar värme från en kallare kropp till en varmare genom att prima energi tillsätts för att driva en cirkelprocess där ett köldmedie förångas vid låg temperatur och kondenserar vid hög temperatur. Vid förångningen upptar köldmediet värme från den kalla kroppen och vid kondenseringen avger köldmediet värmen till den varma kroppen. En kylmaskin kan konstrueras och drivas på ett flertal olika sätt. I de kommande avsnitten beskrivs arbetsprincipen för de vanligaste kylmaskinerna.

1.1 Kompressorprocessen

Figur 1 visar principen för den vanligaste kylprocessen, kompressorprocessen.

Figur 1. Principen för kompressorprocessen.



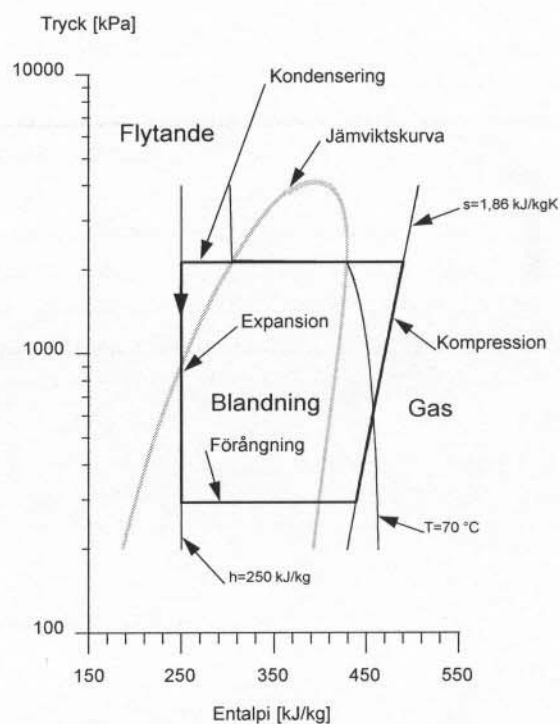
En kompressorkylmaskin består i princip av fem delar kompressorn, kondensorn, expansionsventilen, förångaren och

köldmediet. Köldmediet är det medium som transporterar värmefrån den låga till den höga temperaturen. Det är kompressorn som cirkulerar köldmediet runt i apparaten.

1.1.1 Grundcykeln

I figur 2 visas ett fiktivt driftfall för den ideala kompressorcykeln inlagd i ett

Figur 2. Idealisk kompressionscykel.



tillståndsdigram, i - $\log p$ - diagram, för köldmediet R134a. Diagrammets x-axel visar köldmediets energiinnehåll (entalpi) vid ett visst tillstånd. Tillståndet bestäms av rådande tryck och temperatur. På y-axeln avläses trycket efter en logaritmisk skala. Temperaturen avläses på konstanta temperaturlinjer, se exempelvis temperaturlinjen för 70°C. Köldmediets jämviktskurva utgörs av övre och nedre gränskurva som avgränsar köldmediets olika fasområden. Till vänster om jämviktskurvan, nedre gränskurvan, är köldmediet flytande. I området mellan övre och nedre gränskurvorna är mediet en blandning av

vätska och gas, och till höger om jämviktskurvan, övre gränskurvan, är mediet i gasfas.

I kondensorn övergår köldmediet från gas till vätska under avgivande av värmets $Q_{\text{Värme}}$. Detta värme kan med fördel tillföras ett uppvärmningssystem. Köldmediet kondenserar vid konstant temperatur vars belopp bestäms av omgivningen. Eftersom värme sig själv endast kan gå från en varmare kropp till en kallare måste kondensorn inta en något högre temperatur än omgivningen. Det i kondensorn rådande kondenseringsstrycket bestäms av jämviktskurvan och rådande kondenserings temperatur. I figuren representeras processen i kondensorn av den övre horisontella linjen.

Expansionsventilen utgör en strypning i systemet. Strypningen behövs för att inte det i kondensorn kondenserade köldmediet ska rusa över i förångaren och så att säga kortsluta systemet. En ideal strypning sker vid konstant entalpi, i, se figur 2. Vid strypning övergår alltid en del av köldmediet från vätska till gas.

Vätskan som kommer från kondensorn via strypningen kokar i förångaren, dvs övergår från flytande till gasfas, under upptagande av värmets Q_{Kyl} . Förångningstemperaturen måste vara lägre än omgivningstemperaturen för att Q_{Kyl} ska fås att transporteras till förångaren. Förångningen liksom kondenseringen sker vid konstant temperatur.

Den i förångaren genererade gasen pumpas medelst kompressorn från förångaren till kondensorn. En ideal kompressor transporterar gas vid konstant entropi, isentrop. För att flytta gasen mellan förångaren och kondensorn måste ett arbete tillföras gasen, detta arbete och kompressorns mekaniska förluster är det arbete, Q_T , som motorn måste uträtta för att driva processen.

Det som skiljer en verklig process från den ideala är främst energiförluster i strypningen och kompressionen. Dessa kan i diagrammet åskådliggöras så att strypningen sker under entalpiökning, dvs expansionslinjen lutar något åt vänster - kyleffekten minskar, och kompressionen under entropiökning och entalpiökning, dvs kompressionslinjen lutar mer åt höger än isentropen - kompressorarbetet ökar.

1.1.2 Köldmedier

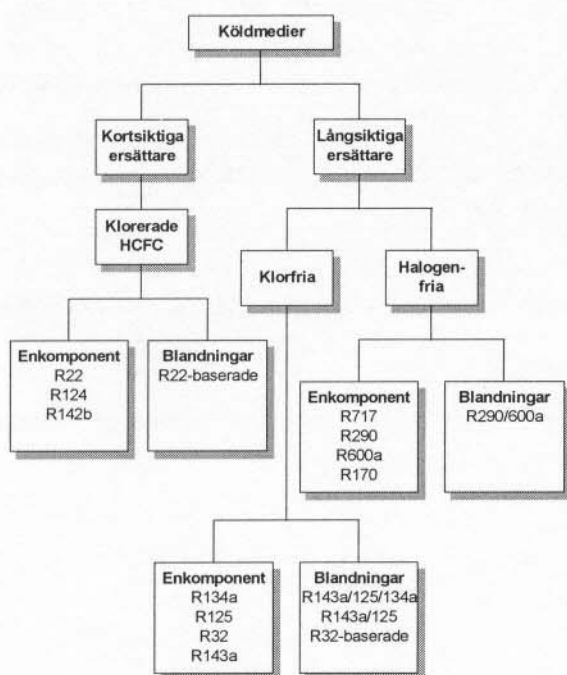
Sedan freondebatten startade på 1980-talet har det hänt mycket på köldmediesidan. De så kallade freonerna, vilket från början är ett handelsnamn för DuPonts halogenerade kolväten, som innehåller klor och fluor har ersatts med halogenerade kolväten som endast innehåller halogenen fluor, t.ex. R134a ($\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$). Dessa klorfria köldmedier har ingen ozonnedbrytande effekt. Klor är det ämne som står för den ozonnedbrytande effekten. Bland freoner kan man särskilja s.k. CFC-köldmedier som är fullständigt halogenerade och ej innehåller väte, t.ex. R12, och s.k. HCFC-köldmedier som är ofullständigt halogenerade och därför innehåller väte, t.ex. R22. HCFC har en betydligt lägre påverkan på ozonnedbrytningen än CFC på grund av att HCFC är mer instabilt och därför bryts snabbare ner i atmosfären. Förutom ozonnedbrytning diskuteras köldmediers bidrag till växthuseffekten. Alla halogenerade köldmedier bidrar till växthuseffekten i varierande grad. Minst påverkan har ett klorfritt köldmedie R152a som tyvärr är brännbart.

Ett sätt att minimera både växthus- och ozonnedbrytningseffekten är att använda helt naturliga köldmedier. Det som karakteriserar ett naturligt köldmedium är att det förekommer i naturen och därmed inte framställs på kemisk, syntetisk, väg.

Exempel på naturliga köldmedier är ammoniak, NH_3 , vilket betecknas R717, propan, C_4H_8 , vilket betecknas R290 och ISO-butan, C_4H_{10} , vilket betecknas R600a. De rena kolvätena propan och isobutan innehåller ej klor och fluor och kan därför kallas halogenfria. Nackdelen med de naturliga köldmedierna är att de ofta är giftiga och brännbara.

Figur 3 visar vilka köldmedier som ersätter de gamla klorerade köldmedierna. Ersättarna kan indelas i två grupper. Gruppen kortsiktiga ersättare omfattar köldmedier innehållande en del klor och därmed endast är tillåtna för användning fram till år 2005. Gruppen långsiktiga ersättare omfattar klorfria köldmedier och naturliga köldmedier.

Figur 3. Köldmedier

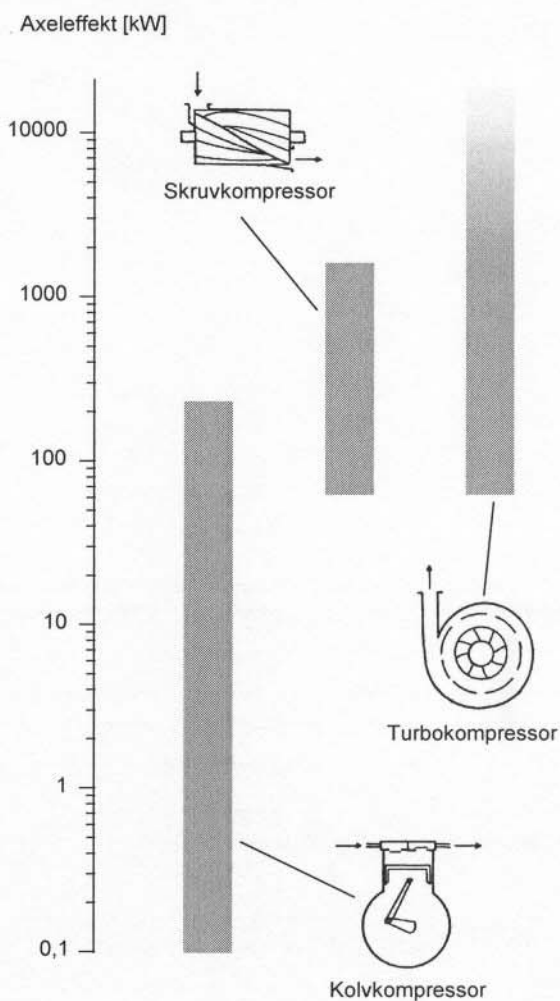


1.1.3 Kompressorer

I huvudsak tre typer av kylkompressorer förekommer, se figur 4:

- Kolvkompressor.
- Skruvkompressor.
- Turbokompressor.

Figur 4. Kompressortyper och dess storlekar.



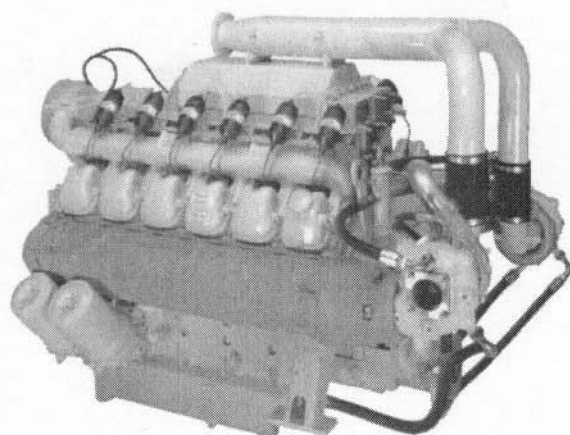
Viktigt är att kompressorn är en så kallad öppen kompressor. Med begreppet öppen kompressor menas att kompressorns drivaxel sticker ut genom kompressorhöljet. Detta gör det möjligt att välja typ av drivmotor utan att behöva göra ingrepp i kylsystemet.

1.1.4 Motorer

För att driva kompressorn krävs ett mekaniskt arbete. Detta arbete utförs av motorn, vilken omvandlar den i bränslet kemiskt lagrade energin, eller vid elmotordrift elenergi, till mekanisk energi. Vid gasdrift av motorn finns det två alternativ:

- Ottomotor, (fig. 5)
- Stirlingmotor, (fig. 7)

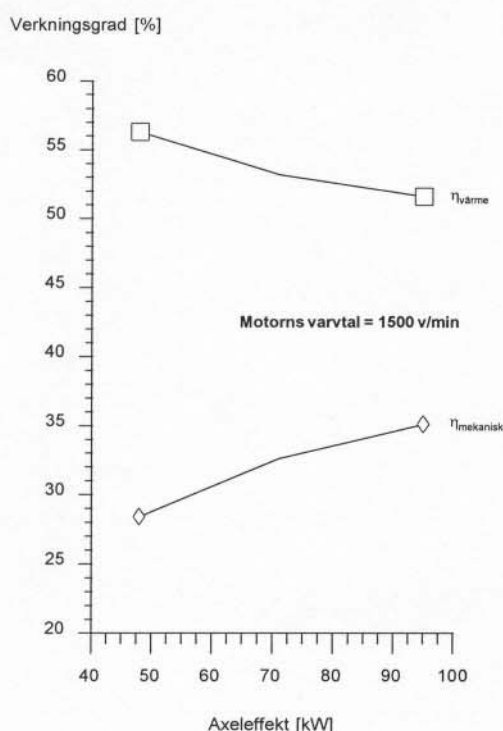
Figur 5. Ottomotor.



Båda är kolvmotorer men med den skillnaden att stirlingmotorn har yttre förbränning och ottomotorn inre förbränning. Med yttre förbränning menas att gasen förbränns i en gasbrännare som värmer motorn utifrån, till skillnad från inre förbränning där gasen förbränns i motorns cylinderrum.

Figur 6 visar den mekaniska verkningsgraden, η_{Motor} , för en ottomotor vid gasdrift. Den mekaniska verkningsgraden

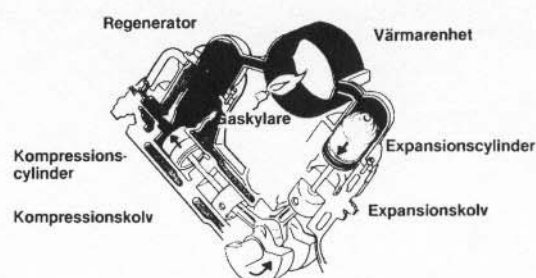
Figur 6. Ottomotorns verkningsgrader.



når ett maximum på ca 35 % vid fullast och ca 28% vid 50% last och är förhållandet mellan erhållet axelarbete och till motorn tillförd energi i form av bränsle. Motorn avger även värme i form av heta avgaser och kylvatten. Detta värme kan användas för uppvärmning eller driva andra processer enär det håller en relativt hög temperatur, ca 300 °C. Ur figur 6 erhålls även typiska värden på den termiska verkningsgraden, $\eta_{\text{värme}}$, som är förhållandet mellan avgivet användbart värme och tillförd energi, i form av bränsle.

Eftersom ottomotorns förbränning sker i cylinderrummet kvarstår en del föroreningar i motorn från förbränningen. Också den mekaniska och termiska belastningen på motorn är hög på grund av att förbränningen sker stötvis. Detta får till följd att underhållet på en ottomotor är tämligen omfattande.

Figur 7. Stirlingmotor i genomskärning.

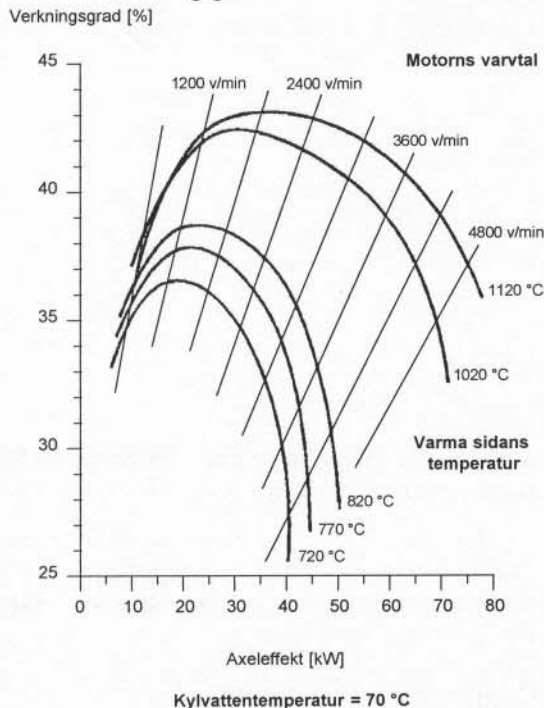


Stirlingmotorn, figur 7, arbetar med ett i motorn inneslutet gasformigt arbetsmedium, vanligtvis helium. Stirlingmotorn har en mekanisk verkningsgrad, η_{Motor} , som framgår av figur 8. Diagrammet visar hur axeleffekt och verkningsgrad beror av gastemperaturen i motorn.

Den praktiska mekaniska verkningsgraden ligger på ca 38% enär det är svårt att hitta högttemperaturlåga material för konstruktion av motorns varma sida. Den termiska

verkningsgraden, $\eta_{\text{värme}}$, är för en stirling-motor ca 50 %.

Figur 8. Stirlingmotorns mekaniska verkningsgrad.



En stirlingmotors främsta fördel är att den arbetar helt slutet vilket medför att den inte smutsas ner invändigt. Dessutom blir den mekaniska och termiska belastningen lägre än för en ottomotor på grund av att värmningen av motorn är kontinuerlig.

Trots dessa fördelar har Stirlingmotorn inte fått samma kommersiella spridning som gasottomotorn främst på grund av dess höga inköpspris.

1.1.5 Godhetstal

Godhetstal används inom kyltekniken istället för verkningsgrad. Det viktigaste godhetstalet för kylprocessen är köldfaktorn. I detta avsnitt definieras och diskuteras köldfaktorn.

För att driva processen krävs att arbete tillförs köldmediet. Arbetet tillförs av kompressorn som för en viss kyleffekt, Q_{Kyl} , [W] kräver en viss axeleffekt, Q_{T}

[W]. Kompressorn drivs i sin tur av en motor vilken har verkningsgraden, η_{Motor} . Motorn tillföres bränsle med ett visst flöde, $Q_{\text{Bränsle}}$ [W]. Processens köldfaktor, ϵ_{Total} , definieras som:

$$\epsilon_{\text{Total}} = \frac{Q_{\text{Kyl}}}{Q_{\text{Bränsle}}}$$

Detta sätt att definiera köldfaktorn är generellt och gäller oavsett vad maskinen drivs av för energislåg, som naturgas, diesel eller el. I fallet elmotor motsvaras $Q_{\text{bränsle}}$ istället av E_t som är den elenergi som tillföres drivmotorn.

Köldfaktorn ska tolkas som förhållandet mellan den av kompressorn alstrade kylan och den energi som måste tillföras motorn för att hålla kompressorn igång. Eftersom den köldalstringen för det mesta, beroende på driftfall, är större än drivenenergin är ϵ_{Total} oftast större än 1. Detta är anledningen till att begreppet "godhetstal" används istället för det vanliga begreppet "verkningsgrad" vilken per definition aldrig är större än 1. För förbränningsanläggningar med rökgaskondensering har man tänkt på begreppen och talar om verkningsgrader över 100% på grund av att verkningsgraden baseras på bränslets effektiva värmevärde.

Köldfaktorn beror av mellan vilka temperaturer som kylmaskinen arbetar, ju större temperaturskillnad mellan förångare och kondensor desto lägre köldfaktor. Faktorn är också starkt beroende av kylprocess och storleken på kylmaskinen. Tabell 1 ger exempel på storleken på ϵ_{Total} .

Tabell 1. Exempel på köldfaktorer.

Kylapparat	Köldfaktor, ϵ_{Total}
Kylskåp	1,2-1,7
Frys-skåp	0,9-1,3
Liten luftkond, 1,5 kW	1,5-2
Stor luftkond, 10 kW	2,5-4

Köldfaktorn $\varepsilon_{\text{Total}}$ kan utvecklas till:

$$\varepsilon_{\text{Total}} = \eta_{\text{Total}} \cdot \varepsilon_C$$

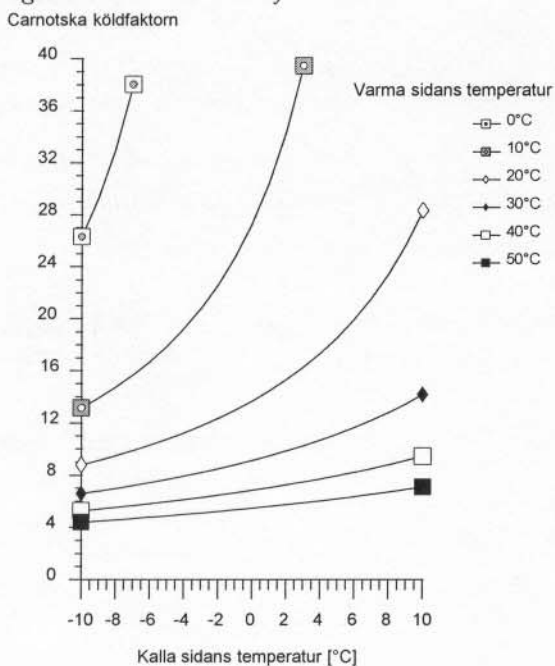
där ε_C är lika med den carnotska köldfaktorn och η_{Total} är lika med totala carnotska verkningsgraden. Den carnotska köldfaktorn uttrycks som

$$\varepsilon_C = T_2 / (T_1 - T_2)$$

där T_1 och T_2 är de temperaturer vid vilka värme bortförs och tillförs d.v.s. kondenserings- respektive förångnings-temperaturerna vilka anges i Kelvingrader.

Figur 9 visar hur den carnotska köldfaktorn, ε_C , varierar med kylmaskinens temperaturer på varma och kalla sidan.

Figur 9. Carnotska köldfaktorn.



Med kylmaskinens kalla sida avses förångningstemperaturen som bestäms av temperaturen på det medium som förångaren hämtar värme från minus den ekonomiska temperaturdifferensen i förångaren och i eventuellt brinekylt kylbatteri. Varma sidans temperatur är kondenserings-

temperaturen som bestäms av temperaturen på det medium som kylmaskinen avlämnar värme till plus den ekonomiska temperaturdifferensen i kondensorn och eventuell vätskekylare. Den carnotska köldfaktorn är en rent fysikalisk storhet. Den visar vilken teoretiskt största köldfaktor som går att uppnå vid värmetransport mellan två medier. Det är omöjligt att bygga en verklig kylmaskin som kan uppnå en köldfaktor lika med den carnotska köldfaktorn.

η_{Total} kan skrivas:

$$\eta_{\text{Total}} = \eta_{\text{Axel}} \cdot \eta_{\text{Motor}}$$

I denna formel är η_{Axel} produkten av köldmediets termodynamiska verkningsgrad och kompressorns mekaniska verkningsgrad och η_{Motor} är drivmotorns mekaniska verkningsgrad. Båda verkningsgraderna varierar med köldmedium, motortyp och motorstorlek. Tabell 2 nedan visar η_{Total} för kombinationer av köldmedier och motorer med axeffecter runt 100 kW.

Tabell 2. Verkningsgrader.

	Motortyp	Köldmedium	
		R290	R717
η_{Axel}		0,61	0,64
$\eta_{\text{Total,gas}}$	Stirling	0,24	0,25
	$\eta_{\text{Motor}} = 0,39$ Otto $\eta_{\text{Motor}} = 0,37$	0,23	0,24
$\eta_{\text{Total,el}}$	El $\eta_{\text{Motor}} = 0,92$	0,56	0,59

Det av kondensorn och drivmotorn avgivna värmets $Q_{\text{Värme}}$, figur 1, beror av köldalstringen och faktorn Ψ enligt:

$$Q_{\text{Värme}} = Q_{\text{Kyl}} \cdot \Psi$$

Ψ är kylmaskinens och motorns avgivningsfaktor. Avgivningsfaktorn talar

om hur mycket värme för t.ex. uppvärmningsbehov som en kylmaskin producerar. För en kompressorkylmaskin är avgivningsfaktorn

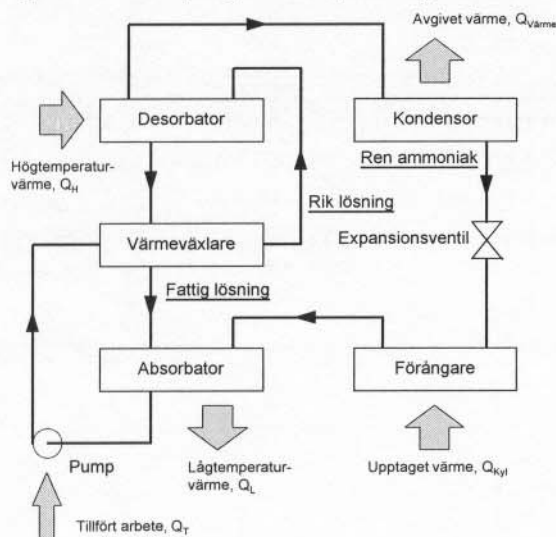
$$\Psi = 1 + \frac{\eta_{Motor}}{\eta_{Total} \cdot \varepsilon_C} + \frac{\eta_{Värme}}{\eta_{Total} \cdot \varepsilon_C}$$

I detta uttryck representerar de två första termerna värmets avgivet från kondensorn och den tredje termen värmets avgivet från motorn i form av bl.a. heta avgaser och uppvärmt kylvatten.

1.2 Absorptionsprocessen

Absorptionskylmaskinen är en värme-driven kylapparat, där endast en mindre mängd el behövs för drift av en cirkulationspump. Figur 10 visar principen för en sådan apparat.

Figur 10. Principen för absorptionskylmaskin.



Apparaten kan jämföras med en kompressorkylmaskin där kompressorn ersatts av absorbatorn, värmeväxlaren, desorbatorn och pumpen. Desorbatorn kan även benämnas generatoren. Liksom i fallet med kompressorkylmaskinen är det ett cirkulerande köldmedium som flyttar värmets från den låga till den höga temperaturen. I absorptionsmaskinen består köldmediet av en lösning, där ena

komponenten är en gas och den andra en vätska. Gasen har den egenskapen att den löser sig extremt lätt i vätskan.

1.2.1 Köldmedier

En absorptionsapparat arbetar inte med ett köldmedium i traditionell mening, utan med en lösning av en gas i vätska. De lösningar som är vanligast förekommande är:

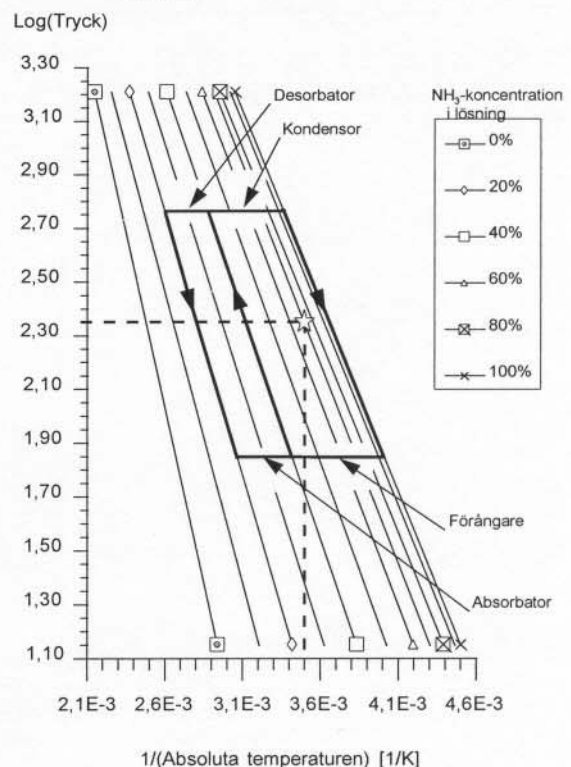
- Ammoniak-Vatten, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.
- Lithiumbromid-Vatten, $\text{LiBr-H}_2\text{O}$.

Båda köldmedierna är naturliga köldmedier.

1.2.2 Grundcykeln

Figur 11 visar jämviktsdata för lösningen ammoniak-vatten som är ett vanligt köldmedie vid absorptionskylmaskiner.

Figur 11. Tillståndsdigram för ammoniak-vatten.



I diagrammet är inlagt linjer för konstant ammoniakkoncentration vid olika värden på den inverterade absoluta temperaturen och motsvarande logaritmiska värden på lösningens tryck.

I figuren finns även inlagt en absorptionscykel för ett fiktivt driftfall. Lösningen består av två faser, gasfas och vätskefas. Gasfasen är ren ammoniakånga medan vätskefasen är en lösning av ammoniak-vatten.

Stjärnan i diagrammet betecknar en lösning av 70% NH_3 , ammoniak, i H_2O , vatten, vid temperaturen $12,5^\circ\text{C}$. Detta medför att lösningens mättnadstryck är 224 kPa. Det logaritmiska värdet som läses på y-axeln kan beräknas i kPa genom att ta anti-logaritmen av detta värde. Genom att invertera x-värdet och dra ifrån 273°K så fås lösningens temperatur uttryckt i $^\circ\text{C}$.

I förångaren förångas ammoniakvätskan varvid ångbildningsvärmets, Q_{Kyl} , upptas av köldmediet. Ammoniakvätskan kommer från kondensorn och tillförs förångaren via expansionsventilen. I kondensorn kondenserar ammoniakånga till vätska varvid kondenseringsvärmets, $Q_{\text{Värme}}$, avges till omgivningen. Strypningen mellan kondensorn och förångaren är till för att förhindra kortslutning av systemet. Trycket i kondensorn bestäms av omgivningstemperaturen och i förångaren av jämviktsskurvan för ren ammoniak. Den ovan beskrivna delen av absorptionsapparaten fungerar på samma sätt som motsvarande delar i en kompressorkylmaskin.

Förångaren står i förbindelse med absorbatoren. I absorbatoren möter ammoniakgasen en 20%-ig ammoniaklösning, se figur 11. Gasen löser sig i lösningen under värmeavgivningen, Q_L . Värmet måste föras bort från absorbatoren för att lösningsprocessen ska fortgå. Då absorlator och förångare står i förbindelse med varandra

är trycket i dessa kärl lika. När lösningen förs bort från absorbatoren har lösningen blivit 40%-ig, d.v.s. rik, se figur 11. Denna lösning pumpas via en värmeväxlare in i desorbatoren.

Den i desorbatoren rika lösningen värms upp med värmets, Q_H . Det är detta värme som genereras ur naturgasen eller annat bränsle vid en förbränningsdriven process. Värmet kan också tillföras i form av spillånga eller spillvärme i form av hetvatten. Uppvärmningen medför att ammoniakgas avgår från lösningen varvid lösningens koncentration sjunker. Den avkokade gasen leds till kondensorn och den återstående lösningen leds åter till absorbatoren via värmeväxlaren. Värmeväxlaren har till uppgift att förvärma den rika lösningen till desorbatoren för att minska desorbatorns behov av högtemperaturvärme.

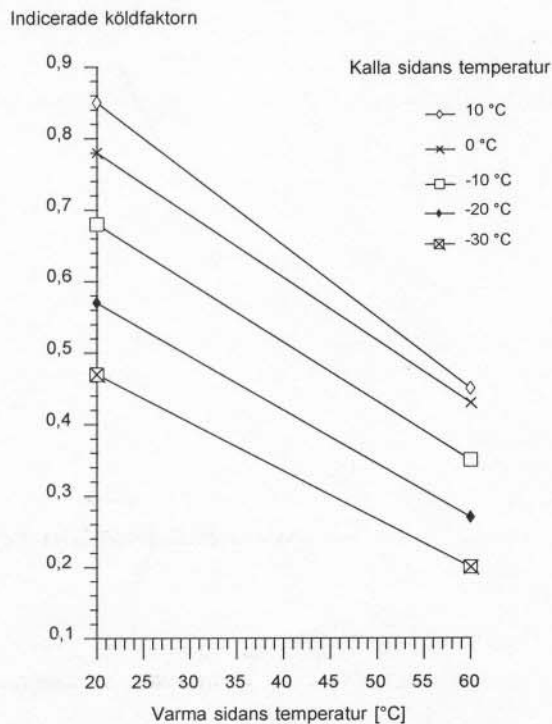
Arbetet, Q_T , att pumpa vätskan mellan absorbatoren och desorbatoren utförs av en eldriven cirkulationspump. Detta medför att absorptionsapparaten är beroende av el för sin drift. Enär pumparbetet, Q_T , utförs på en inkompressibel vätska är pumpens elbehov ringa jämfört med det högtemperaturvärme som måste tillföras processen (Q_H).

1.2.3 Godhetstal

Absorptionsmaskinen avger liksom kompressorkylmaskinen värme, vilket kan användas för uppvärmningsändamål. Avgivningsfaktorn för en absorptionsmaskin varierar med driftfallet och kan beräknas med utgångspunkt från den indicerade köldfaktorn (ϵ_{ib}) enligt figur 12.

På samma sätt som för kompressorkylmaskiner kan förhållandet mellan avgivet värme i form av kondensorvärme plus värmeavgivning från absorbatoren och

Figur 12. Absorptionsprocessens indicerade köldfaktor.



köldalstringen i förångaren uttryckas:

$$Q_{\text{värme}} = Q_{\text{kyl}} \cdot \psi$$

där ψ är kylmaskinens avgivningsfaktor. För en absorptionskylmaskin är avgivningsfaktorn

$$\psi = 1 + 1/\varepsilon_{\text{ib}} = 1 + \eta_{\text{B}} / (\eta_{\text{Total}} \cdot \varepsilon_{\text{C}})$$

där η_{B} är verkningsgraden för tillfört värme till Desorbatorn, η_{Total} är totala Carnotska verkningsgraden för processen och ε_{C} är den Carnotska köldfaktorn.

Totala Carnotska verkningsgraden η_{Total} definieras som

$$\eta_{\text{Total}} = \varepsilon_{\text{tb}} / \varepsilon_{\text{C}}$$

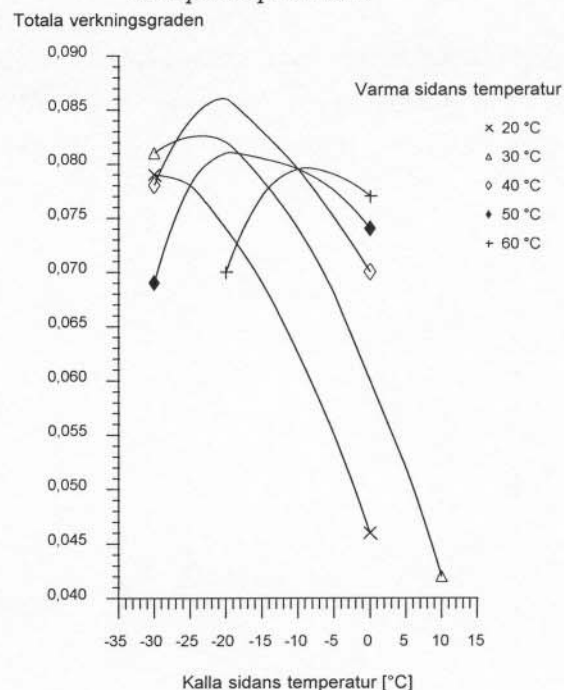
där totala köldfaktorn $\varepsilon_{\text{tb}} = \varepsilon_{\text{ib}} \cdot \eta_{\text{B}}$ och Carnotska köldfaktorn $\varepsilon_{\text{C}} = T_2 / (T_1 - T_2)$. η_{B} kan vanligen sättas till 0,80.

Som ett exempel blir avgivningsfaktorn vid en enstegs absorptionskylanläggning ca

2,8 och för en eldriven kompressor-kylanläggning ca 1,3 vid ett driftfall där förångningstemperaturen är -5°C och kondenseringstemperaturen 40°C . Detta betyder i det här fallet att mer än dubbelt så mycket värme måste bortföras från en absorptionskylanläggning än från en kompressor-kylanläggning vid samma köldalstring.

Den ovan beskrivna processen är en enstegs absorptionsprocess. Vanlig är även tvåstegs absorptionsprocess. Den kan enkelt beskrivas som två stycken enstegsprocesser staplade på varandra och sammankopplade så att samma köldmedium cirkulerar i båda stegen. Tvåstegsprocessen används där det är stor temperaturskillnad ($> 70^{\circ}\text{C}$) mellan varma och kalla sidan. η_{Total} är då ca 40 % större för tvåstegsprocessen än η_{Total} för enstegsprocessen.

Figur 13. Totala verkningsgraden för absorptionsprocessen.



Köldfaktorn för en absorptionsprocess definieras på samma sätt som för en kompressorprocess:

$$\varepsilon_{\text{Total}} = \eta_{\text{Total}} \cdot \varepsilon_{\text{C}}$$

η_{Total} för en god enstegs absorptionsprocess varierar med driftfallet enligt figur 13.

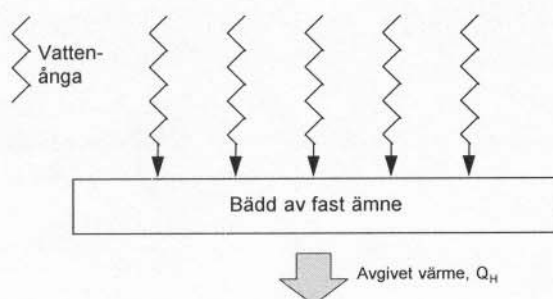
Kalla sidans temperatur är kylmaskinens förångningstemperatur och varma sidans temperatur är dess kondenserings-temperatur.

1.3 Adsorptionsprocessen

Med adsorptionsprocessen menas en process där gasmolekyler, vanligtvis som vattenånga, adsorberas d.v.s fastnar på ytan, av ett fast ämne. Adsorptionsämnet består av ett poröst material vilket kännetecknas av mycket stor inre poryta. Ytor på upp till $1000 \text{ m}^2/\text{g}$ är inte ovanligt i dessa sammanhang.

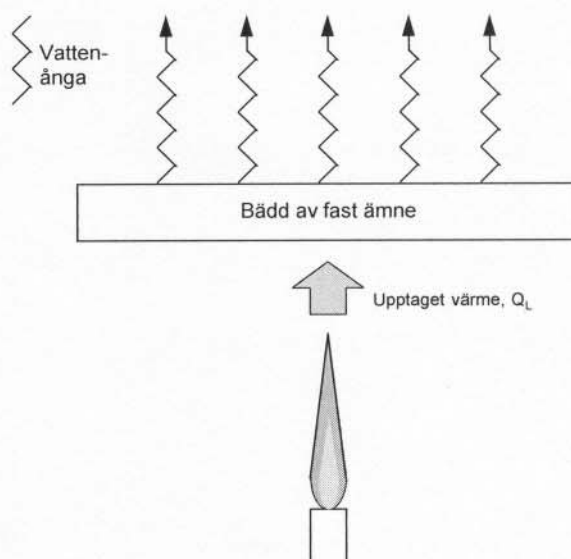
Processen är diskontinuerlig och delad i två faser adsorptions- och regenereringsfasen, se figur 14 respektive figur 15.

Figur 14. Adsorptionsfasen



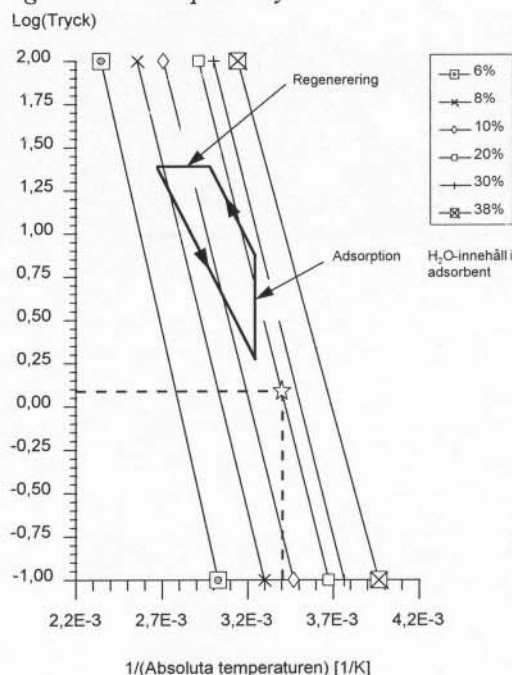
Adsorptionsprocessen har sin stora tillämpning i avfuktningssammanhang, då i form av ett sorptionshjul, vilket roterar mellan de två lägena adsorptionsfas där vattenånga adsorberas i adsorptionsämnet och regenereringsfas där vattenångan bortförs genom uppvärmning av adsorptionsämnet. På senare tid har även adsorptionsprocessen börjat att tillämpas för klimatisering av lokaler.

Figur 15. Regenereringsfasen.



1.3.1 Grundcykeln

Figur 16. Adsorptionscykel



Figur 16 visar den kompletta adsorptionscykeln inlagd i ett tillståndsdigram för vattenånga och sorptionsämnet Silicagel.

Diagrammet läses på samma sätt som jämviktsdiagrammet för absorption, figur 11. Den i figur 16 med en stjärna markerade punkten motsvarar tempera-

turen 21,0 °C och 20 % masskoncentration dvs andelen vatten i torr Silicagel. Detta ger mättnadstrycket 1,23 kPa.

Det logaritmiska värdet som läses på y-axeln kan beräknas i kPa genom att ta anti-logaritmen av detta värde. Genom att inverta x-värdet och dra ifrån 273 °K så fås adsorbatorns temperatur uttryckt i °C

När den fasta bädden upptar vattenånga från omgivande luft är bäddens jämviktstryck lägre än vattenångans partialtryck i den omgivande luften. Vid adsorptionen stiger den fasta bäddens jämviktstryck samtidigt som vattenången avger sitt kondenseringsvärme till luften. Adsorptionen kommer att fortgå tills dess att bäddens jämviktstryck är lika med den omgivande vattenångans partialtryck.

Bädden måste därefter regenereras för att ånyo kunna användas för adsorption. Regenereringen tillgår så att bädden värms, så att bäddens jämviktstryck blir högre än omgivande vattenångans partialtryck. Vattnet i bädden avgår till omgivningen vid konstant skillnad mellan jämvikts- och partialtryck, under ökande bäddtemperatur, tills dess att regenereringen avbryts. Regenereringen sker inte till samma omgivning som adsorptionen.

1.3.2 Godhetstal

Godhetstal för denna typ av process definieras på samma sätt som för tidigare beskrivna processer.

Ett nyutvecklat sorptivt kylaggregat för komfortkyla uppvisar en köldfaktor över säsongen på 1,4 - 2,0 beroende på klimatet. Mer om detta i nästa kapitel.

2. GASDRIVNA AGGREGAT PÅ DEN EUROPEISKA MARKNADEN

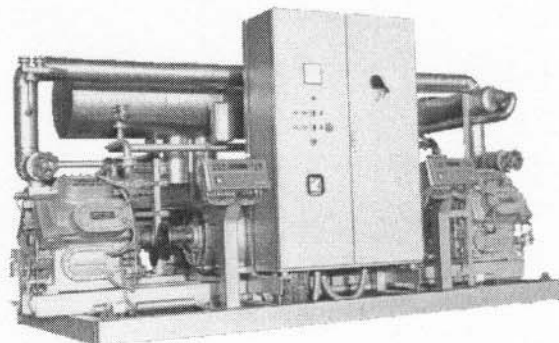
2.1 Kompressoraggregat

Kompressoraggregat byggs oftast samman av en gasmotor och ett kylaggregat av standardtyp. På marknaden finns ett antal tillverkare av kylaggregat och gasmotorer. Tillverkare av kompressoraggregat är exempelvis:

- ABB Stal Refrigeration, med försäljning genom Stal-Litzell AB.
- AB Sabroe Kylindustri, Danmark. Se exempel på aggregat i figur 17.
- Carrier, Frankrike, med försäljning genom Carrier AB.
- York har 7 tillverkningsfabriker i Europa, med försäljning genom Teknokyl Industrier AB.
- Gram, Danmark, med försäljning genom Gram Refrigeration. Gram ingår i York International med säte i Pennsylvania, USA.

Alla tillverkare har kompletta maskinprogram med ett antal olika köldmedialternativ t.ex. R134a, R717 (ammoniak) och R290 (propan).

Figur 17. SABROE kompressoraggregat



Figur 17 visar ett vätskekylaggregat med 2 stycken 8-cylindriga kompressorer. Detta aggregat finns i två storlekar 2x37 respektive 2x110 kW motoreffekt och ger

då kyleffekten 370 respektive 1100 kW vid komfortkyla. Aggregaten har fyllnadsmängderna 26 respektive 49 kg ammoniak.

Tillverkare av gasdrivna ottomotorer lämpliga i kylsammanhang är exempelvis, (aggregatbyggare är ej uppräknade):

- Jenbacher, Österrike, säljs i Sverige genom IGF.
- Perkins/Dorman Engines Ltd, Storbritanien.
- MAN, Tyskland.
- DEUTZ/MWM, Tyskland, säljs i Sverige genom Svenska Deutz.
- Caterpillar, USA, säljs i Sverige genom Geverke.
- Waukesha, USA.
- Wärtsilä diesel, Multinationellt, säljs i Sverige genom Wärtsilä diesel.
- Niigata, Japan, säljs i Sverige genom Hedemora diesel
- Ulstein Bergen, Norge.

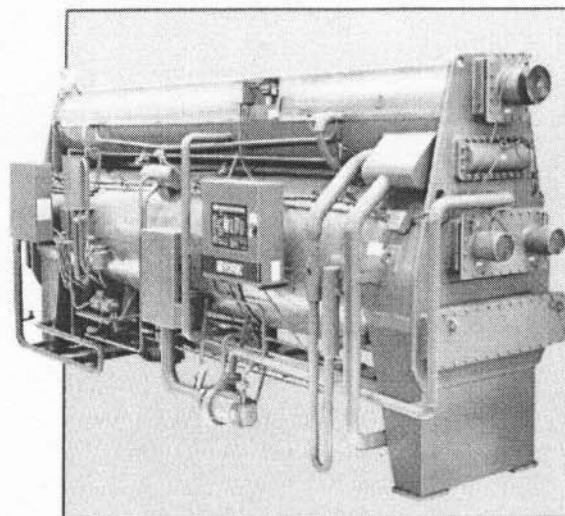
2.2 Absorptionsaggregat

Leverantörer av absorptionsaggregat är exempelvis:

- York, USA.
- Robur, USA.
- Carrier, USA.
- Trane, USA.
- Yasaki, Japan.
- Linde.
- Sanyo-Bohn, Japan.
- Hitachi, Japan.

Absorptionskylaggregat finns i storleksklasser mellan 400 och 5000 kW kyleffekt. YORK har även en serie 2-stegs direkteldade absorptionsmaskiner, YPC ParaFlow, där andra steget fungerar som ett köldfaktorhöjande generatorsteg. Dessa

Figur 18. YORK absorptionsaggregat



maskiner kan producera både kyla och värme.

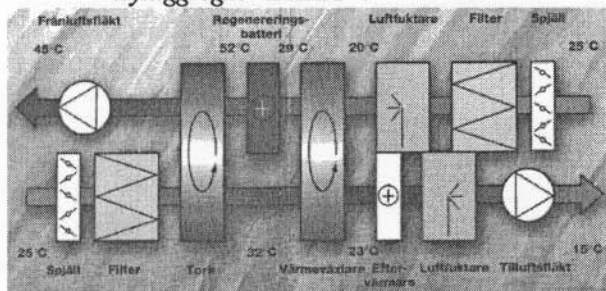
Absorptionskylmaskiner blir på grund av sin konstruktion betydligt större och tyngre än motsvarande kompressorkylaggregat. I datablad från tillverkare väger ett 5 MW absorptionskylaggregat 41 ton och är 4,2 meter högt. Två skruvkompressorer på tillsammans 5 MW väger ca 20 ton och är 2,4 meter höga. Absorptionsaggregatets längd är 9 meter och skruvkompressorerna 4,9 meter vardera.

Tyska MAN levererar även "Cofrigeration"-aggregat. Ett sådant aggregat är en sammankoppling av ett gasmotordrivet elkraftverk och en absorptionskylmaskin där motorns kyl- och avgasvärme används för att driva absorptionsprocessen. Kombinationen gör att en hög utnyttjandegrad kan erhållas över året. Under sommaren finns inget värmebehov utan endast kylbehov, varför motorns genererade värme får driva kylmaskinen. Under vinterhalvåret kan värmen från motorn utnyttjas för att värma lokaler direkt.

2.3 Sorptiv kyla

MUNTERS tillverkar och säljer både luftavfuktare och kylmaskiner som arbetar enligt adsorptionsprincipen, se figur 19.

Figur 19. Principen för MUNTERS sorptiva kylaggregat "LIZZY".



MUNTERS "Lizzy" är ett relativt nytt system för kylning av lokaler, som finns installerat på sex platser i Sverige och ett antal platser i England. Apparaten finns att tillgå i ett brett effektspektrum och blir liksom absorptionsmaskinerna rätt skrymmande.

Tillverkaren uppger att 60-400 kW kyleffekt är det effektområde apparaten är konkurrenskraftig inom jämfört med kompressorkyla.

Denna apparattyp uppvisar en köldfaktor över året på 1,4 - 2,0 för svenska förhållanden. Det är inte meningsfullt att prata om carnotverkningsgrader eller totalverkningsgrader för den här typen av aggregat. Hälften av kylan under året produceras enbart med befuktning av luft. Vid 40% kyleffekt behövs inget värmeskillskott. Aggregatet ger ökad temperatursänkning av tilluften vid ökande utetemperatur. Vattenförbrukningen för ett aggregat med 10m³/s luftflöde är ca 800 m³/år. Fläktenergin blir ca 5 - 8 % högre än för ett konventionellt ventilationsaggregat.

3. EKONOMISKA SYNPUNKTER

För att få ekonomi i en naturgasinstallation fordras att totalkostnaden d.v.s. summan av kapitalkostnad, bränslekostnad, drift o underhållskostnaden mm är lägre för gasalternativet än de andra alternativ som står till buds. En gasdriven och en eldriven kompressorkylanläggning skall jämföras.

Totala kostnaden, K_{Total} [kr/h], kan delas upp i två delar, rörlig- och fast kostnad, enligt:

$$K_{Total} = K_{Rörlig} + K_{Fast}$$

Till den rörliga kostnaden räknas poster såsom bränsle, $K_{Bränsle}$, och driftbetingat underhåll d.v.s. kostnader beroende av aggregatets drift, K_{Uh} . Den fasta kostnaden utgörs huvud-sakligen av kapitalkostnader samt fasta kostnader för underhåll och driftpersonal, d.v.s. kostnader som är oberoende av om aggregatet är i drift eller inte.

Den rörliga delen kan skrivas:

$$K_{Rörlig} = K_{Bränsle} + K_{Uh} = \frac{Q_{Kyl} \cdot P}{\eta_{Total} \cdot \epsilon_C} + K_{Uh}$$

där Q_{Kyl} är kyleffekten [kW], P energipriset [SEK/kWh], η_{Total} den tidigare introducerade totala carnotska verkningsgraden för kylmaskinen och ϵ_C den carnotska köldfaktorn.

Ett gasdrivet aggregat avger även en mängd värme som måste kylas bort. En stor del av detta värme kan användas som prima värme och ersätta en annan värmekälla i ett annat system. Då de rörliga kostnaderna försvinner för det andra uppvärmningssystemet kan de pengarna användas till att betala ett högre gaspris. Uttrycket

$$Q_{\text{Värme,gas}} = Q_{\text{Kyl}} \cdot \Psi$$

beskriver det av gasaggregatet avgivna värmets, $Q_{\text{Värme,gas}}$ [kW] och Ψ den tidigare introducerade avgivningsfaktorn. Detta värme kan alltså ersätta en alternativ värmekälla vilken har en energikostnad enligt

$$K_{\text{Värme,gas}} = Q_{\text{Kyl}} \cdot \Psi \cdot P_{\text{Värme,alternativ}}$$

För att det ska vara intressant med naturgasdrift måste totala driftkostnaden med gasdrift vara lägre än totala driftkostnaden med alternativ drivkälla. Det går att teckna:

$$K_{\text{Total,gas}} \leq K_{\text{Total,alternativ}} + K_{\text{Värme,gas}}$$

Med uttrycken för total och rörlig kostnad enligt ovan fås:

$$\frac{Q_{\text{Kyl}} \cdot P_{\text{Gas}}}{\eta_{\text{Total,gas}} \cdot \epsilon_C} + K_{\text{Gas}} + K_{\text{Gas,Uh}} \leq \frac{Q_{\text{Kyl}} \cdot P_{\text{Alt}}}{\eta_{\text{Total,alt}} \cdot \epsilon_C} + K_{\text{Alternativ}} + K_{\text{Alternativ,Uh}} + Q_{\text{Kyl}} \cdot \Psi \cdot P_{\text{Värme,alt}}$$

Vilket i sin tur kan förenklas till, $K_{\text{Alternativ,Uh}}$ sätts till 0:

Formel 1.

$$P_{\text{Gas}} \leq \frac{P_{\text{Alternativ}} \cdot \eta_{\text{Total,gas}}}{\eta_{\text{Total,alternativ}}} + \frac{\epsilon_C \cdot \eta_{\text{Total,gas}}}{Q_{\text{Kyl}}} \cdot (K_{\text{Alt}} - K_{\text{Gas}} - K_{\text{Gas,Uh}}) + \eta_{\text{Tot,gas}} \cdot \epsilon_C \cdot \Psi \cdot P_{\text{Värme,alt}}$$

Högerledet i formel 1 sätter gränsen för det maximala gaspris som ger en lägre total driftkostnad än alternativet. Detta under förutsättning att jämförelsen görs vid konstanta driftförhållanden.

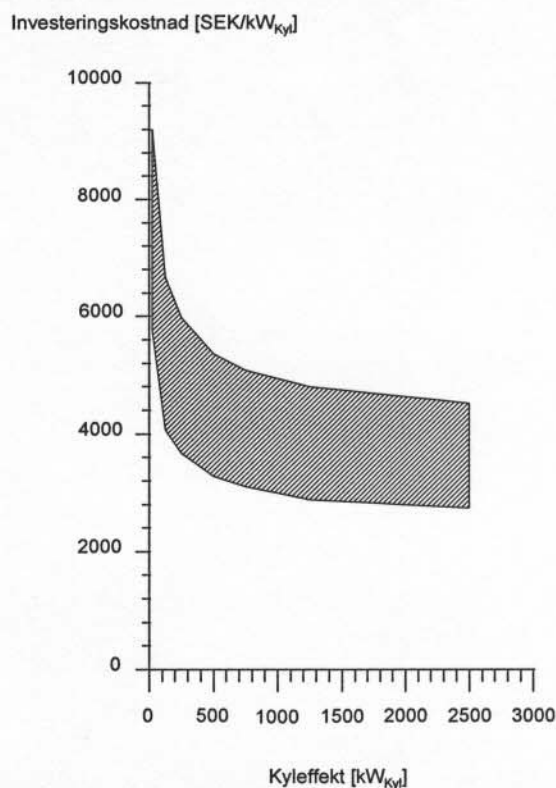
Den första termen visar hur bränslekostnaden påverkas av verkningsgraden för en kylmaskin. Den tredje termen visar hur värmeåtervinning från kylmaskinen påverkar driftekonomin.

Den andra termen anger hur driftekonomin påverkas av anläggningens installationskostnad och rörliga underhållskostnad. Denna term blir negativ när en gasmotor jämförs med en elmotor på grund av den betydligt högre investeringskostnaden för gasmotorn.

3.1 Aggregatpris

Det enda som skiljer en gasdriven kompressoranläggning från en eldriven är drivmotorn. Både en gasottomotor och en stirlingmotor kostar betydligt mer än en motsvarande elmotor, beroende på elmotorns enkla konstruktion och att de tillverkas i stora serier. Figur 20 visar investeringskostnad för en gasottomotor med reglerutrustning.

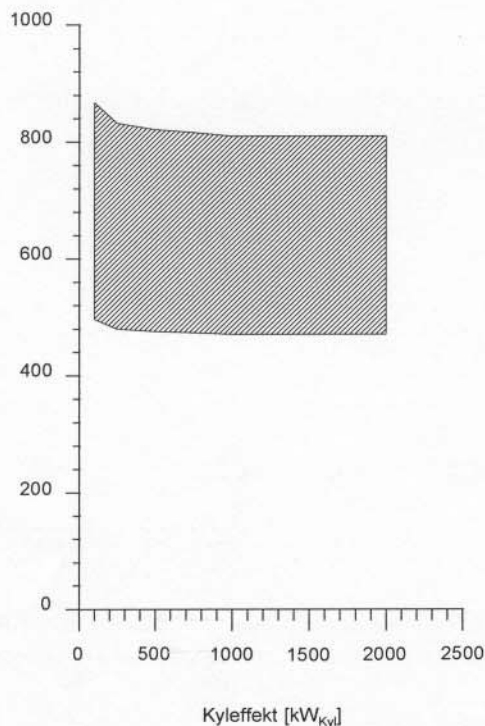
Figur 20. Investeringskostnad för gasottomotor med styrutrustning. Köldfaktorn = 2,5.



Denna kan jämföras med figur 21, vilken visar motsvarande kostnad för en elmotor, inklusive nödvändig styrning.

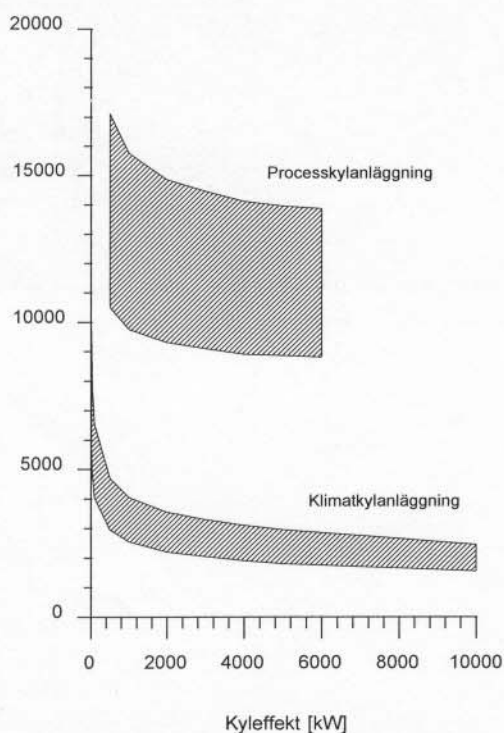
Figur 21. Investeringskostnad för elmotor med styrning. Köldfaktorn = 2,5.

Investeringskostnad [SEK/kW_{Kyl}]



Figur 22. Investeringskostnad för absorption

Investeringskostnad [SEK/kW_{Kyl}]



Det är uppskattningsvis 8-10 gånger dyrare att installera en gasottomotor istället för en elmotor för drift av kylaggregatet.

Figur 22 visar investeringskostnaden för en absorptionsmaskin.

3.2 Installationskostnad

Normalt är det betydligt dyrare att installera en gasdriven kylapparat, jämfört med motsvarande eldrivna.

3.3 Underhållskostnad

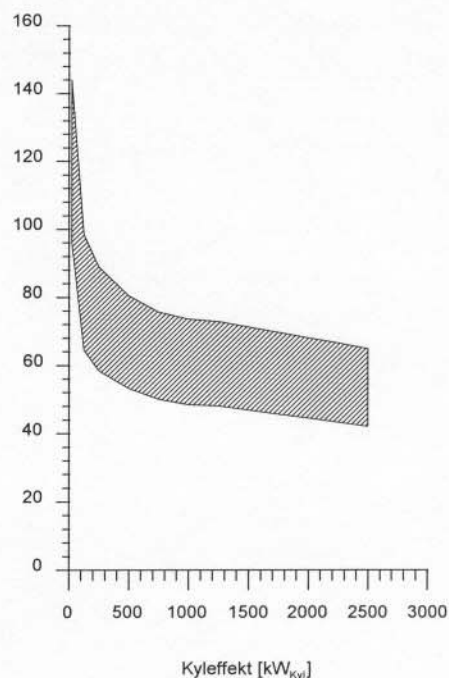
En kylmaskins kylsystem kräver generellt sett lite underhåll. Detta på grund av att systemet är slutet och därmed inte blir nedsmutsat.

Det stora undantaget är däremot gasmotorn, se figur 23, i en kompressorinstallation.

Figur 23. Underhållskostnad för gasottomotor.

Köldfaktorn = 2,5

Underhållskostnad [SEK/MWh_{Kyl}]



Denna kräver ett regelbundet underhåll vilket bl.a. inkluderar regelbundna oljebyten, tändstiftbyten och totala renoveringar. Detta ställer krav på att

utbildad driftpersonal finns tillgänglig för underhållet.

3.4 Totala fasta kostnaden

Den fasta kostnaden vid drift med naturgas är alltid större än den fasta kostnaden vid eldrift. Det gör att $(K_{\text{Alternativ}} - K_{\text{Gas}}) < 0$ i alla förekommande fall. Detta får till följd att faktorn

$$\frac{\varepsilon_C \cdot \eta_{\text{Total,gas}}}{Q_{\text{Kyl}}}$$

i högerledets andraterm, formel 1, minimeras för att reducera den fasta kostnadens inverkan på P_{Gas} . Av de ingående parametrarna är det endast ε_C och Q_{Kyl} som kan påverkas. Det återstår att minimera faktorn:

$$\frac{\varepsilon_C}{Q_{\text{Kyl}}}$$

Detta låter sig göras genom att täljaren görs liten och nämnaren stor, vilket innebär att stora installerade kyleffekter, under sådana driftförhållanden att liten carnotsk köldfaktor erhålls, är nödvändigt för en lönsam installation.

Ur figur 9 fås att stor temperaturskillnad mellan kylmaskinens varma och kalla sida, leder till låg carnotsk köldfaktor.

Nedan redovisas ett exempel för att belysa de ekonomiska förutsättningarna.

3.5 Exempel

Antag att en kompressorkylmaskin med en nominell kyleffekt av $Q_{\text{Kyl}} = 100 \text{ kW}$ ska installeras. Av miljöskäl väljs ammoniak,

R717, till att utgöra köldmedium. Valet står mellan ett eldrivet och ett gasdrivet kylaggregat. Beställaren vill ha sitt

kylaggregat för att kyla en byggnad. Till det krävs kyluft av en temperatur av lägst 15°C . Detta innebär att kylaggregatets kalla sida eller köldmediets förångningstemperatur kan antas vara 2°C .

Kondensorvärmets avges i ett kylbatteri på taket till uteluften som är 25°C vilket innebär att aggregatets varma sida eller köldmediets kondenserings-temperatur blir ca 40°C . I samma hus som beställaren har sina lokaler finns avsättning för spillvärme från gasmotorn. Detta kan ibland vara svårt på grund av att kylbehov och värmebehov ej sammanfaller.

Spillvärmets ersätter värme från ett befintligt uppvärmningssystem till ett uppskattat pris, $P_{\text{Värme,alternativ}} = 0,50 \text{ SEK/kWh}$. Elpriset för den befintliga anläggningen för drift av elpannor är $P_{\text{Alternativ}} = 0,60 \text{ SEK/kWh}$.

För att erhålla konkurrenskraftigt gaspris används formel 1, det vill säga:

$$P_{\text{Gas}} \leq \frac{P_{\text{Alternativ}} \cdot \eta_{\text{Total,gas}}}{\eta_{\text{Total,alternativ}}} + \frac{\varepsilon_C \cdot \eta_{\text{Total,gas}}}{Q_{\text{Kyl}}} \cdot (K_{\text{Alt}} - K_{\text{Gas}} - K_{\text{Gas,Uh}}) + \eta_{\text{Tot,gas}} \cdot \varepsilon_C \cdot \Psi \cdot P_{\text{Värme,alt}}$$

Avgivningsfaktorn, Ψ , bestäms av tredjetermen i uttrycket enligt

$$\Psi = 1 + \frac{\eta_{\text{Motor}}}{\eta_{\text{Total}} \cdot \varepsilon_C} + \frac{\eta_{\text{Värme}}}{\eta_{\text{Total}} \cdot \varepsilon_C}$$

Eftersom kondensorvärmets kan tillvaratas vare sig kylmaskinen drivs med el eller gas erhålls:

$$\Psi = \frac{\eta_{\text{Värme}}}{\eta_{\text{Total}} \cdot \varepsilon_C}$$

Ur figur 9, bestäms ε_C till att anta värdet 7. $\eta_{\text{Total,alternativ}} = 0,59$ fås ur tabell 2. Vi förutsätter att kylbehovet är konstant under hela den årliga drifttiden för kylning. Gasmotorn går då med konstant axeleffekt.

Vi antar att mindre gasmotorer med axeleffekter runt 20 - 50 kW antar samma värden på mekanisk- och värmeverkningsgrad som motorer med axeleffekter runt 100 kW enligt figur 6 och tabell 2. Den mekaniska verkningsgraden, η_{Motor} , vid fullast är ca 35%. Värmeverkningsgraden, $\eta_{Värme,gas}$, blir då 52%. Om axelverkningsgraden, η_{Axel} , antas vara konstant enligt tabell 2 erhålls $\eta_{Total,gas} = 0,24$ vid fullast.

För driften av kylaggregatet kan man anta att anläggningen körs dygnet runt när kylbehov finns, dvs under ca 1500 timmar/år.

Det återstår att bestämma skillnaden i de fasta kostnaderna för aggregaten.

$K_{Alternativ}$ är summan av kostnaden för det eldrivna kylaggregatet. Investeringen förväntas avskrivas på 5 år, kalkylräntan sätts till 8% vilket ger en annuitet på 0,2505. Alternativkostnaden kan skrivas:

$$K_{Alternativ} = \frac{(68000 + Aggregat) \cdot 0,2505}{7500}$$

De 68000 kommer från figur 21 och utgör investeringen för elmotorn. K_{Gas} utgör summan av investeringskostnaden för aggregatet och gasottomotorn, figur 20.

$$K_{Gas} = \frac{(600000 + Aggregat) \cdot 0,2505}{7500}$$

Till gasmotorn kommer kostnaden för underhåll, $K_{Gas,Uh}$, figur 23, 9,2 SEK/h.

$$\begin{aligned} K_{Alt} - K_{Gas} - K_{Gas,Uh} &= \frac{(68000 + Aggr) \cdot 0,2505}{7500} \\ &- \left(\frac{(600000 + Aggr) \cdot 0,2505}{7500} + 9,2 \right) \\ &= -27,0 \text{ SEK / h} \end{aligned}$$

Sammanfattningsvis måste gaspriset understiga:

$$\begin{aligned} P_{Gas} &\leq \frac{0,60 \cdot 0,24}{0,59} - \frac{7 \cdot 0,24 \cdot 27,0}{100} + 0,52 \cdot 0,50 = \\ &= 0,24 - 0,45 + 0,26 = 0,05 \text{ SEK / kWh} \end{aligned}$$

Resultatet av beräkningarna visar att gas till ett pris lägre än 0,05 SEK/kWh måste finnas tillgänglig för att gasaggregatet ska vara ekonomiskt försvarbart. Detta under förutsättning att allt spillvärme från gasmotorn tas tillvara. Med ett kylbehov som minskar med sjunkande utetemperatur betyder detta att inte ens gratis gas är lönsam.

Motsvarande beräkning för en absorptionskylmaskin ger som resultat att gaspriset inte får överstiga 0,2 SEK/kWh förutsatt att all lågtempererad spillvärme kan tas till vara.

Sorptiv kyla är mycket beroende av lokala förutsättningar beträffande inkoppling till befintligt system samt klimatet. Det är svårt att göra generella beräkningar. Man bör titta närmare på den här teknikens möjligheter vid gasdrift.

4. MARKNADSFÖRUTSÄTTNINGAR I SVERIGE.

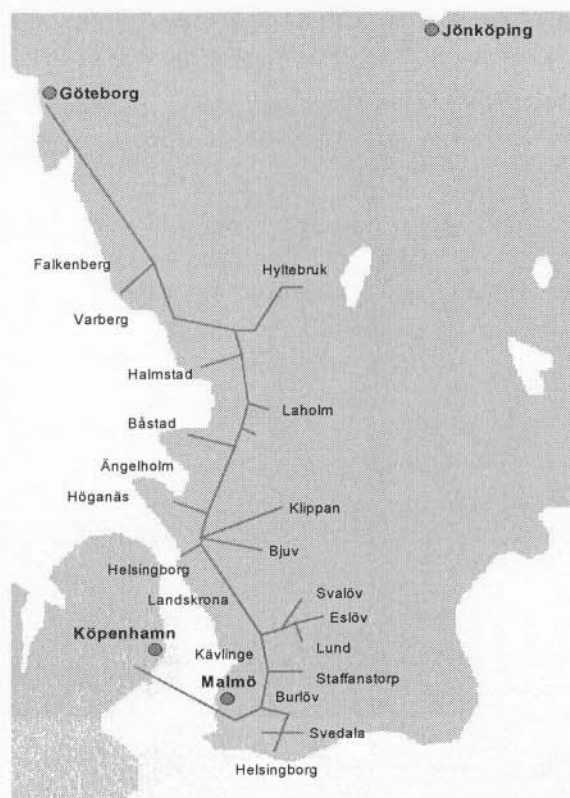
Grundförutsättningarna för att överhuvudtaget installera en naturgasdriven kylmaskin är:

- Behov av klimatisering.
- Tillgång på naturgas.

4.1 Naturgasens distributionsområde

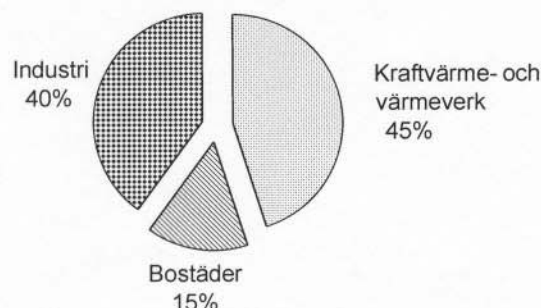
Den svenska naturgasens distributionsområde framgår av figur 24.

Figur 24. Naturgasens distributionsområde i Sverige.



Sverige förbrukade 1995 811 miljoner m³ naturgas vilket motsvarar 8,8 TWh. Gasen distribueras till 25 kommuner, ca 7000 småhus och ett stort antal industrier, kraftvärme- och värmeverk. De totalt ca 55 000 slutkunderna fördelas på kategorier enligt figur 25.

Figur 25. Fördelning i Sverige 1995.



4.2 Behov av klimatisering

För att erhålla en lönsam installation krävs att kylaggregatets spillvärme kan utnyttjas

för ersättning av värme från en annan uppvärmningskälla. Detta gör att förutom ett klimatiseringsbehov måste det finnas avsättning för spillvärmten. Dessutom begränsar kravet på låg carnotsk köldfaktor och stor installerad effekt användningsområdet.

Exempel på lämpliga installationer är:

- Komfortkyla i kontor.
- Butikskyla i stora varuhus.
- Kylning av datorhallar.
- Klimatisering av badhus.

4.3 Dagens och potentiell marknad i Sverige.

En jämförelse kan göras med utbyggnaden av den svenska fjärrkylaproduktionen. Användningsområdet för fjärrkyla sammanfaller med användningsområdet för naturgasdriven kyla. Tabell 3 visar storleken av fjärrkylaproduktionen i Sverige 1995. Det geografiska området som täcks in av tabell 3 är södra Sverige upp till Gävle.

Tabell 3. Fjärrkylaproduktion 1995 enligt Svenska Fjärrvärme Föreningen.

Ort	Abonnerad kyleffekt [MW]	Levererad mängd [GWh]
Borås	0,5	0,467
Gävle	0,13	0,12
Göteborg		0,90
Norrenergi	4,50	0,57
Norrköping	1,60	0,90
Norrtälje	0,35	1,05
Stockholm	23,0	10,72
Västerås	15,5	15,23
Summa	45,63	29,95

De städer som idag har en allvarlig diskussion om fjärrkyla i befintligt naturgasområde är Malmö, Lund, Helsingborg och Göteborg. Där skattas totalbehovet av fjärrkyla till 0,1 TWh/år.

Med en antagen köldfaktor på 2, motsvarar det 0,05 TWh/år naturgas.

Svenska Fjärrvärmeföreningen har prognostiserat Sveriges totala fjärrkylabehov fram till år 2010. En snabb expansion förväntas under åren 1995 till år 2000, från ca 30 GWh till ca 370 GWh. Med en antagen köldfaktor lika med 2 motsvarar detta en ökad tillförsel av naturgas på ca 185 GWh vid sekelskiftet. Efter år 2000 förväntas fjärrkylan vara etablerad i samtliga tänkbara orter, ca 25 stycken. Under perioden från år 2000 till 2010 förväntas en måttligare ökningstakt av kylenergileveransen upp till ca 500 GWh, eller med antagandet av köldfaktorn enligt ovan, 250 GWh naturgas.

5. UTVECKLING

Sedan köldmediernas påverkan på miljön kom i fokus på 80-talet har utvecklingen inom kyltekniken varit främst inriktad på att finna nya miljövänliga köldmedier. Dessa ska besitta egenskaper såsom icke ozonnedbrytande, ej bidra till växthus-effekten och kunna vara direkt ersättare av gamla miljöfarliga köldmedier, s.k. drop-in köldmedier. Resultatet av denna utveckling har blivit dels en renässans av gamla välbeprövade köldmedier såsom, ammoniak, propan och ISO-butan dels en grupp nya helsyntetiska köldmedier såsom R134a och R143a. Anpassningen av kompressorkylmaskinen till dessa nya köldmedier leder till en effektivare, bättre köldfaktor, kylmaskin än den gamla kylmaskinen med freon.

I dagens kompressorkylmaskiner sitter ofta en kolvkompressor. Denna kompressortyp ersätts till allt större grad av skruvkompressorer, vilka med modern tillverkningsteknik kan göras i allt mindre storlekar. Skruvkompressorn är en effektiv kompressortyp jämfört med kolvkompres-

sorn. Dess konstruktion är enklare än kolvkompressorn och kan därmed göras billigare än kolvkompressorn.

Gasottomotorn utvecklas idag mot en motor som i mindre grad än tidigare påverkar miljön i form av NO_x och andra miljöfarliga utsläpp. Motorn utvecklas dessutom ständigt mot en högre verkningsgrad. Motor och kylaggregat kommer att finnas att köpa redan sammankopplade till en komplett kylvanhet. Detta leder till att projekterings- och installationsarbetet kan reduceras och därmed ge en lägre totalkostnad för kylaggregatet.

De allt strängare miljökraven gynnar utvecklingen av nya anpassade cykler, varav Munters system "Lizzy" är ett exempel på hur klimatiseringsbehovet tillfredsställts med vatten för kylning av till- och frånluft, en mindre mängd el för drift av sorptions- och värmeväxlarhjul och behov av gas för regenereringsbatteriet.

Carrier, York och Trane har visat intresse för att utveckla trestegs absorptionsprocesser vilket medför en utveckling mot allt bättre köldfaktorer.

I USA och England pågår forskning om sorption av ammoniak i salt, molekylär sorption. Detta kan leda till en kylapparat som är helt värmedriven och har högre total köldfaktor än dagens absorptionsmaskiner.

6. LITTERATUR

Kylteknikern, Svenska Kyltekniska Föreningens Handbok 1; M. Bäckström.

Energiomvandling med gaseldad stirling-motor, R50:1987 Byggforskningsrådet; Eric Granryd, Ove Klaar, Per Lundqvist, Bengt Waldenstad.

Alternativa motorer, NUTEK-info 829-1991; Rolf Egnell, Rolf Gabrielsson.

Kylteknik Allmän Kurs, Institutionen för mekanisk värmeteori och kylteknik KTH; Bo Pierre.

Naturgas til køleformål, Teknisk Note nr. 1/1993 DGC; Jan de Wit.

Broschyrmaterial från Vattenfall Naturgas.

Broschyrmaterial från ABB Stal-Litzell.

Broschyrmaterial från MAN Dezentrale Energisystem.

Broschyrmaterial från York Europe.

Broschyrmaterial från ABB Ventilation.

Broschyrmaterial från SABROE.

Natural Gas Cooling Equipment Guide, American Gas Cooling Center.

Statistik 1995, FVF 1996:12 Svenska Fjärrvärmeföreningen.

Prognos 1995, Svenska Fjärrvärmeföreningen



SE-205 09 MALMÖ • TEL 040-24 43 10 • FAX 040-24 43 14
Hemsida www.sgc.se • epost info@sgc.se
