



Linnéuniversitetet  
Sjöfartshögskolan i Kalmar  
Examensarbete

# Absorptionskylmaskiner ombord

*En undersökning om absorptionsprocessens potential ombord fartyg*

**Författare** Kristofer Ahlin  
**Datum** 15 oktober 2014  
**Program** Sjöingenjörsprogrammet  
**Ämne** Självständigt arbete  
**Nivå** 15 hp  
**Kurskod** SA300S

**Handledare**  
Mats Magnusson  
Fredrik Ahlgren

## Abstrakt

Målet med denna undersökning är att teoretiskt undersöka den vatten/ litiumbromidbaserade absorptionsprocessens potential ombord fartyg då processen enbart drivs av huvudmaskinens högtemperaturkylvatten. Undersökningen genomförs teoretiskt mot tre olika fartyg samt Sjöfartshögskolan i Kalmars maskinrumssimulator. För vardera fartyg undersöks driftenergikällan och kylbehovet ombord. Med det som underlag dras en slutsats om den vatten/ litiumbromidbaserade absorptionsprocessens potential ombord fartyget. Fartygens resultat ligger till grund för slutsatsen. Undersökningen visade att det finns potential för tekniken ombord undersökta fartyg.

Nyckelord: absorptionsprocess, kylprocess, absorptionkylprocess, litiumbromid, LiBr, kylmaskin, absorptionskylmaskin, energiåtervinning.

## Abstract

The objective of this study is to examine the water/ lithium bromide based absorption chiller process potential aboard ships when the absorption process is solely driven by the main engine's high temperature cooling water. The survey is conducted theoretically against three different vessels and an engine room simulator. For each vessel examined the operational energy source and cooling load on board are investigated and with that as an basis a conclusion about the process potential aboard that ship is reached. The study shows a potential for a LiBr absorption chiller on the surveyed vessels.

Keywords: absorption, chiller, lithium bromide, LiBr, waste heat recovery, WHR.

# Innehåll

<b>1</b>	<b>Inledning</b>	<b>2</b>
1.1	Syfte . . . . .	3
<b>2</b>	<b>Metodbeskrivning</b>	<b>4</b>
2.1	Studieobjekt . . . . .	4
2.2	Arbetsgång . . . . .	5
2.3	Datainsamling . . . . .	6
2.4	Analysen . . . . .	7
2.4.1	Absorptionskylmaskiner och $COP_{WHR}$ . . . . .	7
2.4.2	Formler, tabeller och diagram för LiBr-processen . . . . .	7
2.4.3	Formler, tabeller och diagram för drifteffekten . . . . .	8
2.4.4	Beräkningsgång . . . . .	8
<b>3</b>	<b>Analys</b>	<b>10</b>
3.1	$COP_{WHR}$ värden för olika driftfall . . . . .	10
3.2	MC90V ("Desktopsimulatorn") . . . . .	11
3.2.1	Uträkningar för MC90V . . . . .	12
3.3	M/T Tärnholm . . . . .	13
3.3.1	Uträkningar för M/T Tärnholm . . . . .	14
3.4	M/T Pandion . . . . .	15
3.4.1	Uträkningar för M/T Pandion . . . . .	16
3.5	M/S Gotland . . . . .	17
3.5.1	Uträkningar för M/S Gotland . . . . .	18
<b>4</b>	<b>Sammanställning av analysens resultat</b>	<b>19</b>
<b>5</b>	<b>Diskussion</b>	<b>20</b>
5.1	Dataunderlag . . . . .	20
5.2	Uträkningen . . . . .	20
5.3	Kylapplikationer . . . . .	21
5.4	Fartygens driftfall . . . . .	21
<b>6</b>	<b>Slutsats</b>	<b>22</b>
<b>7</b>	<b>Slutgiltiga tankar</b>	<b>23</b>
<b>8</b>	<b>Referenser</b>	<b>24</b>
<b>A</b>	<b>Absorptionsprocessen</b>	<b>25</b>
A.1	Processbeskrivning . . . . .	25
A.2	Ett varv i systemet . . . . .	25

<b>B</b>	<b>Härledning av formeln för LiBr-Processen</b>	<b>27</b>
<b>C</b>	<b>COP<sub>WHR</sub>-värdestudie</b>	<b>30</b>
<b>D</b>	<b>Typfartyg</b>	<b>34</b>
D.1	M/T MC90-V . . . . .	34
D.2	M/S Gotland . . . . .	36
D.3	M/T Tärnholm . . . . .	37
D.4	M/T Pandion . . . . .	38

## Figurer

1	Arbetsflöde . . . . .	5
2	Schematisk bild över absorptionsprocessen . . . . .	25

## Tabeller

1	Resultat från COP <sub>WHR</sub> studien . . . . .	10
2	HT-vattnets värden vid olika driftfall . . . . .	11
3	Antaganden för MC90V . . . . .	12
4	Hämtade värden för MC90V . . . . .	12
5	Antaganden för M/T Tärnholm . . . . .	14
6	Hämtade värden för M/T Tärnholm . . . . .	14
7	Antaganden för M/T Pandion . . . . .	16
8	Hämtade värden för M/T Pandion . . . . .	16
9	Antaganden för M/S Gotland . . . . .	18
10	Hämtade värden för M/S Gotland . . . . .	18
11	Sammanställning av samtliga fartygs resultat . . . . .	19

# Ord och teckenförklaring

## Förkortningar och uttryck i löptext och figurer

<b>AC</b>	”Air Condition” dvs. luftkonditionering
<b>COP</b>	”Coefficient Of Performance” dvs. processen verkningsgrad
<b>COP<sub>WHR</sub></b>	Absorptionsprocessens verkningsgrad, dvs. förlusten mellan driftenergin i generatoren och kyleffekten i förångaren
<b>Designerad fart</b>	Den fart genom vattnet ett fartyg är konstruerat för att hålla under normal drift.
<b>Ekonomifart</b>	Reducerad fart jämfört mot fartygets designerade fart för att spara på bränsle.
<b>Fart genom vattnet</b>	Fartygets fart i förhållande till vattnet.
<b>HM</b>	Huvudmaskin
<b>HT, HT-vatten</b>	Högtemperaturkylvatten
<b>LiBr</b>	Litiumbromid
<b>LiBr-lösning</b>	Litiumbromid/ vattenlösning
<b>LiBr-processen</b>	Vatten/ litiumbromidbaserad absorptionsprocess
<b>LT, LT-vatten</b>	Lågtemperaturkylvatten
<b>P<sub>e</sub></b>	Förångarens kyleffekt
<b>P<sub>G</sub></b>	Generators drifteffekt
<b>P<sub>p/p</sub></b>	Pumpens drifteffekt
<b>VLCC</b>	”Very Large Crude Carrier” eller ”Supertanker” dvs. en mycket stor oljelasthanterare (oljetanker)

## Matematiska uttryck i formler och löptext

<b>COP</b> , ( <i>COP</i> )	”Coefficient Of Performance”
<b>i</b> , ( <i>i</i> )	Entalpi [kJ/kg]
<b>m</b> , ( <i>m</i> )	Massflöde [kg/h]
<b>P</b> , ( <i>P</i> )	Effekt [kW]
<b>x</b> , ( <i>x</i> )	LiBr-lösningens koncentration

## Försänkta uttryck i formler och löptext

<b>e</b> , ( <i>e</i> )	Förångare
<b>G</b> , ( <i>G</i> )	Generator
<b>p/p</b> , ( <i>p/p</i> )	Pump
<b>r</b> , ( <i>r</i> )	Köldmedium
<b>ss</b> , ( <i>ss</i> )	Stark litiumbromidlösning
<b>WHR</b> , ( <i>WHR</i> )	”Waste Heat Recovery” dvs. energiåtervinning
<b>ws</b> , ( <i>ws</i> )	Svag litiumbromidlösning

# 1 Inledning

Ombord fartyg finns det både förbränningsmotorer och kompressorer som skapar mycket värme under drift. Denna värme försvinner i många fall helt outnyttjat ut med avgaser och kylvatten [1] och kan såldes klassas som spillenergi. Det finns redan lösningar där värmen i avgaserna tas till vara på för att bland annat tillverka ånga men det är inte lika vanligt att kylvattnets värme används. För att ta till vara på den energi som finns i kylvattnet kan en absorptionskylmaskin användas för att skapa kyla till kylrum och luftkonditionering.

Det finns ett flertal olika absorptionsprocesser som går att använda för att driva en kylmaskin men många av dessa kräver temperaturer över kylvattnets temperaturspann. En process som går att använda är den vatten/ litiumbromidbaserade processen. LiBr-processen använder vatten som köldmedium och en vatten-litiumbromidlösning som absorptionsvätska. Denna process kan drivas från 60 °C [1] och kan, som tidigare nämnts driva bland annat luftkonditioneringar och kylrum. Att den inte kan driva frysrum beror på att köldmediet, med andra ord vattnet fryser runt 0 °C.

Det finns många fördelar med att använda en absorptionskylmaskin varav den mest nämnvärda är att den primärt drivs av värme vilket finns gratis att tillgå som spillenergi i kylvattnet. Att använda spillenergi för att driva kylsystem ombord istället för att tillverka den energi som krävs för att driva en kylkompressor ger en minskad bränsleförbrukning vilket minskar både utgifter och utsläpp.

I detta arbete kommer den LiBr-baserade absorptionskylmaskinen att undersökas för att utreda dess teoretiska potential att driva luftkonditioneringen och kylrummen ombord fartyg. Undersökningen kommer att teoretiskt genomföras mot tre fartyg samt Sjöfartshögskolan i Kalmars maskinrumssimulator där kylbehov och drifteffekt kommer att utredas och ställas mot hur mycket kyleffekt som kan utvinnas ur huvudmaskinens kylvatten.

## 1.1 Syfte

Syftet med arbetet är att genom en teoretisk undersökning visa på eller visa mot LiBr-processens driftpotential genom att svara på huvudfrågan:

Vad är LiBr-processens potential ombord fartyg då den exklusivt drivs av huvudmaskinens kylvatten. För att svara på denna fråga kommer följande tre delfrågor att undersökas:

- Hur stor kyleffekt kräver luftkonditioneringen och kylrummen ombord?
- Hur stor drifteffekt kräver LiBr-processen för att tillgodose kylbehovet ombord?
- Hur stor kyleffekt kan LiBr-processen ge om den drivs exklusivt av huvudmaskinens kylvatten?



## 2 Metodbeskrivning

### 2.1 Studieobjekt

I studien användes fartygen M/S Gotland [2], M/T Tärnholm [3] och M/T Pandion [4] samt Sjöfartsskolan i Kalmars maskinrumssimulator MC90V [5].

M/S Gotland är ett passagerarfartyg med roro-kapacitet som går mellan Visby och fastlandet och M/T Tärnholm är en produkttanker som främst trafikerar Östersjön. Dessa två fartyg har använts vid en tidigare studie av Boman och Lindberg [6] inom samma område på Sjöfartshögskolan varvid en stor del av informationen som behövdes vid denna studie redan fanns tillgänglig.

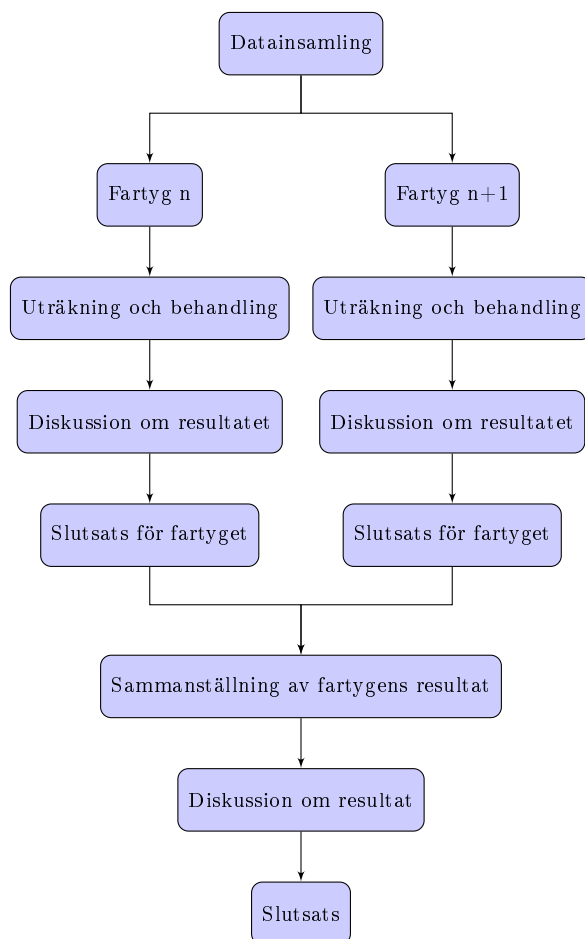
M/T Pandion är en produkttanker som är specialiserad på bitumentransport som även den främst trafikerar Östersjön. Ombord M/T Pandion fanns vid arbetets genomförande en kontakt som samlade in den data som behövdes.

MC90V är en avancerad maskinrumssimulator som är framtagen av Kongsberg. Simulatorens baseras på ett verkligt VLCC fartyg och simulerar hur fartygets olika system beter sig vid olika driftförhållanden och fel. MC90V har under hela arbetets gång varit tillgänglig för olika tester och informationsinsamling.

Fartygsvalen är främst baserade på dess lättillgängliga data samt att de trots fåtalet tillsammans med MC90V täcker in en relativt bred bild av den svenska handelsflottan. MC90V valdes att ingå i studien då det går att testa flera olika driftfall utan att störa ett fartygs verksamhet.

## 2.2 Arbetsgång

Vardera fartygs kylbehov har undersökts och jämförts mot den kyleffekt som går att framställa med huvudmaskinens kylvatten. Resultatet har sedan sammanställts för att ge en överskådlig bild som senare diskuteras för att stå till grund för en slutsats. I figur 1 beskrivs arbetsflödet i ett flödesschema.



Figur 1: Arbetsflöde

## 2.3 Datainsamling

Insamlingen av data har skett genom studier av det tidigare arbetet inom samma ämne av Boman och Lindberg [6], manualer för fartygens maskinerier, en kontakt ombord M/T Pandion samt studier av och försök i MC90V.

Det som har undersökts är:

- HT-vattnets flöde
- HT-vattnets temperatur före huvudmaskinen
- HT-vattnets temperatur efter huvudmaskinen
- Luftkonditioneringens maximala kyleffekt
- Kylrummens maximala kyleffekt

Den insamlade informationen har används i uträkningarna för att få fram kylbehovet och den tillgängliga driftenergin. Formlerna som använts beskrivs och härleds i 2.4.2.

HT-vattnets flöde och temperaturstegring över huvudmaskinen har använts för att få fram den tillgängliga driftenergin. Kylvattnet har inte tillåtits kylas till under den temperatur det har haft före huvudmaskinen eller cylindrarna beroende på tillgänglig data.

Kylrummens maximala kyleffekt och luftkonditionerings maximala kyleffekt har tillsammans bildat fartygets totala kylbehov. Har inte enbart kylrummets kyleffekt varit tillgänglig har både kyl- och frysrummets kyleffekt använts. Eftersom det är vanligt med redundans för kabyssens kyl- och frysrum har det antagits att om ett fartyg har två kylkompressorer på totalt 400 kW så är enbart 200 kW kylbehovet. Detta eftersom redundans skapas av flera separata system och inte ett överdimensionerat system. Har fartyget enbart haft en kylkompressor har dess kapacitet antagits vara kylbehovet.

## 2.4 Analysen

För att kunna ge svar på huvudfrågan har formeln för omvandlingen mellan den tillgängliga effekten i kylvattnet och kyleffekten behövts. Denna omvandling brukar beskrivas med ett COP-värde [ekvation 1] som beskriver den energiförlust som äger rum mellan den totala drifteffekten och kyleffekten. I detta arbete definieras istället  $COP_{WHR}$  [ekvation 2] som beskriver effektförlusten mellan värmeeffekten för driften och den totala kyleffekten. Det går då med hjälp av  $COP_{WHR}$ -värdet att direkt omvandla kylbehovet till värmeenergi och vice versa.

$$COP = \frac{P_e}{P_G + P_{p/p}} \quad (1)$$

$$COP_{WHR} = \frac{P_e}{P_G} \quad (2)$$

### 2.4.1 Absorptionskylmaskiner och $COP_{WHR}$

COP-värdet är ett smidigt mått för att omvandla drifteffekt till levererad kyleffekt och det är vanligt att en kylmaskins COP-värde står utskrivet i produktspecifikationerna. Att använda dessa COP-värden blir dock inte bra vid implementation på ett fartyg eftersom COP-värdet styrs av yttre driftförutsättningar som kyltemperatur och omgivningstemperatur. Ett fartyg går oftast under varierande driftförhållanden eftersom den korsar breddgrader vilket ger en ändrad vattentemperatur. Detta medför att tillverkarens angivna COP-värde som tagits fram under optimala driftförutsättningar inte kommer att ge en rättvis bild av vad processen kan leverera. Av denna anledning har ett teoretiskt COP-värde, i form av  $COP_{WHR}$  räknats fram för testfartygen.

För att visa på hur COP-värdet påverkas har en mindre  $COP_{WHR}$ -studie genomförts.

### 2.4.2 Formler, tabeller och diagram för LiBr-processen

Vatten/ litiumbromidbaserade enstegsprocessen har valts då den utöver att vara den mest behändiga att räkna på eftersom den inte kräver djup kunskap om en specifik kylmaskin även är den till synes vanligast förekommande processen för att tillverka kyla av lågvärdig värmeenergi. Grundformeln för att räkna på processen [ekvation 3] har hämtats ur *ASHRAE Handbook - Fundamentals* [7]:

$$P_G = \dot{m}_r \cdot i_r + \dot{m}_{ss} \cdot i_{ss} - \dot{m}_{ws} \cdot i_{ws} - \dot{Q}_{vwx} \quad (3)$$

I ord kan formelns delar beskrivas som:

$P_G$	den effekt som krävs för att driva den beskrivna processen.
$\dot{m}_r \cdot i_r$	köldmediet som lämnar generatoren beskrivet som en effekt.
$\dot{m}_{ss} \cdot i_{ss}$	den starka lösningen som lämnar generatoren (innan värmeväxlaren) beskrivet som en effekt.
$\dot{m}_{ws} \cdot i_{ws}$	den svaga lösningen som pumpas upp till generatoren (innan värmeväxlaren) beskrivet som en effekt.
$\dot{Q}_{vwx}$	den värmeöverföring som sker mellan den starka och svaga lösningen i värmeväxlaren.

Värmeöverföringen som sker i värmeväxlaren är svår att beskriva generellt då den beror på flödena, temperaturskillnaden och värmeväxlarens uppbyggnad, det vill säga dess verkningsgrad och effekt (*Energiteknik* av Alvarez [8] beskriver dessa samband). Av denna anledning stryks den i uträkningarna vilket leder till att verkningsgraden försämras. Den slutgiltiga formeln som användes [ekvation 4] beskriver  $COP_{WHR}$ -värdet för kylprocessen. Formeln härleds i appendix B.

$$COP_{WHR} = \frac{\Delta i_e}{i_r + \frac{i_{ss}}{x_{ss} - 1} - \frac{i_{ws}}{1 - \frac{x_{ws}}{x_{ss}}}} \quad (4)$$

För att använda formeln krävs entalpier och koncentrationvärden för LiBr-lösningen. Dessa har tagits fram med hjälp av tabeller och diagram hämtade ur *ASHRAE Handbook - Fundamentals* [7].

### 2.4.3 Formler, tabeller och diagram för drifteffekten

För att få fram den tillgängliga värmeenergin för driften, det vill säga den tillgängliga drifteffekten har effektformeln [ekvation 5] använts:

$$P = \dot{m} \cdot \Delta i \quad (5)$$

Formeln är hämtad ur *Energiteknik* [8] och är mediets massflöde multiplicerat med entalpidifferensen för aktuell temperaturförändring. I detta fall är det kylvattnets massflöde multiplicerat med dess entalpiskillnad före och efter generatoren.

Entalpierna för kylvattnet samt entalpierna för köldmediet är hämtade ur *IAPWS-97* [9].

### 2.4.4 Beräkningsgång

För att undersöka fartygen har ett antal antaganden gjorts för vardera fartyg. Dessa antaganden är:

- Generatortemperaturen
- Förångaretemperaturen
- Kondensortemperaturen
- Absorbatortemperaturen
- Tryckförluster
- Värmeförluster

Alla tryck- och värmeförluster har antagits försumbara.

Med hjälp av dessa antaganden och formeln for  $COP_{WHR}$  har  $COP_{WHR}$ -värdet tagits fram. Med hjälp av  $COP_{WHR}$ -värdet har omvandlingarna gjorts för att få fram tillgänglig kyleffekt, krävd driftenergi och tillgänglig driftenergi. Dessa har tillsammans med kylbehovet kunnat ge svar på arbetets huvudfråga om LiBr-processens potential.

## 3 Analys

### 3.1 COP<sub>WHR</sub> värden för olika driftfall

I tabell 1 sammanställs resultatet från studien, uträkningarna går att finna i appendix C.

Tabell 1: Resultat från COP<sub>WHR</sub> studien

	Absorbator		
	30 °C	25 °C	20 °C
90 °C	0,735	N/A	N/A
<b>Generator</b> 80 °C	0,727	0,770	N/A
70 °C	0,693	0,768	0,813

Undersökningen visar att en sänkt temperatur i kondensorn och absorbatorn ger ett förbättrat COP<sub>WHR</sub>-värde samt att sänkt temperatur i generatorn ger ett försämrat COP<sub>WHR</sub>-värde. Görs en vidare undersökning av konsekvenserna av driftfallsändringarna syns ett samband mellan LiBr-koncentrationens differens och COP<sub>WHR</sub>-värdet. Då differensen mellan den starka och svaga LiBr-lösningen ökade förbättrades COP<sub>WHR</sub>-värdet.

En annan faktor som syns i undersökningen, och som även tydligt går att tyda från diagrammet över litiumbromidkoncentrationen är att en större differens mellan generatorns temperatur och kondensorns temperatur ger en ökad risk för kristallisering i LiBr-lösningen. Koncentrationsgränsen för kristalliseringsrisken ligger runt 70 %.

## 3.2 MC90V ("Desktopsimulatorn")

För information om simulatorm, se appendix D.1

Följande värden som har sammanställs i tabell 2 antecknades för kylvattnet under driftstegsändringar om 10 % mellan 30 % spakläge och 100 % spakläge. Flödet som är antecknat är det HT-vattenflöde som gick ut från huvudmaskinen vid respektive driftfall.

Tabell 2: HT-vattnets värden vid olika driftfall

Driftfall	HT in	HT ut	Flöde
100 %	70 °C	80 °C	220 t/h
90 %	70 °C	80 °C	222 t/h
80 %	71 °C	80 °C	223 t/h
70 %	72 °C	80 °C	226 t/h
60 %	73 °C	80 °C	229 t/h
50 %	74 °C	80 °C	232 t/h
40 %	74 °C	80 °C	231 t/h
30 %	76 °C	80 °C	231 t/h

$COP_{WHR}$ -värdet för LiBr-processen räknas ut till 0,72 [ekvation 6]. Då kylvattenflödet genom motorn var mer eller mindre konstant över samtliga driftfall och den enda skillnaden som direkt syntes var hur mycket vatten som recirkulerades anses även den energin som går att utvinna till kylprocessen vara relativt konstant under driftfallen där vattnet in till motorn inte överstiger 75 °C. Den tillgängliga kyleffekten kan då räknas ut till 942,59 kW [ekvation 7].

Detta innebär att från 40 % spakläge upp till max kan det eventuellt gå att få ut runt 943 kW kyleffekt.

MC90V har inte en specifikation för luftkonditioneringen eller kyl- och frysrum. Något som går att läsa ut under drift är värmeöverföringen i förångaren till AC-anläggningen samt värmeöverföringen i förångarna för kylrummet och frysrummet.

Värmeöverföringen i förångaren för AC-anläggningen är på ca 240 kW under normalgång och ca 350 kW under hög belastning.

I kylrummets förångare ligger värmeöverföringen på ca 22 kW under normalgång och ca 40 kW under hög belastning.

Detta skulle ge ett totalt kylbehov på ca 390 kW vilket avrundas till 400 kW för att ge lite marginal mot belastningstestet. Detta är 42 % av den uträknade maximala kyleffekten och kräver ca 556 kW drifteffekt.



### 3.2.1 Uträkningar för MC90V

Antaganden i tabell 3 samt värdena i tabell 4 används i uträkningarna.

Tabell 3: Antaganden för MC90V

Gällande	Antagande
Generatoren	75 °C
Förångaren	5 °C
Kondensorn	30 °C
Absorbatorn	30 °C
Tryckförluster	Försumbara
Värmeförluster	Försumbara

Tabell 4: Hämtade värden för MC90V

Medium	Värden
Köldmediet innan förångaren	125,7 kJ/kg (vätska 30 °C)
Köldmediet efter förångaren	2 510,1 kJ/kg (ånga 5 °C)
Köldmediet efter generatoren	2 634,6 kJ/kg (ånga 75 °C)
Starka LiBr-lösningen	60,8 % 186,96 kJ/kg
Svaga LiBr-lösningen	52,2 % 67,00 kJ/kg
HT-vattnet efter HM	334,9 kJ/kg (vätska 80 °C)
HT-vattnet innan HM	314,0 kJ/kg (vätska 75 °C)

*Värdena för köldmediet och HT-vattnet är ämtade från IAPWS-97 [9]  
Värdena för LiBr-lösningen är hämtade ur ASHRAE Handbook - Fundamentals [7]*

$$COP_{WHR} = \frac{\Delta i_e}{i_r + \frac{i_{ss}}{x_{ws}} - 1 - \frac{i_{ws}}{1 - x_{ss}}} = \frac{2510,1 - 125,7}{2634,6 + \frac{186,96}{0,608} - 1 - \frac{67,00}{1 - 0,525}} \approx 0,72 \quad (6)$$

$$\begin{aligned} P_e &= \dot{m} \cdot \Delta i \cdot COP_{WHR} \Rightarrow \\ \Rightarrow P_e &= \frac{231+220}{2} \cdot (334,9 - 314,0) \cdot 0,72 \\ &= \frac{3,6}{3,6} = 942,59 \text{ kW} \end{aligned} \quad (7)$$

### 3.3 M/T Tärnholm

För information om M/T Tärnholm, se appendix D.3

M/T Tärnholm är en produkttanker utrustad med en Wärtsilä 6L46C som huvudmaskin. Enligt manualen för motorn är kylvattentemperaturen före cylindrarna ca 74 °C och ca 82 °C efter. HT-vattnet används även till att kyla turbinerna och håller en temperatur på ca 91 °C. Det framgår varken i arbetet eller motorspecifikationen vilket flöde kylvattnet har genom cylindrarna eller turbinen vilket försvårar en uppskattning av tillgänglig värmeenergi. Något som framgår i manualen är att påhängspumpen för kylsystemet har en nominell pumpeffekt på 135 m<sup>3</sup>/h vilket motsvarar ca 135 t/h.

Nuvarande kylsystem är dimensionerat på 100 kW kyleffekt för luftkonditioneringen. Temperaturen i generatoren och temperaturen i absorbatoren och kondensoren antas hålla samma värden som i uträkningen för MC90V vilket genererar ett COP<sub>WHR</sub>-värde på 0,72.

Det teoretiska värmeenergikravet räknas ut till 138,89 kW [ekvation 8] vilket resulterar i ett teoretiskt kylvattenflöde vid noll värmeförlust om 17,06 t/h [ekvation 9]. Detta ger en tillgänglig kyleffekt på 791,1 kW [ekvation 10].

### 3.3.1 Uträkningar för M/T Tärnholm

Antaganden i tabell 5 samt värdena i tabell 6 används i uträkningarna.

Tabell 5: Antaganden för M/T Tärnholm

Gällande	Antagande
LiBr-processen	Samma som för MC90V
Tryckförluster	Försumbara
Värmeförluster	Försumbara

Tabell 6: Hämtade värden för M/T Tärnholm

Medium	Värden
HT-vattnet efter HM	343,3 kJ/kg (vätska 82 °C)
HT-vattnet innan HM	314,0 kJ/kg (vätska 75 °C)

*Värdena för HT-vattnet är hämtade från IAPWS-97 [9]*

$$P_G = P_e / COP_{WHR} = 100 / 0,72 \approx 138,89 \text{ kW} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{P_e}{\Delta i \cdot COP_{WHR}} \Rightarrow \\ \Rightarrow \dot{m} &= \frac{100 \cdot 3,6}{(343,3 - 314,0) \cdot 0,72} \approx 17,06 \text{ t/h} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} P_e &= \dot{m} \cdot \Delta i \cdot COP_{WHR} \Rightarrow \\ \Rightarrow P_e &= \frac{135 \cdot (343,3 - 314,0) \cdot 0,72}{3,6} = 791,1 \text{ kW} \end{aligned} \quad (10)$$

### 3.4 M/T Pandion

För information om M/T Pandion, se appendix D.4

M/T Pandion är en kemikalietanker specialiserad på bitumentansport som ägs av och går för AB Nynäs Petroleum. Hon är utrustad med en Wärtsilä 6L38 på 4 350 kW som huvudmaskin. Uppmätta värden på kylvattnet visar 76 °C före cylindrarna och 80 °C efter cylindrarna. Vattenflödet var inte möjligt att mäta men det uppges i manualen till ca 66 t/h.

Kylbehovet för kylrum och frysrum ligger på 4 kW. Kylbehovet är för både kylrum och frysrum men en absorptionsprocess kan inte driva ett frysrum eftersom vatten fryser vid en temperatur runt 0 °C. Detta innebär att den del av kyleffekten som en LiBr-process kan avlasta nuvarande kylsystem inte utgör hela kylbehovet men eftersom det i detta fall inte går att avgöra hur mycket effekt som går till vardera rum så kommer hela kylbehovet användas i uträkningarna.

Generatoren antas kunna hålla en temperatur på 76 °C och då M/T Pandions farvatten till stor del är runt nordliga Europa anses det inte vara några problem att kyla absorbatoren och kondensoren till 20 grader. Här uppstår ett problem; kyla köldmediet till 20 °C och generatoren håller en temperatur på 76 °C kommer det inte att finnas någon marginal till riskområdet där saltkristaller börjar bildas. Detta gör att temperaturen får höjas till 25 °C för att ge en stabil drift vilket dessvärre leder till en sänkt verkningsgrad.

$COP_{WHR}$ -värdet för denna LiBr-process räknas ut till 0,78 [ekvation 11] och den tillgängliga kyleffekten blir då 238,81 kW [ekvation 12].

### 3.4.1 Uträkningar för M/T Pandion

Antaganden i tabell 7 samt värdena i tabell 8 används i uträkningarna.

Tabell 7: Antaganden för M/T Pandion

Gällande	Antagande
Generatoren	76 °C
Förångaren	5 °C
Kondensorn	25 °C
Absorbatorn	25 °C
Tryckförluster	Försumbara
Värmeförluster	Försumbara

Tabell 8: Hämtade värden för M/T Pandion

Medium	Värden
Köldmediet innan förångaren	104,8 kJ/kg (vätska 25 °C)
Köldmediet efter förångaren	2 510,1 kJ/kg (ånga 5 °C)
Köldmediet efter generatoren	2 636,3 kJ/kg (ånga 76 °C)
Starka LiBr-lösningen	63,8 % 204,02 kJ/kg
Svaga LiBr-lösningen	49,0 % 48,79 kJ/kg
HT-vattnet efter HM	334,9 kJ/kg (vätska 80 °C)
HT-vattnet innan HM	318,2 kJ/kg (vätska 76 °C)

*Värdena för köldmediet och HT-vattnet är hämtade från IAPWS-97 [9]*  
*Värdena för LiBr-lösningen är hämtade ur ASHRAE Handbook - Fundamentals [7]*

$$COP_{WHR} = \frac{\Delta i_e}{i_r + \frac{i_{ss}}{x_{ss}} - 1 - \frac{i_{ws}}{1 - x_{ws}}} = \frac{(2510,1 - 104,8)}{2636,3 + \frac{204,02}{\frac{0,638}{0,490} - 1} - \frac{48,79}{1 - \frac{0,490}{0,638}}} \approx 0,78 \quad (11)$$

$$P_e = \dot{m} \cdot \Delta i \cdot COP_{WHR} \Rightarrow \\ \Rightarrow P_e = \frac{66 \cdot (334,9 - 318,2) \cdot 0,78}{3,6} = 238,81 \text{ kW} \quad (12)$$

### 3.5 M/S Gotland

För information om M/S Gotland, se appendix D.2

Destination Gotlands fartyg M/S Gotland har ett kylbehov på 753 kW.

Huvudmaskineriet består av fyra stycken Wärtsilä 12V46C om ca 12 600 kW styck. Enligt manualen har kylvattnet en temperatur på ca 74 °C före cylindrarna och ca 82 °C efter cylindrarna samt ett nominellt kylvattenflöde om 270 m<sup>3</sup>/h vilket motsvarar ca 270 t/h.

Då M/S Gotland går i Östersjön antas absorbatoren och kondensorn kunna hålla en temperatur på 25 °C.

COP<sub>WHR</sub>-värdet för denna LiBr-process räknas ut till 0,74 [ekvation 13] vilket ger ett driftenergikrav på 1 018 kW [ekvation 14]. Detta ger ett teoretiskt kylvattenflöde vid noll värmeförlust om 125 t/h [ekvation 15] vilket motsvarar 46 % av det kylvattenflöde som står angivet i manualen för en huvudmaskin.

Med manualens kylvattenflöde för en huvudmaskin blir den tillgängliga kyleffekten 1 626,12 kW [ekvation 16] per huvudmaskin.

### 3.5.1 Uträkningar för M/S Gotland

Antaganden i tabell 9 samt värdena i tabell 10 används i uträkningarna.

Tabell 9: Antaganden för M/S Gotland

Gällande	Antagande
Generatoren	75 °C
Förångaren	5 °C
Kondensorn	25 °C
Absorbatorn	25 °C
Tryckförluster	Försumbara
Värmeförluster	Försumbara

Tabell 10: Hämtade värden för M/S Gotland

Medium	Värden
Köldmediet innan förångaren	104,8 kJ/kg (vätska 25 °C)
Köldmediet efter förångaren	2 510,1 kJ/kg (ånga 5 °C)
Köldmediet efter generatoren	2 634,6 kJ/kg (ånga 75 °C)
Starka LiBr-lösningen	63,4 % 200,17 kJ/kg
Svaga LiBr-lösningen	52,5 % 56,53 kJ/kg
HT-vattnet efter HM	343,3 kJ/kg (vätska 82 °C)
HT-vattnet innan HM	314,0 kJ/kg (vätska 75 °C)

*Värdena för köldmediet och HT-vattnet är hämtade från IAPWS-97 [9]*  
*Värdena för LiBr-lösningen är hämtade ur ASHRAE Handbook - Fundamentals [7]*

$$COP_{WHR} = \frac{\Delta i_e}{i_r + \frac{i_{ss}}{x_{ss}} - 1 - \frac{i_{ws}}{1 - x_{ws}}} = \frac{(2510,1 - 104,8)}{2634,6 + \frac{200,17}{\frac{0,634}{0,525} - 1} - \frac{56,53}{1 - \frac{0,525}{0,634}}} \approx 0,74 \quad (13)$$

$$P_G = P_e / COP_{WHR} = 753 / 0,74 \approx 1018 \text{ kW} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{P_e}{\Delta i \cdot COP_{WHR}} \Rightarrow \\ \Rightarrow \dot{m} &= \frac{754 \cdot 3,6}{0,74 \cdot (343,3 - 314,0)} \approx 125,0 \text{ t/h} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} P_e &= \dot{m} \cdot \Delta i \cdot COP_{WHR} \Rightarrow \\ \Rightarrow P_e &= \frac{270 \cdot (343,3 - 314,0) \cdot 0,74}{3,6} = 1626,15 \text{ kW} \end{aligned} \quad (16)$$

## 4 Sammanställning av analysens resultat

I tabell 11 sammanställs resultaten från undersökningen.

Tabell 11: Sammanställning av samtliga fartygs resultat

Fartyg	Kylbehov			Krävd	Drifteffekt		Kyleffekt Tillgänglig
	A/C	Kylrum	Total		Total	Överbliven	
M/T Tärnholm	100 kW		100 kW	139 kW	1 099 kW	960 kW	791 kW
M/T Pandion		4 kW	4 kW	5 kW	306 kW	301 kW	239 kW
M/S Gotland	753 kW		753 kW	1 018 kW	4 395 kW*	3 377 kW*	3 252 kW*
M/T MC90-V	350 kW	40 kW	400** kW	556 kW	1 309 kW	753 kW	942 kW

\* Med två av fyra huvudmaskiner igång.

\*\* Lite extra belastning tillagd.

På M/T Tärnholm kräver AC:n 100 kW kyleffekt vilket motsvarar 139 kW drifteffekt för den undersökta LiBr-processen. Med enbart huvudmaskinens kylvatten kan totalt 791 kW kyleffekt levereras vilket betyder att det med stor marginal går att driva processen.

På M/T Pandion kräver kylrummet och frysrummet 4 kW kyleffekt. Totalt kan 239 kW kyleffekt levereras.

På M/S Gotland kräver AC:n 753 kW kyleffekt. En huvudmaskin kan leverera 1 626 kW kyleffekt. Troligt är att minst två huvudmaskiner alltid går (om inte fartyget har fördubbel redundans på framdriften) vilket i så fall ger minst 3 377 kW levererad kyleffekt.

I MC90V kräver AC:n och kylrummet 400 kW kyleffekt. Huvudmaskinens kylvatten kan leverera 942 kW kyleffekt, eventuellt redan från 40 % spakläge.

Således går det i samtliga fall att driva den eller de undersökta kylapplikationerna ombord med en LiBr-process vars drift sker exklusivt med hjälp av huvudmaskinens kylvatten.



## 5 Diskussion

Resultatet är entydigt, det går med god marginal att driva de kylapplikationer som har undersökts för vardera fartyg. Det finns dock saker värt att diskutera angående undersökningen.

### 5.1 Dataunderlag

Dataunderlaget för denna undersökning är inte så stort, tre faktiska fartyg och en maskinrumssimulator. Även om underlaget är smalt går det som tidigare nämnts att påstå, om än lite naivt att det representerar en relativt bred bild av den svenska handelsflottan. Detta motiveras med att två tankfartyg där ena är av dubbla den andras dödvikt samt ett passagerarfartyg som kan trafikera hela Östersjön undersöks. Dessa kan anses täcka in en del av den trafik som normalt går i Östersjön medan MC90V visar hur det skulle fungera på ett mycket större fartyg. Resultatet visar att det skulle fungera både på det stora fartyget och de mindre fartygen och det bör därmed rimligtvis även fungera på fartyg däremellan.

Det hade varit önskvärt att inkludera fler fartyg i undersökningen av flera storlekar och flera klasser, men samtidigt kan det ifrågasättas om det hade bidragit nämnvärt till undersökningens trovärdighet eftersom resultatet är så tydligt med så goda marginaler.

### 5.2 Uträkningen

Med uträkningen finns det tre saker som är värda att nämna: förluster anses försumbara, en vanlig komponent är borttagen ur formeln och enbart ett driftfall är undersökt för vardera fartyg.

Att tryck- och värmeförlusterna i systemet anses försumbara gör att det förmodligen inte går att få ut så mycket kyleffekt som uträkningen visar. Samtidigt har värmeväxlaren som höjer processens verkningsgrad (COP-värde) tagits bort och all energi i kylvattnet som teoretiskt går att få ut nyttjas inte. Detta gör att det likväl kan vara möjligt att få ut mer liksom mindre kyleffekt i praktiken än vad den teoretiska uträkningen visar. Hade analysen givit en liten marginal för att kunna driva kylmaskineriet så hade detta fått en stor betydelse för resultatet och därmed lett till en osäker slutsats. Nu är det från 70 % marginal så detta kan inte anses som ett större problem för arbetet.

70 % marginal är även det som gjorde att inte fler driftfall undersöktes för vardera fartyg. För att minska marginalen från 70 % till ett mer tvivelaktigt värde, t.ex. 10 %, skulle  $COP_{WHR}$ -värdet behövt sänkas till runt 0,35 vilket är orimligt lågt.

En sak som talar för uträkningarnas trovärdighet är att det teoretiska  $COP_{WHR}$ -värde som har tagits fram stämmer bra med de teoretiska COP-värden som används och fås fram i rapporterna av Florides m. fl. [10], Aphornratana och Sriveerakul [11] samt Vega, Almendros-Ibanez och Ruiz [12].

### 5.3 Kylapplikationer

Kylrum och luftkonditioneringar är inte de enda kylsystemen som finns ombord fartyg. Ett vanligt kylsystem som inte har undersökts är frysrum då det inte går att skapa frysgrader med LiBr-processen. Det finns processer som nyttjar lågvärdig värmeenergi för att skapa kyla vid frysgrader men dessa kräver ofta en värmekälla vid högre temperatur (120 °C eller mer) och kan därmed inte enbart drivas av kylvatten. Vid litteraturstudier inför och under arbetet är det just LiBr-processen som har dykt upp som den process som går att enbart driva med kylvatten.

### 5.4 Fartygens driftfall

I arbetet har hela undersökningen med undantaget MC90V förutsatt att fartyget går under dess designerade fart eller i ekonomifart. Detta gör att en del av fartygets verksamhet inte inkluderas såsom in- och utkörning. Detta gör även att vissa fartyg som går korta sträckor eller har långa hamnliggningar och så vidare inte är fullt representerade i studien.

Designerad fart är den fart genom vattnet som ett fartyg är konstruerat för att hålla. Farten baseras bland annat på huvudmaskinens varvtal vid normal drift och kan skilja sig från ekonomifart, vilken baseras på att minimera bränsleförbrukningen.

## 6 Slutsats

I arbetet har det genomförts en teoretisk studie för att undersöka LiBr-processens potential ombord fartyg genom en undersökning av befintliga fartygs kylsystem och kylbehov samt LiBr-processens verkningsgrad utifrån förutsättningar ombord vid drift under designerad fart alternativt under ekonomifart. Tre fartyg och Sjöfartshögskolan i Kalmars maskinrumssimulator har används i arbetet och i samtliga fall har LiBr-processen kunnat med goda marginaler driva kylbehovet ombord. Detta leder till slutsatsen att LiBr-processens potential ombord fartyg är god.

## 7 Slutgiltiga tankar

Detta arbete har visat på att LiBr-processen driven av huvudmaskinens kylvatten har en potential ombord fartyg med hänsyn till möjliga kylapplikationer och tillgänglig driftenergi. Att sedan praktiskt installera och använda en absorptionskylmaskin kan ge upphov till en del problem som behöver lösas. Till exempel så kan inte en absorptionskylmaskin oavsett processtyp tillverka billig kyla om driftenergin behöver framställs eftersom denna typ av kylmaskin har ett lågt COP-värde. En möjlig lösning på detta problem skulle kunna vara att installera dubbla system ombord. Istället för ett redundant kompressionskylsystem eller ett redundant absorptionskylsystem skulle man kunna installera en kylkompressor och en absorptionskylmaskin. Detta leder förvisso till två kylsystem som kan kräva varsin uppsättning kondensorer och förångare men det ger även ett fullt redundant kylsystem som kan ta till vara på spillenergi från huvudmaskinen. Används ett ammoniaksystem skulle kanske till och med ett gemensamt kondensor- och förångarsystem kunna användas.

Det finns alltså problem som måste lösas för att i praktiken ersätta kompressionskylmaskinerna ombord med absorptionskylmaskiner men eftersom driftenergin finns tillgänglig i form av spillenergi är den både driftmässigt ekonomiskt och miljömässigt attraktiv.

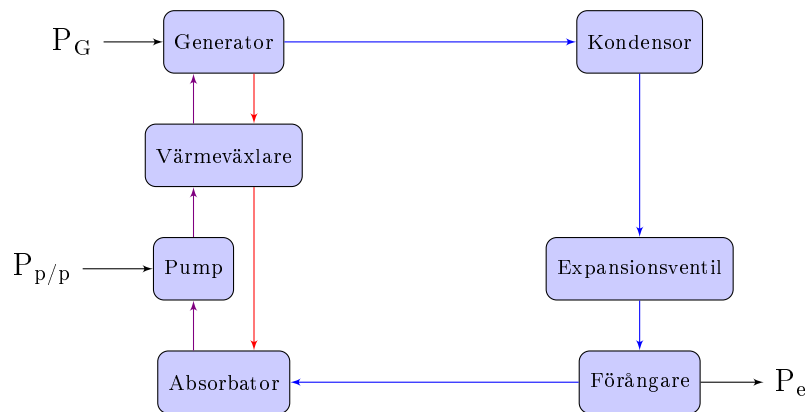
## 8 Referenser

- [1] G. Shu, Y. Liang, H. Wei, H. Tian, J. Zhao och L. Liu. "A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships". I: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 19 (2013), s. 385–401.
- [2] *M/S Gotland*. Gotlandsbolaget. 24 sept. 2013. URL: <http://www.gotlandsbolaget.se/fartyg.php%5C#gotland>.
- [3] *M/T Tärnholm*. Tärntank. 24 sept. 2013. URL: <http://www.terntank.com/our-fleet/mt-ternholm/>.
- [4] *M/T Pandion*. Marinetraffic. 24 sept. 2013. URL: <http://www.marinetraffic.com/ais/shipdetails.aspx%5C?MMSI=266005000>.
- [5] *ERS-L11 MAN B&W 5L90MC-VLCC*. Kongsberg. 24 sept. 2013. URL: [http://www.km.kongsberg.com/ks/web/nokbg0397.nsf/AllWeb/99A03D08A456CCCC1256D4A0050749F/\\$file/ERS\\_L11.pdf](http://www.km.kongsberg.com/ks/web/nokbg0397.nsf/AllWeb/99A03D08A456CCCC1256D4A0050749F/$file/ERS_L11.pdf).
- [6] J. Boman och A. Lindberg. "ABSORPTIONSTEKNIK - en alternativ kylteknik ombord?" I: *Sjöfartshögskolan i Kalmar, Examensarbete* (2007).
- [7] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). *ASHRAE Handbook - Fundamentals*. 2001.
- [8] H. Alvarez. *Energiteknik*. 3:3. Studentlitteratur, 2006. ISBN: ISBN 978-91-44-04509-2 samt 978-91-44-04510-8.
- [9] The International Association for the Properties of Water and Steam. *IAPWS-97*. 1997. URL: <http://www.iapws.org>.
- [10] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou och L.C. Wrobel. "Design and construction of a LiBr-water absorption machine". I: *Energy Conversion and Management* 44 (2003), s. 2483–2508.
- [11] S. Aphornratana och T. Sriveerakul. "Experimental studies of a single-effect absorption refrigerator using aqueous lithium-bromide: Effect of operating condition to system performance". I: *Experimental Thermal and Fluid Science* 32 (2007), s. 659–669.
- [12] M. Vega, J.A. Almendros-Ibanez och G. Ruiz. "Performace of a LiBr-water absorption chiller operating with plate heat exchangers". I: *Energy Conversion and Management* 47 (2006), s. 3393–3407.

# A Absorptionsprocessen

## A.1 Processbeskrivning

En absorptionskylmaskin opererar med samma princip som en kompressionskylmaskin med skillnaden att i stället för att komprimera köldmediet används en absorbator och en generator för att skapa tryckskillnaden mellan högtryckssidan och lågtryckssidan. Uppbyggnaden av kylmaskinen varierar beroende på vilken typ av process som används. Den process som behandlas i detta arbete är en LiBr-baserad enstegsprocess. I figur 2 beskrivs processen schematiskt.



Figur 2: Schematisk bild över absorptionsprocessen

## A.2 Ett varv i systemet

I generatorn värms LiBr-lösningen och köldmediet kokas av. Allt köldmedium förångas inte, det skulle medföra att saltet kristalliseras. Ångan leds ut till kondensorn och den starka lösningen som blir kvar i generatorn leds ner genom en värmeväxlare till absorbatoren.

In till kondensorn kommer köldmediet i form av mättad ånga. Kondensorns uppgift är att kyla köldmediet förbi dess kondenseringstemperatur så att allt köldmedium kondenseras.

Vidare går det till expansionsventilen som fungerar som en gräns mellan systemets högtryckssida och systemets lågtryckssida. När köldmediet passerar expansionsventilen når det systemets lågtryckssida där det på grund av det lägre trycket vill förångas. Förångningen, som till stor del sker i förångaren kräver energi vilket tas från dess omgivning. Förångaren blir med andra ord kall. När köldmediet lämnar förångaren är det till stor del eller helt i form av ånga.

Köldmediet når absorbatoren där det absorberas av den starka saltlösningen som leds in via en värmeväxlare från generatoren. När köldmediet absorberas frigörs värme vilket måste ledas bort för att inte absorptionen ska försämrats. Den starka saltlösningen som återförs från generatoren passerar genom ett munstycke som duschar ut lösningen i absorbatoren. Detta medför en bättre absorption likväl som munstycket ser till att upprätthålla det högre trycket i generatoren (och det lägre trycket i absorbatoren). Den svaga lösningen pumpas upp till generatoren genom en värmeväxlare vars uppgift är att återvinna värmen från den starka lösningen som återförs till absorbatoren.

## B Härledning av formeln för LiBr-Processen

Följande tecken används:

- $\dot{m}$  = massflöde [kg/h]
- $i$  = entalpi [kJ/kg]
- $P$  = effekt [kW]
- $x$  = LiBr-lösningens koncentration

Följande försänkta tecken används:

- $G$  = generatoren
- $e$  = förångaren
- $r$  = köldmediet
- $ss$  = starka LiBr-lösningen
- $ws$  = svaga LiBr-lösningen

I uträkningarna används formler för LiBr processen från *ASHRAE Handbook - Fundamentals* [7]. Övriga formler är hämtade ur *Energiteknik* [8].

Grundformeln som används (utan värmeväxlaren) är  $P_G = \dot{m}_r \cdot i_r + \dot{m}_{ss} \cdot i_{ss} - \dot{m}_{ws} \cdot i_{ws}$ . Detta uttryck ger hur mycket energi som behövs för att driva en LiBr-process med hjälp av massflöden och entalpi för LiBr-lösningarna och kylmediet. För att få fram dessa krävs formeln för systemets massflödesbalans,  $\dot{m}_{ws} = \dot{m}_r + \dot{m}_{ss}$  och formeln för LiBr-lösningens massflödesbalans  $\dot{m}_{ws} \cdot x_{ws} = \dot{m}_{ss} \cdot x_{ss}$ . Om dessa kombineras fås följande:

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}_{ws} \cdot x_{ws} = \dot{m}_{ss} \cdot x_{ss} &\Rightarrow \dot{m}_{ws} = \frac{\dot{m}_{ss} \cdot x_{ss}}{x_{ws}} \\ \dot{m}_{ws} = \dot{m}_r + \dot{m}_{ss} & \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{\dot{m}_{ss} \cdot x_{ss}}{x_{ws}} = \dot{m}_r + \dot{m}_{ss} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{x_{ss}}{x_{ws}} = \frac{\dot{m}_r + \dot{m}_{ss}}{\dot{m}_{ss}} \Rightarrow \frac{x_{ss}}{x_{ws}} = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ss}} + \frac{\dot{m}_{ss}}{\dot{m}_{ss}} \Rightarrow \frac{x_{ss}}{x_{ws}} = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ss}} + 1 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{x_{ss}}{x_{ws}} - 1 = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ss}} \Rightarrow \dot{m}_{ss} = \frac{\dot{m}_r}{\frac{x_{ss}}{x_{ws}} - 1}$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}_{ws} \cdot x_{ws} = \dot{m}_{ss} \cdot x_{ss} &\Rightarrow \dot{m}_{ss} = \frac{\dot{m}_{ws} \cdot x_{ws}}{x_{ss}} \\ \dot{m}_{ss} = \dot{m}_{ws} - \dot{m}_r & \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{\dot{m}_{ws} \cdot x_{ws}}{x_{ss}} = \dot{m}_{ws} - \dot{m}_r \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{x_{ws}}{x_{ss}} = \frac{\dot{m}_{ws} - \dot{m}_r}{\dot{m}_{ws}} \Rightarrow \frac{x_{ws}}{x_{ss}} = \frac{\dot{m}_{ws}}{\dot{m}_{ws}} - \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ws}} \Rightarrow \frac{x_{ws}}{x_{ss}} = 1 - \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ws}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ws}} = 1 - \frac{x_{ws}}{x_{ss}} \Rightarrow \dot{m}_{ws} = \frac{\dot{m}_r}{1 - \frac{x_{ws}}{x_{ss}}}$$



Resultatet är två uttryck, ett för den starka lösningens massflöde samt ett för den svaga lösningens massflöde.

$$\dot{m}_{ss} = \frac{\dot{m}_r}{\frac{x_{ss}}{x_{ws}} - 1}$$

$$\dot{m}_{ws} = \frac{\dot{m}_r}{1 - \frac{x_{ws}}{x_{ss}}}$$

För att få köldmediets massflöde används effektformeln  $P = \dot{m} \cdot \Delta i$ . Kombineras den med tidigare uttryck fås:

$$P_e = \dot{m}_r \cdot \Delta i_e \Rightarrow \dot{m}_r = \frac{P_e}{\Delta i_e} \left. \begin{array}{l} \dot{m}_{ss} = \frac{\dot{m}_r}{\frac{x_{ss}}{x_{ws}} - 1} \\ \dot{m}_{ws} = \frac{\dot{m}_r}{1 - \frac{x_{ws}}{x_{ss}}} \end{array} \right\} \Rightarrow \dot{m}_{ss} = \frac{P_e}{\Delta i_e \left( \frac{x_{ss}}{x_{ws}} - 1 \right)}$$

$$P_e = \dot{m}_r \cdot \Delta i_e \Rightarrow \dot{m}_r = \frac{P_e}{\Delta i_e} \left. \begin{array}{l} \dot{m}_{ss} = \frac{\dot{m}_r}{\frac{x_{ss}}{x_{ws}} - 1} \\ \dot{m}_{ws} = \frac{\dot{m}_r}{1 - \frac{x_{ws}}{x_{ss}}} \end{array} \right\} \Rightarrow \dot{m}_{ws} = \frac{P_e}{\Delta i_e \left( 1 - \frac{x_{ws}}{x_{ss}} \right)}$$

Slutligen kombineras resultatet av förgående uttryck med det ursprungliga för energiåtgången:

$$P_G = \dot{m}_r \cdot i_r + \dot{m}_{ss} \cdot i_{ss} - \dot{m}_{ws} \cdot i_{ws} \left. \begin{array}{l} \dot{m}_{ss} = \frac{P_e}{\Delta i_e \left( \frac{x_{ss}}{x_{ws}} - 1 \right)} \\ \dot{m}_{ws} = \frac{P_e}{\Delta i_e \left( 1 - \frac{x_{ws}}{x_{ss}} \right)} \\ P_e = \dot{m}_r \cdot \Delta i_e \Rightarrow \dot{m}_r = \frac{P_e}{\Delta i_e} \end{array} \right\} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow P_G = \frac{P_e \cdot i_r}{\Delta i_e} + \frac{P_e \cdot i_{ss}}{\Delta i_e \left( \frac{x_{ss}}{x_{ws}} - 1 \right)} - \frac{P_e \cdot i_{ws}}{\Delta i_e \left( 1 - \frac{x_{ws}}{x_{ss}} \right)} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} P_G = \frac{P_e}{\Delta i_e} \left( i_r + \frac{i_{ss}}{\frac{x_{ss}}{x_{ws}} - 1} - \frac{i_{ws}}{1 - \frac{x_{ws}}{x_{ss}}} \right) \\ P_e = \frac{P_G \cdot \Delta i_e}{i_r + \frac{i_{ss}}{\frac{x_{ss}}{x_{ws}} - 1} - \frac{i_{ws}}{1 - \frac{x_{ws}}{x_{ss}}}} \end{array} \right.$$

Resultatet är två uttryck. Ett för att beräkna hur mycket värmeenergi som krävs för att driva kylmaskinen vid en given kyleffekt:

$$P_G = \frac{P_e}{\Delta i_e} \left( i_r + \frac{i_{ss}}{\frac{x_{ss}}{x_{ws}} - 1} - \frac{i_{ws}}{1 - \frac{x_{ws}}{x_{ss}}} \right)$$

Samt ett för att beräkna hur mycket kyleffekt som kylmaskinen kan ge vid en given driftenergi:

$$P_e = \frac{P_G \cdot \Delta i_e}{i_r + \frac{i_{ss}}{\frac{x_{ss}}{x_{ws}} - 1} - \frac{i_{ws}}{1 - \frac{x_{ws}}{x_{ss}}}}$$

Slås formlerna ihop med uttrycket för  $COP_{WHR}$  fås en ett uttryck som direkt ger en process  $COP_{WHR}$ -värde:

$$\begin{aligned}
 & \left. P_G = \frac{P_e}{\Delta i_e} \left( i_r + \frac{i_{ss}}{x_{ws}-1} - \frac{i_{ws}}{1-\frac{x_{ws}}{x_{ss}}} \right) \right\} \Rightarrow \\
 & \Rightarrow COP_{WHR} = \frac{P_e}{P_e \cdot \left( i_r + \frac{i_{ss}}{x_{ws}-1} - \frac{i_{ws}}{1-\frac{x_{ws}}{x_{ss}}} \right)} = \\
 & = \frac{P_e \cdot \Delta i_e}{P_e \cdot \left( i_r + \frac{i_{ss}}{x_{ws}-1} - \frac{i_{ws}}{1-\frac{x_{ws}}{x_{ss}}} \right)} = \frac{\Delta i_e}{i_r + \frac{i_{ss}}{x_{ws}-1} - \frac{i_{ws}}{1-\frac{x_{ws}}{x_{ss}}}} \Rightarrow \\
 & \Rightarrow COP_{WHR} = \frac{\Delta i_e}{i_r + \frac{i_{ss}}{x_{ws}-1} - \frac{i_{ws}}{1-\frac{x_{ws}}{x_{ss}}}}
 \end{aligned}$$

## C COP<sub>WHR</sub>-värdestudie

En mindre studie över COP<sub>WHR</sub>-värdet vid ett antal satta driftfall har genomförts. Driftfallens gemensamma värden är att förångaren arbetar med en temperatur på 4 °C samt att absorbatorns arbetstemperatur är densamma som kondensorns arbetstemperatur. Det som har varierat mellan driftfallen är vid vilken temperatur absorbatoren och kondensorn har arbetat samt vid vilken temperatur generatoren har arbetat. Detta för att se hur processen påverkas om kylvattnet blir varmare och inte kan bibehålla satt driftvärde för absorbatoren och kondensorn samt effekten av sänkt generatortemperatur.

De fall som kommer undersökas är:

**Testfall 1:** Kondensor: 30 °C, Generator: 90 °C

**Testfall 2:** Kondensor: 30 °C, Generator: 80 °C

**Testfall 3:** Kondensor: 30 °C, Generator: 70 °C

**Testfall 4:** Kondensor: 25 °C, Generator: 90 °C

**Testfall 5:** Kondensor: 25 °C, Generator: 80 °C

**Testfall 6:** Kondensor: 25 °C, Generator: 70 °C

**Testfall 7:** Kondensor: 20 °C, Generator: 90 °C

**Testfall 8:** Kondensor: 20 °C, Generator: 80 °C

**Testfall 9:** Kondensor: 20 °C, Generator: 70 °C

Med hjälp av formeln för COP<sub>WHR</sub> i härledningen i appendix B:

$$COP_{WHR} = \frac{\Delta i_e}{i_r + \frac{i_{ss}}{x_{ws} - 1} - \frac{i_{ws}}{1 - x_{ss}}}$$

Värden för vattnets egenskaper (köldmediet) hämtas från *IAPWS-97* [9] och värden för LiBr-lösningens egenskaper hämtas ur *ASHRAE Handbook - Fundamentals* [7].

### Testfall 1

- Starka LiBr-lösningen: 246,52 kJ/kg, 67,0 %
- Svaga LiBr-lösningen: 67,00 kJ/kg, 52,5 %
- Generatoren: 90 °C ger 2 659,5 kJ/kg för mättad ånga
- Kondensorn: 30 °C ger 125,7 kJ/kg för vätska
- Förångaren: 5 °C ger 2 510,1 kJ/kg för mättad ånga

$$COP_{WHR} = \frac{(2510,1 - 125,7)}{2659,5 + \frac{246,52}{\frac{0,670}{0,525} - 1} - \frac{67,00}{1 - \frac{0,525}{0,670}}} \approx 0,7354$$

### Testfall 2

- Starka LiBr-lösningen: 207,36 kJ/kg, 63,0 %
- Svaga LiBr-lösningen: 67,00 kJ/kg, 52,5 %
- Generatoren: 80 °C ger 2 643,0 kJ/kg för mättad ånga
- Kondensorn: 30 °C ger 125,7 kJ/kg för vätska
- Förångaren: 5 °C ger 2 510,1 kJ/kg för mättad ånga

$$COP_{WHR} = \frac{(2510,1 - 125,7)}{2643,0 + \frac{207,36}{\frac{0,630}{0,525} - 1} - \frac{67,00}{1 - \frac{0,525}{0,630}}} \approx 0,7274$$

### Testfall 3

- Starka LiBr-lösningen: 167,92 kJ/kg, 58,8 %
- Svaga LiBr-lösningen: 67,00 kJ/kg, 52,5 %
- Generatoren: 70 °C ger 2 626,1 kJ/kg för mättad ånga
- Kondensorn: 30 °C ger 125,7 kJ/kg för vätska
- Förångaren: 5 °C ger 2 510,1 kJ/kg för mättad ånga

Generatortemperatur: 70 °C

Kondensortemperatur: 30 °C

$$COP_{WHR} = \frac{(2510,1 - 125,7)}{2626,1 + \frac{167,92}{\frac{0,585}{0,525} - 1} - \frac{67,00}{1 - \frac{0,525}{0,585}}} \approx 0,6927$$

#### Testfall 4

Generatorn: 90 °C

Kondensorn: 25 °C

*Ej genomförbart då LiBr-lösningen kommer att kristalliseras.*

#### Testfall 5

- Starka LiBr-lösningen: 220,05 kJ/kg, 65,5 %
- Svaga LiBr-lösningen: 49,25 kJ/kg, 49,5 %
- Generatorn: 80 °C ger 2 643,0 kJ/kg för mättad ånga
- Kondensorn: 25 °C ger 104,8 kJ/kg för vätska
- Förångaren: 5 °C ger 2 510,1 kJ/kg för mättad ånga

$$COP_{WHR} = \frac{(2510,1 - 104,8)}{2643,0 + \frac{220,05}{\frac{0,655}{0,495} - 1} - \frac{49,25}{1 - \frac{0,495}{0,655}}} \approx 0,7704$$

#### Testfall 6

- Starka LiBr-lösningen: 178,44 kJ/kg, 61,0 %
- Svaga LiBr-lösningen: 49,25 kJ/kg, 49,5 %
- Generatorn: 70 °C ger 2 626,1 kJ/kg för mättad ånga
- Kondensorn: 25 °C ger 104,8 kJ/kg för vätska
- Förångaren: 5 °C ger 2 510,1 kJ/kg för mättad ånga

$$COP_{WHR} = \frac{(2510,1 - 104,8)}{2626,1 + \frac{178,44}{\frac{0,610}{0,495} - 1} - \frac{49,25}{1 - \frac{0,495}{0,610}}} \approx 0,7677$$

### Testfall 7

Generatoren: 90 °C

Kondensorn: 20 °C

*Ej genomförbart då LiBr-lösningen kommer att kristalliseras.*

### Testfall 8

Generatoren: 80 °C

Kondensorn: 20 °C

*Ej genomförbart då LiBr-lösningen kommer att kristalliseras.*

### Testfall 9

- Starka LiBr-lösningen: 194,16 kJ/kg, 64,0 %
- Svaga LiBr-lösningen: 34,04 kJ/kg, 45,5 %
- Generatoren: 70 °C ger 2 626,1 kJ/kg för mättad ånga
- Kondensorn: 20 °C ger 83,9 kJ/kg för vätska
- Förångaren: 5 °C ger 2 510,1 kJ/kg för mättad ånga

$$COP_{WHR} = \frac{(2510,1 - 83,9)}{2626,1 + \frac{194,16}{\frac{0,640}{0,455} - 1} - \frac{34,04}{1 - \frac{0,455}{0,640}}} \approx 0,8126$$

## D Typfartyg

### D.1 M/T MC90-V

Informationen är hämtad från Kongsbergs informationsblad om simulatormodellen [5] samt från själva simulatorn.

Följande värden antecknades för kylvattnet under driftstegsändringar om 10 % mellan 30 % spakläge och 100 % spakläge. Fartyget gick ”At Sea” med full last.

Driftfall	HT in	HT ut	Flöde	Återflöde	Kylare
100 %	70 °C	80 °C	220 t/h	158 t/h	62 t/h
90 %	70 °C	80 °C	222 t/h	166 t/h	55 t/h
80 %	71 °C	80 °C	223 t/h	171 t/h	52 t/h
70 %	72 °C	80 °C	226 t/h	185 t/h	41 t/h
60 %	73 °C	80 °C	229 t/h	194 t/h	35 t/h
50 %	74 °C	80 °C	232 t/h	203 t/h	29 t/h
40 %	74 °C	80 °C	231 t/h	202 t/h	29 t/h
30 %	76 °C	80 °C	231 t/h	210 t/h	22 t/h

Följande värden har antecknats under normala driftförhållanden med full last.

Kylmaskineri	
Normal effekt	34 kW
Normal kyleffekt	22 kW
Maxeffekt	45 kW
Max kyleffekt	40 kW

A/C	
Normal effekt	25 kW
Normal kyleffekt	238 kW
Maxeffekt	40 kW
Max kyleffekt	350 kW

Bränsleförbrukning	
Gen. med kylmaskineri	132 kg/h
Gen. utan kylmaskineri	117 kg/h
Huvudmaskin	3,15 t/h

*Följande är hämtat från Kongsbergs informationsblad om simulatormodellen:*

The ERS-L11 MAN B&W 5L90MC–VLCC simulates a very large crude carrier with a MAN B&W slow speed turbo charged diesel engine as propulsion unit modelled with fixed and controllable propeller. The model is based on real engine data that make the dynamic behaviour of the simulator close to real engine response.

The electrical plant includes two diesel generators, one turbo generator, one shaft generator/motor, and one 180 kW emergency generator.

The steam plant includes a D-type steam boiler, exhaust boiler, four cargo turbines, ballast turbine and condensing and feed water systems. Control room operator station and panels and bridge and steering panels are included.

<b>Main Engine Data</b>		<b>Vessel's Main Particulars</b>	
Type	MAN B&W 5L90MC	Length overall	305.00 m
Cylinder bore.	90 cm	Length between p.	295.00 m
Piston stroke	290 cm	Breadth moulded	47.00 m
No. of cylinders	5	Depth moulded	30.40 m
No. of air coolers	2	Summer Draught	19.07 m
No. of turbochargers	2	CB	0.801
MCR	17400 kW	Dead-weight	187997 ton
Corresp. Eng. speed	76 rpm	Speed	14 knots
Mean indicated press.	13.0 bar		
Scavenge air press.	2.1 bar		
Turbocharger speed	8000 rpm		
No. of propeller blades	5		
Propeller pitch	1.2 P/D		
Spec. fuel consumption	168 g/kWh		
Fuel DO/ HFO	700 cSt		



## D.2 M/S Gotland

Informationen är hämtad från Gotlandsbolagets informationssida om dess flotta [2], manualen för huvudmaskinen samt från arbetet ”Absorptionsteknik -en alternativ kylteknik ombord?” av Boman och Lindberg [6]

M/S Gotland är ett passagerarfartyg ägt av Rederi AB Gotland (Gotlandsbolaget) och seglar under dotterbolaget Destination Gotland. Hon trafikerar normalt rutterna Visby-Nynäshamn och Visby-Oskarshamn.

Hon är utrustad med fyra stycken Wärtsilä 12V46C på 12 600 kW styck. Med påhängspump uppges kylvattenflödet vara 135 m<sup>3</sup>/h vilket motsvarar ca 135 t/h.

Hon har ett redundant luftkonditioneringsystem som drivs av två stycken Carrier Global Chiller 30HXC230. Varje enhet består av tre skruvkompressorer med en total ineffekt på 187 kW och en total kyleffekt på 753 kW. Förångaren arbetar normalt med en intemperatur på 12 °C och en uttemperatur på 6 °C för köldbäraren.

<b>Fartygsfakta</b>	
IMO nr.:	9223796
Signalbokstäver:	SGPI
L.ö.a.:	196 m
Längd mellan pp:	176 m
Bredd:	25,67 m
Djupgående:	6,41 m
Bruttodräktighet:	29,746
Nettodräktighet:	9,505
Dödvikt:	5,258 ton
Fart vid full dödvikt:	28,5 knop
Fartygstyp:	Ro-Ro passagerarfärja
Huvudmaskineri:	50.400 kW
Hjälpmaskineri:	4.560 kW
Katalysatorer:	Siemens Sinox katalysatorer med max utsläpp av 2 g Ox/kW h
Passagerarkapacitet:	1.500
Hyttkapacitet:	112 hytter, 300 bäddar
Lastkapacitet:	500 personbilar eller 1.800 trailermeter
Klass:	Lloyd's Register 100 A 1 IWS, LI Ice Class 1 A, LMC, UMS, NAV, IBS

### D.3 M/T Tärnholm

Informationen är hämtad från Tärntanks informationssida om dess flotta [3], manualen för huvudmaskinen samt från arbetet "Absorptionsteknik - en alternativ kylteknik ombord?" av Boman och Lindberg [6]

M/T Tärnholm (officiellt M/T Ternholm) är ett produkttankfartyg ägt av Tärntank (officiellt Terntank).

Hon är utrustad med en Wärtsilä 6L46C på 6 180 kW. Enligt manualen har påhängspumpen för kylsystemet en nominell pumpeffekt på 135 m<sup>3</sup>/h vilket motsvarar ca 135 t/h.

Hon har ett luftkonditioneringsystem som drivs av två stycken York Novenco CMO28 på 31 kW med en kyleffekt på 100 kW vardera. Det uppgår inte om systemet är byggt för att vara redundant men så antas vara fallet.

<b>Fartygsfakta</b>	
IMO nr.:	9300829
Signalbokstäver:	OWIM2
L.ö.a.:	141,20 m
Längd mellan pp:	133,00 m
Bredd:	21,60 m
Djupgående:	11,50 m
Bruttodräktighet:	9,980
Nettodräktighet:	4,681
Dödvikt:	14,796 ton
Fartygstyp:	Produkttanker
Lastkapacitet:	15,807 m <sup>3</sup> + 172 m <sup>3</sup> i däckstankar
Klass:	DNV +1A1 ICE-1A Tanker for Chemicals and Oil Products ESP E0 NAV-O BIS TMON

## D.4 M/T Pandion

*Informationen är hämtad från Maritime Traffic [4] samt från en kontakt ombord*

M/T Pandion är en kemikalietanker inriktad på bitumentansport. Hon ägs av och går för AB Nynäs Petroleum och hennes normala farvatten är Norden ut mot Storbritannien.

Hon är utrustad med en Wärtsilä 6L38 på 4 350 kW. Uppmätta värden på kylvattnet visar 76 °C före cylindrarna och 80 °C efter. Det gick inte att mäta flödet för HT vattnet. Maskinen är utrustad med påhängspump som enligt specifikationen ligger på 66 m<sup>3</sup>/h vilket skulle motsvara ca 66 t/h.

Kylsystemet för kylrum och frysrums består av två York MCU22-CK110805 med en kapacitet på 4 kW kyleffekt vardera. Detta är ett redundanter system vilket betyder att systemet normalt drivs av en enhet vilket innebär att kylbehovet ligger på 4 kW.

Fartygsfakta	
IMO nr.:	9256420
Signalbokstäver:	SBHP
Byggd:	2003
L.ö.a.:	116,9 m
Bredd:	18,13 m
Djupgående:	7,5 m
Bruttodräktighet:	6,280 ton
Nettodräktighet:	1884 ton
Dödvikt:	7,207 ton
Fart (max):	13,2 knop
Fartygstyp:	Kemtank, bitumen
Huvudmaskineri:	4,359 kW
Hjälpmaskineri:	3 x 680 kW
Lastkapacitet:	6240 ton
Klass:	Bureau Veritas