



# CHALMERS

---



## Spillvärmeåtervinning genom Stirling-cykeln Optimeringsmöjligheter ombord fartyg

Examensarbete inom Sjöingenjörprogrammet

OSCAR MELDAU  
MATTIAS TEMPSCH



RAPPORTNR. SI-15/154

Spillvärmeåtervinning genom Stirling-cykeln  
Optimeringsmöjligheter ombord fartyg

OSCAR MELDAU  
MATTIAS TEMPSCH

Institutionen för sjöfart och marin teknik  
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA  
Göteborg, Sverige, år 2015

## **Spillvärmeåtervinning genom Stirling-cykeln**

Optimeringsmöjligheter ombord fartyg

Waste heat recovery through the Stirling cycle

Optimization possibilities aboard ships

OSCAR MELDAU

MATTIAS TEMPSCH

© OSCAR MELDAU, År 2015.

© MATTIAS TEMPSCH, År 2015.

Rapportnr. SI-15/154

Institutionen för sjöfart och marin teknik

Chalmers tekniska högskola

SE-412 96 Göteborg

Sverige

Telefon + 46 (0)31-772 1000

Omslag:

Fotografi av skorsten Stena Scandinavica

Återgivet med tillstånd av Mikael Asklander

Tryckt av Chalmers

Göteborg, Sverige, år 2015

## **Spillvärmeåtervinning genom Stirling-cykeln**

Optimeringsmöjligheter ombord fartyg

OSCAR MELDAU

MATTIAS TEMPSCH

Institutionen för sjöfart och marin teknik

Chalmers tekniska högskola

### **Sammanfattning**

Denna fallstudie handlar om spillvärmeåtervinning (waste heat recovery - WHR) ombord Stena Scandinavica. En stor kostnad för rederier är bränsleåtgången och att reducera denna genom bränslebesparande teknik kan på sikt vara lönsamt. Att förbättra totalverkningsgraden för framdrivningsystemen ombord är ett kostnadseffektivt drag mot bränslepriser som härrör ur en rörlig oljemarknad. En vanlig WHR-teknik är ångturbin men fler varianter på Rankine-cykeln finns föreslagna kommersiellt. Införandet av svaveldirektivet utslöt drift med de billigaste av bränslen för fartyg utan avgasreningsanläggningar (scrubbar) och samtidigt är majoriteten av fartyg optimerade för tjockoljedrift. I studien presenteras stirlingmotorn och arbetet utreder motorns förutsättningar för spillvärmeåtervinning ur framdrivningsmaskinernas avgasflöde. Detta avgasflöde upptar en stor del av värmeförlusterna för alla förbränningsmotorer och inte minst de kraftfulla dieselmotorer som framdriver fartyg världen över. Kan stirlingmotorn utvinna energi i avgaserna? Är den lämplig som marin anpassning? Som metod för denna fallstudie jämförs litteratur och vetenskapliga artiklar som rör ämnet och semistrukturerade intervjuer hålls med sakkunniga personer. Resultatet presenteras växelvis med beräkningsmodeller och slutsatser från tidigare forskning. Studien påvisar att ett urval av teoretiskt tillämpbara stirlingmotorer kan minska värmeförlusterna och därmed minska bränsleutgifterna. Stirlingmotorns lämplighet behandlas utifrån ett ekonomiskt och praktiskt perspektiv.

**Nyckelord:** Spillvärmeåtervinning, Stirlingmotor, Waste Heat Recovery, WHR, Energieffektivisering, Svaveldirektivet, SECA, Sjöfart

# **Waste heat recovery through the Stirling cycle**

Optimization possibilities aboard ships

OSCAR MELDAU

MATTIAS TEMPSCH

Department of Shipping and Marine Technology

Chalmers University of Technology

## **Abstract**

This thesis study deals with waste heat recovery on board the ship Stena Scandinavica. A major cost for shipping companies is fuel oil consumption and methods of reduction can be proven profitable. To improve the overall efficiency is a cost-effective move against the high fuel prices stemming from a floating oil market. A well-known WHR technology is the steam turbine and further variations on the Rankine cycle are proposed commercially to this date. The introduction of the sulfur directive (SECA) excluded the usage of the cheap heavy fuel oils for many shipping companies meanwhile many ships are optimized for HFO operation. In the thesis the Stirling engine is presented and the case study investigates the conditions for waste heat recovery from exhaust gases. The internal combustion engine's exhaust flow occupies a large part of the heat losses for all internal combustion engines, and not least the powerful diesel engines that propel ships worldwide. Can the Stirling engine recover energy lost in the exhaust gases? As method this case study compares literature and scientific articles related to the topic and semi-structured interviews are held with knowledgeable commercial representatives. The study demonstrates that a range of theoretically applicable Stirling engines can reduce heat loss and thus reduce fuel expenditure. The Stirling engine's suitability is treated from an economic and practical perspective.

**Keywords:** Waste Heat Recovery, Stirling engine, Combined-Heat-and-Power, CHP, Stirling cycle, Energy Renewal, SECA, Shipping

## Förord

En grupp studenter från Chalmers tekniska högskola, Sjöingenjörsprogrammet, hade som examensarbete valt att undersöka implementering av spillvärmeåtervinning via projektkoordinator Andreas Ericson. Ericson var en del av Stenas “Energy Saving Program” och lämnade i april sin tjänst och koordinatorplatsen ersattes av Robert Paulsson Hvit. Studenternas projekt undersökte tre metoder för spillvärmeåtervinning och möjlig tillämpning för respektive teknik analyserades parvis där;

- Oscar Meldau och Mattias Tempsch representerade tillämpning av stirlingmotorer.
- Robin Ödlund och Christian Der Nederlanden representerade tillämpning av organic rankine cycle (ORC).
- Viktor Bengtzing och Ludvig Boström representerade tillämpning av wet steam turbine (WST).

Då den fartygsförlagda undersökningen av studien aktualiserades i grupp, där alla studenter utförde beräkningar på samma fartyg, blev således grupperna resurser för varandra.

Författarna skulle vilja tacka alla visat intresse och bidragit med teknisk och litterär konsultation; handledarna Ulrik Larsen och Cecilia Gabriellii, den eminente Mats Jarlros, Cleanergys Martin Nilsson, Stenarepresentanterna Andreas Eriksson, Robert Paulsson Hvit, Ted Yngve, Kristian Ragndal, och Jan Sandborn. Ett tack vill också riktas till Ann-Marie Eriksson som hjälpt oss med det fackspråkliga.

# Innehållsförteckning

|   |             |
|---|-------------|
| <b>Sammanfattning</b> .....   | <b>i</b>    |
| <b>Abstract</b> .....   | <b>ii</b>   |
| <b>Förord</b> .....   | <b>iii</b>  |
| <b>Innehållsförteckning</b> .....   | <b>iv</b>   |
| <b>Figurförteckning</b> .....   | <b>v</b>    |
| <b>Tabellförteckning</b> .....  | <b>vii</b>  |
| <b>Nomenklatur</b> .....  | <b>viii</b> |
| <b>1 Inledning</b> .....  | <b>1</b>    |
| 1.1 Syfte .....   | 2           |
| 1.2 Frågeställning .....  | 2           |
| 1.3 Avgränsningar.....  | 2           |
| <b>2 Bakgrund</b> .....   | <b>4</b>    |
| 2.1 Energiteori .....   | 4           |
| 2.1.1 Termodynamiska begränsningar dieselmotorn .....                       | 4           |
| 2.1.2 Dieselmotorns mekaniska begränsning.....                              | 5           |
| 2.1.3 Miljömässiga begränsningar och regler för energieffektivisering ..... | 6           |
| 2.2 Spillvärmeåtervinning – WHR .....                                       | 7           |
| 2.3 Stirlingmotorn .....  | 10          |
| 2.3.1 Stirling-cykeln .....   | 10          |
| 2.3.2 Stirlingmotorns historia.....   | 12          |
| 2.3.3 Motorkonfigurationer .....  | 13          |
| 2.3.4 Värmeväxling och regenerativitet .....                                | 14          |
| 2.3.5 Tillämpbarhetsaspekt av stirlingmotorn.....                           | 16          |
| 2.3.6 Att konstruera en stirlingmotor .....                                 | 17          |
| 2.4 Beskrivning av fallstudiens fartyg .....                                | 19          |
| 2.4.1 M/S Stena Scandinavica.....   | 19          |
| 2.4.2 SECA-omställning och dess effekter .....                              | 20          |
| <b>3 Metod</b> .....  | <b>22</b>   |
| 3.1 Fallstudie.....   | 22          |
| 3.2 Litteratur i ämnet .....  | 23          |
| 3.3 Intervjuer.....   | 23          |
| 3.4 Empirisk data .....   | 23          |
| 3.5 Energi- och kostnadsanalys .....  | 24          |



|          |   |           |
|----------|---|-----------|
| 3.5.1    | Beräkning av värmeeffekten hos avgaserna.....     | 24        |
| 3.5.2    | Beräkning av återvunnen spillvärmeeffekt.....     | 24        |
| 3.5.3    | Beräkning av minskad energiförbrukning.....       | 24        |
| 3.5.4    | Beräkning av kostnadsbesparing av bränsle.....    | 25        |
| 3.6      | <i>Evaluering av tillämpbarhet.....</i>           | 25        |
| <b>4</b> | <b>Resultat.....</b>                              | <b>26</b> |
| 4.1      | <i>Energi- och kostnadsanalys .....</i>           | 26        |
| 4.1.1    | Värmeeffekten hos avgaserna .....                 | 26        |
| 4.1.2    | Återvunnen spillvärme .....                       | 27        |
| 4.1.3    | Återvunnen spillvärme med värmeväxlaranalys ..... | 28        |
| 4.1.4    | Minskad energiförbrukning.....                    | 31        |
| 4.1.5    | Kostnadsbesparing av bränsle .....                | 31        |
| 4.2      | <i>Påverkan av SECA .....</i>                     | 32        |
| 4.3      | <i>Sammanfattning av tillämpbarhet .....</i>      | 32        |
| <b>5</b> | <b>Diskussion .....</b>                           | <b>34</b> |
| 5.1      | <i>Resultatdiskussion .....</i>                   | 34        |
| 5.1.1    | Energi- och kostnadsanalys .....                  | 34        |
| 5.1.2    | Påverkan av SECA .....                            | 35        |
| 5.1.3    | Utvärdering av tillämpbarhet.....                 | 36        |
| 5.2      | <i>Metoddiskussion .....</i>                      | 37        |
| <b>6</b> | <b>Slutsatser .....</b>                           | <b>39</b> |
| <b>7</b> | <b>Referenser .....</b>                           | <b>40</b> |
|          | <b>Bilaga 1 – Litteraturlinnehåll.....</b>        | <b>44</b> |
|          | <b>Appendix – Inscannat material.....</b>         | <b>63</b> |
|          | <b>Appendix – Driftsdata.....</b>                 | <b>71</b> |

## Figurförteckning

|                |  |               |
|----------------|--|---------------|
| <b>Figur 1</b> | <b>Termodynamisk begreppsmodell av Carnots värmemotor .....</b>                      | <b>5</b>      |
| <b>Figur 2</b> | <b>pV- och Ts-diagram beskrivande den teoretiska Stirling-cykeln .....</b>           | <b>10</b>     |
| <b>Figur 3</b> | <b>Philips 102c (Källa: Philips Company Archives). Återgiven med tillstånd. ....</b> | <b>Error!</b> |
|                | Bookmark not defined.  |               |
| <b>Figur 4</b> | <b>Begreppsmodell motorkonfigurationer Alfa, Beta &amp; Gamma.....</b>               | <b>13</b>     |
| <b>Figur 5</b> | <b>Rhombic transmission .....</b>  | <b>13</b>     |

|  |           |
|--|-----------|
| <b>Figur 6 Regeneratorn .....</b>  | <b>15</b> |
| <b>Figur 7 Illustration SECA-området EU (Källa: VTI) .....</b>   | <b>20</b> |
| <b>Figur 8 Isoterm begränsning för rådande temperaturer .....</b>  | <b>27</b> |
| <b>Figur 9 Begreppsbild Stirlingmotor i spillvärmeställning .....</b>  | <b>27</b> |
| <b>Figur 10 Processbild Värmeväxlare .....</b>   | <b>28</b> |
| <b>Figur 11 Effekt <math>P_{stirling}</math> kontra termisk verkningsgrad <math>\eta_{termisk}</math> .....</b>  | <b>29</b> |
| <b>Figur 12 Effekt <math>P_{stirling}</math> kontra volymerna <math>V_{kall}</math> VV och <math>V_{varm}</math> VVX.....</b>                          | <b>30</b> |
| <b>Figur 13 Effekt <math>P_{stirling}</math> kontra summerad volym för värmeväxlarna <math>V_{varm}</math> VVX och <math>V_{kall}</math> VVX .....</b> | <b>30</b> |
| <b>Figur 14 Bänkttest 26% last MAN B&amp;W 9L40/50 .....</b>   | <b>63</b> |
| <b>Figur 15 Bänkttest 50% last MAN B&amp;W 9L40/50 .....</b>   | <b>64</b> |
| <b>Figur 16 Bänkttest 75% last MAN B&amp;W 9L40/50 .....</b>   | <b>65</b> |
| <b>Figur 17 Bänkttest 85% last MAN B&amp;W 9L40/50 .....</b>   | <b>66</b> |
| <b>Figur 18 Bänkttest 100% last MAN B&amp;W 9L40/50 .....</b>  | <b>67</b> |
| <b>Figur 19 Bänkttest 110% last MAN B&amp;W 9L40/50 .....</b>  | <b>68</b> |
| <b>Figur 20 Bänkttest MAN B&amp;W 9L40/50 .....</b>  | <b>69</b> |
| <b>Figur 21 Förbränningsteknisk data .....</b>   | <b>70</b> |
| <b>Figur 22 Driftsdata 1 .....</b>   | <b>71</b> |
| <b>Figur 23 Driftsdata 2 .....</b>   | <b>72</b> |

## Tabellförteckning

|                  |   |           |
|------------------|---|-----------|
| <b>Tabell 1</b>  | <b>Klassificering av spillvärmemetemperatur .....</b>                   | <b>8</b>  |
| <b>Tabell 2</b>  | <b>Temperaturspann och exempel på genererande källa.....</b>            | <b>8</b>  |
| <b>Tabell 3</b>  | <b>Malmöformelns empiriska värden.....</b>                              | <b>18</b> |
| <b>Tabell 4</b>  | <b>Fakta om fartyget .....</b>  | <b>19</b> |
| <b>Tabell 5</b>  | <b>Maximalt svavelinnehåll i bränslet .....</b>                         | <b>20</b> |
| <b>Tabell 6</b>  | <b>Beräknat idealt värmeuttag ur avgaserna .....</b>                    | <b>26</b> |
| <b>Tabell 7</b>  | <b>Beräknad återvunnen spillvärmeeffekt MAN B&amp;W W 9L40/54 .....</b> | <b>28</b> |
| <b>Tabell 8</b>  | <b>Analys - Variation av effektuttaget i avgaserna .....</b>            | <b>29</b> |
| <b>Tabell 9</b>  | <b>Summa energibesparing samt procentuell besparing.....</b>            | <b>31</b> |
| <b>Tabell 10</b> | <b>Sammanfattning av eventuell kostnadsbesparing.....</b>               | <b>31</b> |
| <b>Tabell 11</b> | <b>Summering av antaganden för värmväxlarvärden .....</b>               | <b>54</b> |
| <b>Tabell 12</b> | <b>Logaritmisk medeltemperatur .....</b>                                | <b>55</b> |

## Nomenklatur

|                    |  |
|--------------------|--|
| HFO                | Tung brännolja   |
| MGO                | Marin gasolja  |
| LSMGO              | Marin gasolja med lågt svavelinnehåll                          |
| Hybridolja         | Brännolja med lägre svavelviktprocent >0,1                     |
| IMO                | International Maritime Organization                            |
| MARPOL             | Marine Pollution Act   |
| VVX                | Värmeväxlare   |
| $\kappa$           | Adiabatexponent  |
| $C_{p,v}$          | Specifik värmekapacitet $kJ/kg \cdot ^\circ C$                 |
| $\eta_{termisk}$   | Termisk verkningsgrad  |
| $\eta_{carnot}$    | Carnotverkningsgrad  |
| $\eta_{stirling}$  | Stirlingprocessens verkningsgrad                               |
| $\eta_r$           | Regeneratorverkningsgrad                                       |
| Ropax              | Roropassagererarfartyg   |
| NAPA               | Mjukvaruprogram för driftsdata ombord Stena Scandinavica       |
| SFOC               | Specifik bränsleförbrukning                                    |
| $K$                | Empirisk konstant  |
| $\dot{Q}$          | Värmeflöde $kJ/s$  |
| $T$                | Temperatur $^\circ C$  |
| $V$                | Volume $m^3$   |
| $A$                | Värmeledande yta $m^2$   |
| $U$                | Sammanlagda värmeledningskoefficienten $kJ/m^2 \cdot ^\circ C$ |
| $P$                | Effekt $kW$  |
| $\dot{m}$          | Massflöde $kg/s$   |
| $\Delta T_{lm}$    | Logaritmisk medeltemperatur                                    |
| $\beta$            | Kvoten av $A/V \frac{m^2}{m^3}$                                |
| $\Delta T_{pinch}$ | Minsta temperaturdifferens $^\circ C$                          |
| $H_i$              | Specifikt värmevärde $kJ/kg$                                   |
| $h$                | Entalpi $kJ/kg$  |

# 1 Inledning

Generellt sett är ett fartygs största utgift kostnaden för fartygsbränsle (Baldi, F., 2012, sid. 1-3). Således styr prissättningen på fartygsbränsle till stor del lönsamheten för ett givet rederi vilket opererar i en global såväl som en regional marknad. Detta har resulterat i att majoriteten av de fartyg vilka trafikerar världshaven nyttjar tjockolja, Heavy Fuel Oil (HFO) (Shu, Liang, Wei, Tian, Zhao, & Liu, 2013, s. 386). Dels som bränsle för framdrift och även för elproduktion via dieselgeneratorer. HFO har ett fördelaktigt pris i förhållande till exempelvis marin gasolja (MGO) (Baldi, 2012, s. 1-3) och är restolja från raffineringsprocessen. Trots att HFO är en restprodukt har bränslepriserna ökat trefaldigt sedan 1980-talet (Baldi & Gabrielli, 2014) och lukrativa vinster är förknippade med att reducera åtgången. Det har visat sig att bränslepriset är i stark korrelation med införandet av både ny, samt implementering av redan existerande, bränslesparande teknik (Baldi, 2013, s. 3). IMO:s (International Maritime Organisation) svaveldirektiv syftar till att sänka sjöfartens bidrag av svaveloxidutsläpp och partiklar. Detta i särskilda områden, kallade SECA-områden. Den 1 januari 2015 trädde den senaste reduktionen av svavelhalt i bränslet i kraft inom SECA-områdena. I ett flertal prognoser befarade man att reglerna skulle resultera i en kraftig ökning av berörda rederiers totala omkostnad. I efterhand har det visat sig att införandet inte slagit lika hårt som befarat. Detta på grund av dagens prissättning på fartygsbränsle vilken kan anses vara ovanligt låg med tanke på rådande världsbild med diverse oroligheter globalt. Det spekuleras kring bland annat huruvida en lägre efterfrågan har sänkt priset och/eller att producenter i Saudi-Arabien har sänkt oljepriset så att oljefynd i Nord Amerika skall bli olönsamma att ta upp och producera (Alaklett, 2014) (Bränström, 2015) (Lindahl, 2015).

Genom att förbättra huvudmotorns verkningsgrad sänks även den specifika bränsleförbrukningen. Även om lågvarviga dieselmotorer har den högsta verkningsgraden jämfört med andra förbränningsmotorer förekommer värmeförluster. Det kan tydligt ses att de största förlusterna återfinns i de producerade avgaserna (Shu *et al.*, 2012, s. 386). Ett sätt att ytterligare minska förlusterna är att ta tillvara på värmeförluster från förbränningen genom spillvärmeåtervinning, Waste Heat Recovery (WHR). Tillämpningar såsom avgaspannor, färskvattengeneratorer och absorptionskylanläggningar syftar alla till att öka den totala driftseffektiviteten. WHR anses ha den största potentialen för att minimera bränsleåtgången och koldioxidutsläppen från huvudmotorsystemet (*ibid.*).

Fartygen har i många fall gått över till lättare bränslen med mindre uppvärmningsbehov. Om behovet minskat borde avgaspannornas ångproduktion vara överflödigt, har behovet minskat? Med ett identiskt driftmönster för fartyget resulterar detta i att ytterligare energi finns att hämta i avgaserna. Istället för att producera ånga torde elkraft kunna utvinnas ur avgaserna.

För närvarande är Rankine-cykeln den föredragna metoden att öka energieffektiviteten ombord där nämnda rökgasvärme nyttiggörs genom ånganläggningar. Att nyttja Stirling-cykeln är ett alternativ då tekniken som är aktualiserad inom industrin också borde kunna tillämpas för att energieffektivisera sjöfarten (Kalyani & Ramesh, 2012, s. 465).

Stirlingmotorn är en utpräglad värmemotor vilken skapar ett roterande moment med hjälp av värmeskillnaden mellan en het och en kall yta. Teoretiskt har stirlingmotorn den bästa verkningsgraden i jämförelse med andra värmemotorer och den är även relativt simpel till sin konstruktion. Hypotetiskt torde därför stirlingmotorn vara ett utmärkt alternativ för att ta tillvara på förluster i avgaserna. Är den det? Tekniken har inte veterligen applicerats eller utretts kunna implementerats ombord fartyg. Frågor såsom om tekniken är möjlig, lönsam eller praktisk tillämpbar ombord på fartyg är således inte besvarade.

## 1.1 Syfte

Syftet med arbetet är att utreda förutsättningarna för stirlingmotorer som kraftgeneratorer för fartyg vilka drivs av spillvärme från en huvudmotors avgaser. Detta studeras genom en fallstudie av hur bränsleåtgången under drift kan minskas i förhållande till bibehållen elproduktion. Fallstudien genomförs ombord ropax-fartyget M/S Stena Scandinavica som är ett exempel på ett modernt fartyg och en vanlig fartygstyp.

## 1.2 Frågeställning

- Hur kan Stirlingkraftverk reducera spillvärmeförlusterna för Stena Scandinavica?
  - Approximativt, hur stora är de energimässiga och ekonomiska vinsterna?
  - I vilken mån påverkas spillvärmeåtervinningen av SECA-implementeringen?
  - Vad gör Stirlingkraftverk lämpliga eller olämpliga för spillvärmeåtervinning?

## 1.3 Avgränsningar

Studien avser att göra beräkningar på driftsdata från roropassagererarfartyget (även känt som Ropax-fartyg) M/S Stena Scandinavica vilket trafikerar ruten Göteborg-Kiel. Fartyget seglar uteslutande inom SECA-området utefter en förutbestämd ruttplanering. Således avgränsas arbetet till en viss fartygstyp, specifika komponenter och driftsmönster där en eventuell minskning av bränsleförbrukningen analyseras ekonomiskt. Studien varken belyser eller analyserar miljömässiga aspekter som kan tänkas föreligga en installation. Att utvärdera kostnader för en installation av stirlingkraftverk ombord är svårt då dessa inte finns tillgängliga på marknaden för aktuellt temperaturområde och givna effekter. Nämnda produktslag är alltså oförekommande. Vidare kräver implementering av teknisk utrustning ombord fartyg en viss typ av klassning vilken utförs av klassningssällskap. Att noggrant uppskatta dessa kostnader skulle kräva en omfattande kontakt med producent, installatör och klassningssällskap. Därför berörs detta endast i diskussionsavsnittet. Fartygsspecifikt tekniskt underlag tillhandahålls av Stena och driftsdata via mjukvaruprogrammet NAPA. Programmet,

vilket implementerats ombord fartyget, loggar parametrar kontinuerligt vilka överförs trådlöst till rederiets kontor.

Studien avser att utifrån ovan redovisade data och avgränsningar kan ett resultat nås, ett beräkningsresultat av eventuell elproduktionsbesparing. Studien ämnar uppskatta besparingen över ett helårsperspektiv.

## 2 Bakgrund

Detta kapitel beskriver bakomliggande teori för arbetet. Här presenteras orsakerna och problematiken bakom *energieffektivisering* och tekniker för *spillvärmeåtervinning*. *Stirlingmotorn* introduceras teoretiskt med utrymme för dess praktiska karakteristik. Incitamenten för *svaveldirektivet* belyses liksom fartyget, vilket fungerat som undersökningsföremål, presenteras.

### 2.1 Energiteori

I avsnittet undersöks det om förlusterna för en godtycklig värmemotor är ofrånkomliga och huruvida icke tillvaratagen värme går till spillo vid dieselmotorns gasväxling. Vidare belyses vilka hinder och begränsningar som råder för möjligheten att effektivisera motorn.

#### 2.1.1 Termodynamiska begränsningar dieselmotorn

Moderna fartyg drivs nästan uteslutande av medel- och lågvarviga dieselmotorer. Genom att öka den termiska verkningsgraden ( $\eta$ ) för dieselmotorn leder detta till mindre förbrukat bränsle vid identiskt driftfall. Det är möjligt att studera dieselmotorn som en ren värmemaskin där verkningsgraden definieras som kvoten mellan nyttigt arbete och tillförd mängd värme (Alvarez, 2006);

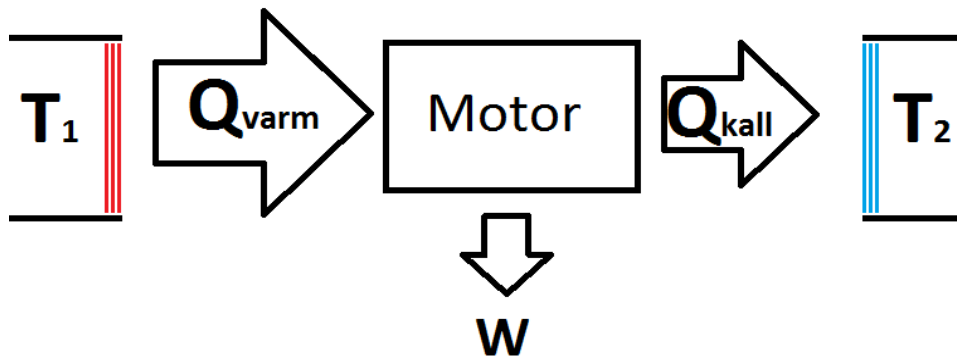
$$\eta_{termisk} = \frac{W_{utfört}}{Q_{tillförd}} \quad (1)$$

Den termiska verkningsgraden är således en begreppsförklaring av hur mycket mekaniskt arbete,  $W_{utfört}$ , som går att utvinna ur systemets mängd tillförd värme,  $Q_{tillförd}$ . Teoretiskt utträttar en innesluten arbetsgas ett arbete genom uppvärmning och sedermera expansion. Detta enligt gasernas allmänna tillståndslag vilken fastslår att en given gas upptar en större volym vid ökad temperatur (*ibid.*). Den ideala verkningsgraden, också kallad Carnotverkningsgraden, är härledd ur termodynamikens andra huvudsats om irreversibilitet och visar hur en tillståndsändring av energi aldrig kan ske utan förluster. Carnotverkningsgraden presenterades av fransmannen Sadi Carnot år 1824 (Kalyani & Ramesh, 2012) och definieras enligt nedan;

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = \frac{(T_1 - T_2)}{T_1} \quad (1)$$

där  $T_1$  representerar temperaturen då värme tillförs arbetsgasen och  $T_2$  representerar temperaturen för vilken värme avges arbetsgasen. Carnotverkningsgraden visar hur mycket av ett värme flöde en motor kan omvandla till mekaniskt arbete (se *Figur 1* nedan).





Figur 1 Termodynamisk begreppsbild av Carnots värmemotor

En värmemotors behandling av en arbetsgas kan termodynamiskt betraktas som en rad av olika tillståndsändringar. Kolvens väg i cylinderloppet erhålls av de resulterande krafterna som gasens termiska expansion ger. En termodynamisk betraktelse indelar helheten av processen till delprocesser. Delprocessernas tillståndsändringar anses vara reversibla om de förlustfritt återgår till dess tidigare värden, ett ouppnåeligt bevis på att ingen yttre påverkan skett. Termodynamikens första huvudsats säger att energin i ett isolerat system är konstant varpå den andra huvudsatsen menar att belysa den naturlag som innebär att ingen uppdämd värmemängd helt kan omsättas till mekaniskt arbete. *Perpetuum Mobile* är vad en maskin som bryter mot dessa lagar kallas och praktiken visar att den är en omöjlighet. Henrik Alvarez (2006, s. 247) menar här att irreversibilitet är ett ofrånkomligt villkor för att ett arbete ska kunna uträttas och för att begreppet termisk verkningsgrad ska kunna motiveras.

### 2.1.2 Dieselmotorns mekaniska begränsning

Med ovanstående sammanfattning kan det konstateras att genom att ytterligare öka temperaturen  $T_1$  och/eller sänka temperatur  $T_2$  ökar verkningsgraden för alla värmemotorer, inklusive dieselmotorn vilken arbetar enligt Seiliger-processen *ekvation 3* (Alvarez, 2006). Dock kvarstår det faktum att dieselverkningsgraden i praktiken aldrig kan uppnå den ideala verkningsgraden. Medelvarviga dieselmotorer har en lägre verkningsgrad och en högre avgastemperatur jämfört med större lågvarviga motorer. Detta kan delvis förklaras genom att ju lägre varvtal desto längre tid för att värmen att uträtta ett arbete i cylindern. Förluster i form av värme ligger ofta i spannet 50-60% för större marina dieselmotorer (Kuiken, 2008). Värmeförlusterna fördelar sig mellan bland annat smörjolja, mantelkyllning, avgaser, luftkyllning samt värmestrålning. De största värmeförlusterna återfinns främst i avgaserna och kan uppgå till 25,5% enligt Shu *et al.* (2012, s. 386). De hänvisar till en mätning från en av MANs större tvåtaktsmotorer tvärstyckes-typ.

$$\eta_{seiliger} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\varepsilon_1^{\kappa} \cdot \delta - 1}{\delta - 1 + \kappa \cdot (\varepsilon_1 - 1)} \quad (2)$$

Seiliger-processen, vilken är gängse modell för verkningsgraden hos en dieselmotor, visar hur värme ansätts både under konstant tryck såväl som volym. De faktorer som inverkar på verkningsgraden är kompressionsförhållandet  $\varepsilon$ , adiabatexponenten  $\kappa$ , tryckuppsättningen  $\delta$ . Kompressionsförhållandet  $\varepsilon$  för en dieselmotor definieras som;

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad (3)$$

Där  $V_{max}$  är den totala volymen i cylindern vid nedre dödläge samt  $V_{min}$  är volymen i vid övre dödläge. Genom att öka kompressionsförhållandet för given motor ökar även temperatur  $T_1$  (Kuiken, 2008, s. 73). Detta motiveras genom gasernas allmänna tillståndslag vilken säger att med en minskad volym av en sluten gas följer en ökad temperatur av gasen. Även då kompressionsförhållandet är i starkt samband med verkningsgraden är det praktiskt omöjligt att höja kompressionsförhållandet så pass att verkningsgraden skulle närma sig den maximala. Dels begränsar det volymetriska utrymmet såsom längd på vevstakar samt vevaxeldiametern men även hållfastighet för rådande material (Kuiken, 2008, s. 74). Komponenter såsom kolvringar, vilka bland annat har för uppgift att täta mot arbetsgasen, utsätts i moderna motorer idag nära vad som är praktiskt möjligt gällande materiell hållfasthet.

### **2.1.3 Miljömässiga begränsningar och regler för energieffektivisering**

Andra problem som följer av för höga toptryck är bildandet av kväveoxider. Kväveoxider från sjöfarten bidrar till förurning och medverkar till övergödningssproblem (Fridell & Hasselblad, 2014, s. 20). Luft används som arbetsgas i dieselmotorer och innehåller cirka 80 volymprocent kväve (Kuiken, 2008, s. 146) så teoretiskt sett skulle en dieselmotor inte behöva bidra till kväveoxidutsläpp, detta då stökiometrisk förbränning innebär en exakt mängd syreatomer som förenar sig med kolatomerna i bränslet. Vid stökiometrisk förbränning skulle kväveatomerna i luften följa med avgaserna utan att reagera med syre. Praktiskt så körs en dieselmotor med ett luftöverskott om cirka tre gånger det teoretiska luftbehovet (Kuiken, 2008, s. 314) och då kväveoxidbildning gynnas av högre temperaturer och längre förbränningstid (*ibid.*) är lågvarviga fartygsdieslar stora kväveoxidproducenter. Om så än oönskade går även trenden mot att sänka varvtalet för att minska den specifika bränsleförbrukningen vilket ger kväveoxidbildningen längre tid för varje förbränningscykel, detta då erforderlig framdrivningseffekt förhåller sig exponentiellt till farten. För att minska sjöfartens bidrag till kväveoxidutsläpp reglerar IMO kväveoxidutsläpp i konventionen MARPOL 73/78 under Regulation 13 (IMO, 2015d).

Gällande växthuseffekten bidrog sjöfarten 2012 för 2.2% av de totala koldioxidutsläppen det året (IMO, 2015b). Att höja verkningsgraden, det vill säga utnyttja så mycket energi som möjligt ur bränslet, sänker koldioxidutsläppen för en fartygsmotor vid identiska driftmönster. Som nämnt ovan resulterar högre kompressionsförhållande generellt i en högre verkningsgrad och således lägre koldioxidutsläpp. Nämnade ökning av kompressionsförhållandet kommer även resultera i en ökning av kväveoxider. I motsatt riktning kommer åtgärder för att minska

kväveoxidutsläpp öka den specifika bränsleörbrukningen. Detta fenomen omnämns som *dieseldilemmat* och är ett hinder för sjöfarten när det gäller energieffektivisering (Germanischer Lloyd, 2008, s. 5-6). Vidare kan följande tankegång behandlas; om energieffektiviseringen av kraftsystem tillåts fortgå och enbart ses som lönsamma kan utvecklingen av miljömässigt hållbara system hämmas. Vårt förlitande på befintliga fossilbaserade framdrivningssystem försätter miljömässigt hållbara tekniker i skuggläge.

För att minska den internationella sjöfartens påverkan på klimatet har IMO bland annat tagit fram nya regler för energieffektivisering vilka trädde i kraft 1 januari 2013 (IMO, 2015e). Reglerna gäller för alla fartyg på 400 GT (Gross Ton) och över. Reglerna är tillägg i konventionen MARPOL bilaga VI och har infört obligatoriska riktlinjer gällande energieffektivisering för fartygsutformning (Energy Efficiency Design Index) och detta för nya fartyg. Så länge effektivitetsnivån är enligt de krav som ställs lämnas valet av teknik till konstruktörer och byggare att nyttja de mest kostnadseffektiva lösningar marknaden har att erbjuda (IMO, 2015a).

För både äldre och nya fartyg introducerades SEEMP (Ship Energy Efficiency Management Plan) på operativ nivå. För att få ut ett energieffektivitetscertifikat (International Energy Efficiency Certificate) krävs att fartygen håller en SEEMP ombord för att energieffektivisera driften av fartyget. Hanteringsplanen uppmanar ägaren och operatören att överväga nya metoder och tekniker för att optimera prestandan ombord fartyg genom bland annat ruttplanering eller införandet av spillvärmeåtervinningsteknik (IMO, 2015a).

## 2.2 Spillvärmeåtervinning – WHR

Mehta, Gohil, Bavarva & Saradava (2012) anser att nyttan med spillvärmeåtervinning kan indelas i två kategorier – direkt nytta och indirekt nytta. Att ett spillvärmesystem återvinner förlorad energi och därmed höjer totalverkningsgraden är primärt den direkta nyttan. Av detta resonemang ökar antingen energiproduktionen till bibehållen kostnad eller så sänks kostnaden till bibehållen produktion. Mehta *et al.* (2012, s. 2) uträknar också att de indirekta nyttorna är knutna till minskad rökgasgenerering. Miljömässigheten är ett sådant exempel då tekniken bidrar till minskade utsläpp av växthusgaser och skadliga ämnen. Vidare förs även resonemanget att vikten av kringutrustning, såsom dieselgeneratorer, får minskad processbetydelse då effektuttaget på dessa kan minskas och att de kan dimensioneras ned i ett senare skede (*ibid.*).

Varje spillvärmeflöde delar Shu *et al.* (2012) in efter kvantitet, kvalitet, återvinningsteknik och praktisk begränsning. Potentialen på värmeflödet kan knytas till kvantiteten och kvalitén är rådande entalpi där högre temperatur ses som mer kostnadseffektiv att återvinna. I *ekvation 5 & 6* presenteras hur spillvärme  $\dot{Q}_{avgaser}$  är en funktion av sammansättningen; massflödet och entalpin i enlighet med vad Shu *et al.* (2012) skriver. Vidare kan rökgasens värmeflöde åskådliggöras enligt *ekvation 5*. Term för avgasernas entalpi  $\Delta h_{avgaser}$  och sammansättning

av massflöden avgör beskaffenheten för spillvärmeåtervinning, vi ser att en ökning av massflöden och/eller en ökning av entalpin skulle ge avgaserna ett större värmeflöde.

$$\dot{Q}_{avgaser} = \Delta h_{avgaser} \cdot (\dot{m}_{bränsle} + \dot{m}_{luft}) \quad (4)$$

Nedanstående formel är en betraktelse av en förbränningsmotor i enlighet med termodynamikens första huvudsats. Energibalansen i *ekvation 6* visar hur förbränningen frigör värme vid ett godtyckligt varvtal. Värme som delvis omsätts till axeleffekt  $P_{axel}$ , bortkyles som  $\dot{Q}_{kyl}$  och  $\dot{Q}_{diverse}$  samt frigörs som avgaser  $\dot{Q}_{avgaser}$ .

$$\dot{m}_{bränsle} \cdot h_{bränsle} + \dot{m}_{luft} \cdot h_{luft} = P_{axel} + \dot{Q}_{kyl} + \dot{Q}_{diverse} + \dot{Q}_{avgaser} \quad (5)$$

Mehta, Gohil, Bavarva & Saradava (2012) klassificerar spillvärmens temperatur utifrån konventionella källor och visar hur potentialen för värmeåtervinning kan knytas till ökande temperatur. Återvinningspotentialen indelas nedan i *tabell 1* som *Hög-, Medel- och Lågtemperatur* medan exempel på genererande källa tas upp i *tabell 2*.

**Tabell 1 Klassificering av spillvärmemetemperatur**

| Temperaturspann | Återvinningspotential | Exempel på värmekälla |
|-----------------|-----------------------|-----------------------|
| >650 °C         | Högtemperatur         | Industriugnar         |
| 230 – 650 °C    | Medeltemperatur       | Förbränningsmotorer   |
| 27 – 230 °C     | Lågtemperatur         | Kylvätskeflöden       |

**Tabell 2 Temperaturspann och exempel på genererande källa**

| Temperaturspann | Exempel på värmekälla | Typ            |
|-----------------|-----------------------|----------------|
| 230 – 480 °C    | Ångpanna              | Avgaser        |
| 315 – 600 °C    | Kolvmotor             | Avgaser        |
| 230 – 370 °C    | Turboladdad kolvmotor | Avgaser        |
| 425 – 650 °C    | Katalytisk krackning  | Processtermisk |

Spillvärmeåtervinning ombord på fartyg har tidigare utnyttjats genom värmeväxling i en avgaspanna där den producerade ångan försörjt förbrukare såsom värmning av bränsletankar. Shu *et al.* (2012) beskriver en rad kostnadseffektiva sätt att nyttja spillvärmens och

konkluderar att hög-gradig värme lämpar sig för elektrisk eller mekanisk generering medan lågvärdig lämpar sig sämre. Metoder som kan aktualiseras för spillvärmeåtervinning av låg- och medeltemperatur föreslås som:

- *Rankine cycle* – En vanlig tillämpning av Rankine-processen är ångkraftverk som förekommer inom kärnkraften, eller som lasthanteringspumpar ombord oljetankers. Tekniken bygger på att låta ett medium genomgå fasändringar under olika tryck och temperaturer. Vanligen förångas processvatten i en ångpanna och med godtycklig grad överhettning tillåts ångan expandera över en kolvmaskin eller turbin varpå ett arbete utförs. Spillvärmeåtervinnande tekniker redan industriellt och marint implementerade är Opcon ABs Powerbox - *Wet Steam Turbine (WST)* och *Organic Rankine Cycle (ORC)*. Siuru (2013) beskriver hur båda teknikerna finns installerade ombord *M/S Figaro* genom utvecklingssamarbetet mellan Wallenius Rederi och Opcon AB. *WST*-turbinen tillåts arbeta med mättad ånga av det förhållandevis låga trycket levererat av fartygets avgaspanna. Mättad ånga av lågt tryck ger en ångbeskaffenhet vanligtvis förvisad till fartygets uppvärmningsbehov, det vill säga att den befinner sig i lågtemperaturspannet. *ORC*-systemet nyttjar låggradig värme från framdriftsmaskinernas kylvattenflöden och tekniken möjliggörs genom att använda ett organiskt arbetsmedium med en förångningstemperatur lägre än den för vatten.
- *Kraftturbin* – I en konventionell turbokompressor delar en avgasturbin samma axel som en kompressor. När avgaserna expanderar över turbinstegen erhålls det roterande moment som kompressordelen nyttjar för att överladda motorn. Större luftmängd möjliggör att mer bränsle kan förbrännas varpå effekten höjs utan att öka maskinstorleken. En kraftturbin som Shu *et al.* (2012) föreslår skulle också innefatta en elkraftsgenerator på den delade axeln. Motiveringen bakom denna kraftturbinsteknik ligger i att kompressionsarbetet som avgasturbinen utför är mindre än tillgänglig turbineffekt, kompressorn nyttjar inte all effekt en turbindel skulle kunna leverera. Tekniken bygger alltså på att kompressorn har verkningsgrad hög nog att generatoren också kan drivas av turbinen.
- *Kylmaskiner* – Ett fartyg har bruk för kyla i klimatanläggningar som behandlar luften ombord, proviantrum med låga temperaturer och ibland även för lasthantering. Spillvärme kan i vissa fall nyttjas i absorptionsanläggningar där huvudsakliga drivsättet är ett överskott av värme. Sådana system skulle minska behovet av elförsörjda kompressorkylmaskiner.
- *Färskvattentillverkning* – En vanligt förekommande metod att behandla sjövattnet för ombordnyttjande är genom förångning med kylvattnet från cylinderkylningen av framdrivningsmaskineri. Detta värmefflöde håller en temperatur tillräcklig för att förångas sjövattnet förutsatt att trycket understiger normalt lufttryck.

## 2.3 Stirlingmotorn

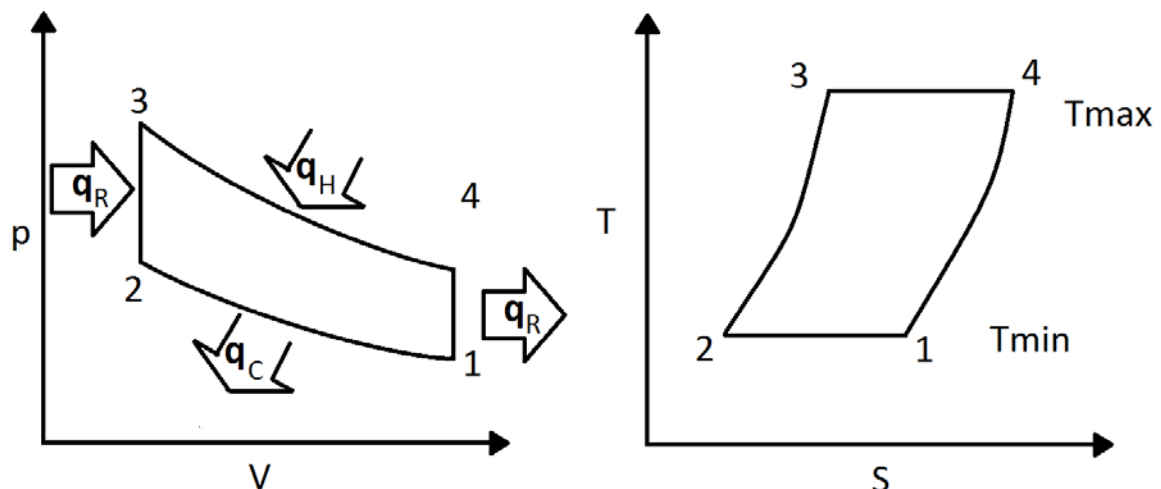
Stirlingmotorn är en värmemotor som arbetar enligt yttre värmeförsel, en skillnad i temperatur medför att värme kan utträta ett i tiden roterande moment. Kopplad till en generator kan den i sin tur alstra elektricitet.

I sin enklaste konfiguration är regenerativ stirlingmotor en motor som uteslutande drivs av värme. Regenerativiteten erhålls då en viss värmemängd cykliskt återvinns istället för att helt kylas bort. Stirlingmotorn har ingen exakt konstruktion utan har historiskt sammansatts med ett flertal olika kolvarrangemang. Vad de samtliga konstruktionerna har gemensamt är att de genom värmeväxling av yttre värmekällor uträttar ett arbete genom att cykliskt värma och kyla en innesluten arbetsgas. Robert Stirlings anrika patent på den regenerativa stirlingmotorn är nedan beskriven.

### 2.3.1 Stirling-cykeln

En sluten gasmängd utsätts cykliskt av vardera en varm och en kall värmeväxlare då en deplacerkolv rör sig längs sin slaglängd varpå gasen strömmar genom en tredje värmeväxlare benämnd regenerator. Detta kompressibla arbetsmedium är hermetiskt slutet vilket ger att trycket varierar med tiden och denna närmast sinusformad tryckvariation kan sedermera uträtta ett expansionsarbete på en kraftkolv. Redan 1871 blev tre klassiska motortyperna grundligt termodynamiskt utredda av tysken Gustav Schmidt. Publikationen som har benämnts "Schmidts Klassiska Analys" står sig än idag då den rigoröst särskiljer de tre arrangemangens termodynamiska förutsättningar (Cullen & MacGovern, 2010). *Dessa finns att se på figur 4 och är beskrivna i avsnitt 2.3.3*

I figur 2 nedan är tillstånden för en arbetscykel visualiserade genom tillstånd tilldelade siffrorna 1, 2, 3 och 4. Specifika värmemängder  $q$   $J/kg$  visar i vilken delprocess värme tillförs där  $q_R$  är regenererad- och  $q_H$  &  $q_C$  är tillförd värme. Som i alla pV-diagram är arbetet utfört står i direkt relation till arean inom hörnpunkterna i pV-diagrammet.



Figur 2 pV- och Ts-diagram beskrivande den teoretiska Stirling-cykeln

Thombare & Verma (2008, s. 6-17) framlägger de teoretiska processerna enligt följande:

1 → 2 Isoterm kompression och yttre värmeförlust

Kompressionskolven rör sig här mot sitt nedre dödläge. Expansionskolven står här still i övre dödläge varpå arbetsgasen strömmar till expansionskolvens kalla sida. Trycket höjs och entropin minskar med oförändrad temperatur, villkoret som möjliggör detta är att värmemängden  $q_C$  bortförs. Tryckhöjningsarbetets storlek står i paritet till den bortförda värmen.

2 → 3 Isokor regenerativ strömning

De båda kolvarnas lika riktning ger oförändrad volym varpå inget volymändringsarbete sker. Gasen genomströmmar regeneratoren och i detta skede upptar arbetsgasen värmemängden  $q_R$ , som är uppdämd i regeneratoren, och trycket höjs.

3 → 4 Isoterm expansion och yttre värmeförlust

Expansionskolven löper fortsatt mot övre dödläge och bort från regeneratoren medan kompressionskolven står still intill regeneratoren. Expansionen medför trycksänkning men konstant temperatur erhålls genom yttre värmeförlust. Entalpin hålls därmed konstant men entropin ökar. Volymutvidgningsarbetet står i paritet till det tillförda värmemängden  $q_H$ .

4 → 1 Isokor regenerativ strömning

Både expansions- och kompressionskolven rör sig här i den riktning som medför att arbetsgasen strömmar från den varma till den kalla sidan. Man anser att volymen är oförändrad varpå inget volymförändringsarbete kan utföras. Regeneratoren upptar här istället arbetsgasens högre temperatur genom värmemängden  $q_R$  och trycket sänks därmed. Entropin och entalpin minskar (*ibid.*).

Effektiviteten av en Stirling-process är likvärdig den för Carnotprocessen om antagandet innefattar den om ideala gaser, fullständig regeneration och utebliven dödvolum (Kongtragool & Wongwises, 2006, s. 34). Denna åskådning gör alltså stirlingmotorn till den mest effektiva av alla värmemotorer men visar också vikten av motorkonfigurationen med avseende på volymförhållande, dödvolum och värmeöverföringens effektivitet genom värmeväxlar- och regeneratorverkningsgraden (Thombare & Verma, 2008, s. 14). Man kan alltså inte i praktiken anse att arbetsgasen är ideal då kompressions och expansionsarbetet kommer ske adiabatiskt, inte heller att värmeöverföringen sker förlustfritt. Likväl har Carnotverkningsgrader om 65–70% åstadkommit med modern teknologi (Thombare & Verma, 2008). Kalyani & Ramesh (2012) uttrycker Stirling-cykeln verkningsgrad enligt *ekvation 7* nedan;

$$\eta_s = \frac{\eta_{carnot}}{\left\{ 1 + \frac{(1-\eta_r)(1-\frac{T_{min}}{T_{max}})}{(k-1)(\ln\frac{V_1}{V_2})} \right\}} \quad (6)$$

Stirling-cykelns Carnot-verkningsgrad fås utifrån följande parametrar: regenerators verkningsgrad  $\eta_r$ , volym- och temperaturförhållandet  $\frac{V_1}{V_2}$  och  $\frac{T_{min}}{T_{max}}$  samt adiabatexponenten  $k$ .

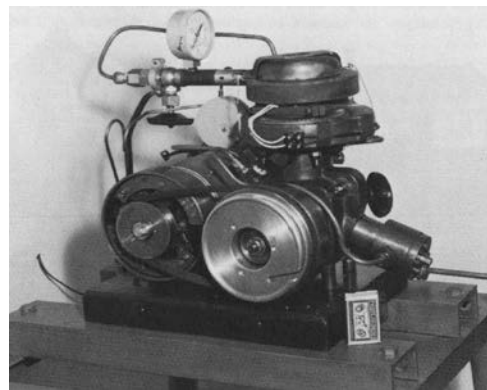
Arbetsgasen bör ha en så stor specifik värmekapacitet som möjligt, så god konduktivitet som möjligt samtidigt som viskositeten och densiteten måste förbli låg. Vidare tillkommer hanteringsaspekten vilken utesluter vätgas som annars har mycket god värmekapacitet. Att finna samtliga dessa egenskaper kombinerade hos en kompressibel gas är ännu för framtida forskare att upptäcka menar Thombare *et al.* (2008) varpå helium är det föredragna valet av arbetsgas.

### 2.3.2 Stirlingmotorns historia

Stirlingmotorn har anor från 1700-talets slut, redan 1816 erhöll skotten Robert Stirling patent på värmemotorn. Stirlingmotorn fick kommersiellt genomslag tack vare enkelheten i konstruktionen, den låga ljudnivån samt möjlighet till drift med olika bränslen. Implementeringen av regenerators detaljen som möjliggör prestandajämförelser med idealprocessen, tillhörde också nämnda patent. Patentet utfärdades alltså redan innan Sadi Carnot presenterade Carnotprocessen år 1824 (Kalyani & Ramesh, 2012). Effekten en stirlingmotor kunde producera var i storleksordningen 0,1 - 4 kW.

Samtida ångmaskiner var föredragna vid produktion av större effekter (Kongtragool & Wongwises, 2007, s. 548-9). Produktionen av stirlingmotorer mattades av och fick i princip sitt slut då elmotorn och den interna förbränningsmotorn presenterades.

Det skulle dröja till 1937 innan stirlingmotorn åter blev aktuell. Philips i Holland sökte då efter alternativa värmemotorer till att förse radioutrustning med elektricitet i avsidliggande förhållanden. Det var när Philips presenterade tekniken som motorn för allmänheten blev känd som stirlingmotor. Med ökad materialkunskap samt bättre termodynamiska modeller gjordes stora framsteg. Den portabla elektricitetsgenerators 102C lanserades men halvledartechnikens intåg under 40-talets slut reducerade strömåtgången i radiokretsar (Nilsson, 1997, s. 6) vilket resulterade i att tekniken åter igen hamnade ur fokus. Oljekrisens efterdyningar 1980 resulterade i att stirlingmotorn ännu en gång föreslogs som ett gångbart alternativ (Thombare & Verma, 2008, s. 5).

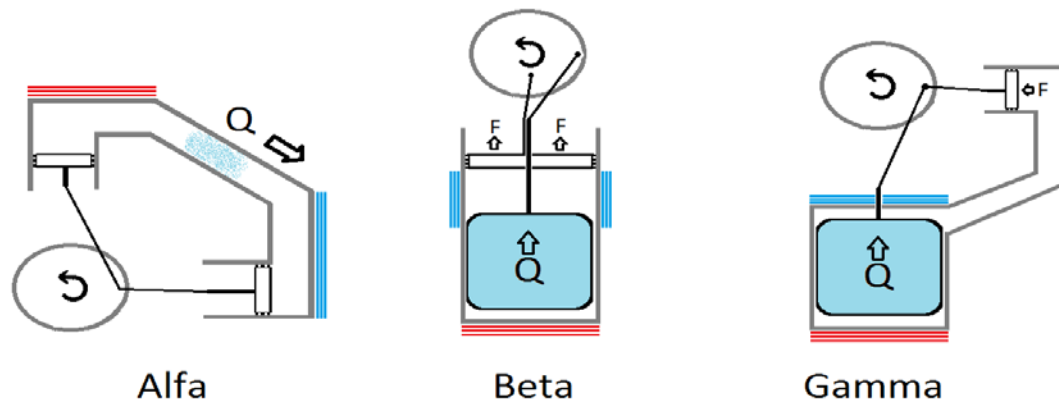


**Figur 3 Philips 102c (Källa: Philips Company Archives). Återgiven med tillstånd.**



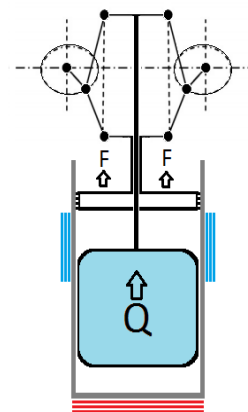
### 2.3.3 Motorkonfigurationer

Stirlingmotorn finns i tre vedertagna konfigurationer; Alfa, Beta och Gamma. Vilket kolvarrangemang som lämpar sig bäst i sammanhanget beror på applikationens förutsättningar, beskaffenheten hos värmen samt generell motorbyggarfilosofi (Nilsson, 1997). Schmidts klassiska analys (Thombare & Verma, 2008, s. 17-18) beskriver de tre olika anpassningarna och åskådliggör skillnader ur mekanisk och termodynamisk synpunkt. *Figur 4* visar de tre klassiskt förekommande motortyper.



**Figur 4** Begreppsbild motorkonfigurationer Alfa, Beta & Gamma

- Alfa-konfigurationen har den enklaste av utföranden, de två kolvarna benämns vanligen kompressions- och expansionskolv och regeneratorm är här placerad däremellan, avbildad som en fibrös massa.
- Beta-konfigurationens beståndsdelar är deplacerkolv, arbetskolv och regeneratorm. I bilden ovan är regeneratorm och deplacerkolven densamma och är avbildade i turkos färg. Dessa är placerade i ett och samma utrymme. För att åstadkomma en fungerande vevrörelse om 90 graders förskjutning måste ett sofistikerat länkage utformas. Philips utvecklade under 1950-talet en väl avvägd transmission som dynamiskt balanserar även en en-cylindrig motor, denna benämns “Rhombic drive” och finns att se som *figur 5*.
- I likhet med Beta är Gamma-konfigurationen av deplacer- och arbetskolvstyp men har ett separat utrymme där arbetsgasen tillåts genomgå volymförändring. I och med att arbetscyllindern står vinkelrätt mot deplacerkammaren åstadkoms också fasförskjutningen och en konventionell vevrörelse kan appliceras.



**Rhombic Drive Beta**

**Figur 5** Rhombic transmission

### 2.3.4 Värmeväxling och regenerativitet

Värmeväxlare förekommer i många olika kommersiella utföranden exempelvis radiatorflänsar, rör- och plattvärmeväxlare. Oavsett typ så ligger grundfunktionen i att överföra värme från ett medium av en viss temperatur och ett visst tryck till ett medium med annorlunda beskaffenhet. Utformningen ger olika förutsättningar för att klara mediets värmeövergång och därför krävs vetskap om fas (gas eller vätska), relativa temperaturer, massflöden och bland annat deras strömningsriktning. Lopes, Douglas, McCullough, O'Shaughnessy, Hanna, Rouaud, & Seaman, R. (2012) belyser även önskemål som att hålla nere volymen och massan då dessa parametrar i hög grad påverkar kostnadsbilden. De föreslår att den relativa volymen kan fås ur sambandet mellan värmeöverföringens densitet  $\beta \text{ m}^2/\text{m}^3$  och innevarande area i värmeväxlaren  $A$ . Se *ekvation 8*. Ett högt värde på nämnda densitet ger här en mindre kostsam volym med bibehållen värmeledande area.

$$\beta = \frac{A}{V} \quad (7)$$

Regeneratoren, den heta och den kalla sidan är alla exempel på värmeväxlare. Som alla värmemotorer, i enlighet med *figur 1*, är ett värmeflöde en förutsättning för arbete och inte tvärt om. Som tidigare nämnt så genomströmmas inte stirlingmotorn av en förbränningsgas utan arbetar med ett värmeflöde. Den heta sidan står direkt i förbindelse med värmekällan, regeneratoren höjer verkningsgraden genom minskning av bortförd värme och den kalla sidan har till sist till uppgift att kyla bort restvärme från processen (*figur 2*). I detta stycke förklaras vikten av god värmeväxling.

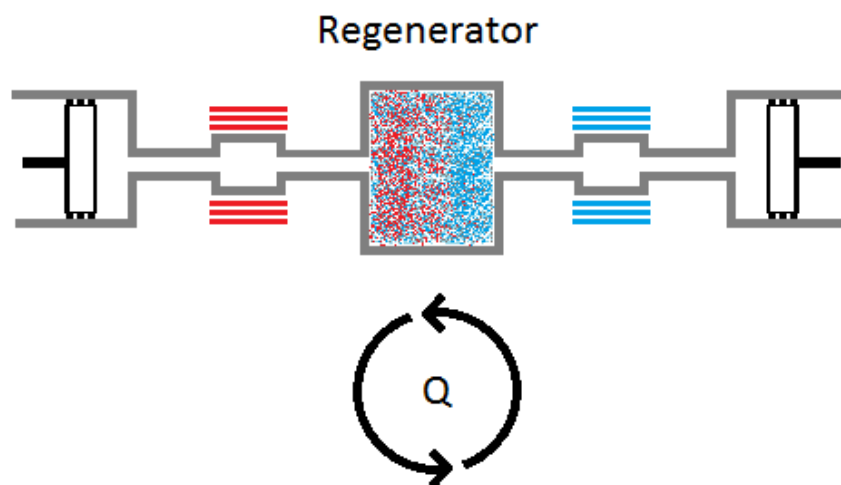
*Ekvation 9* står modell för värmeledningsfenomenet genom att värmemängden  $Q$  är produkten av sammanlagda värmeledningskoefficienten  $U$  i  $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ , värmeväxlarens värmeledande area  $A$  och uppnådd logaritmisk medeltemperaturskillnad  $\Delta T$  på de olika värmeväxlarsidorna. Ett vanligt konstruktionstryck för en stirlingmotor är 10MPa (Cullen & McGovern, 2008) vilket ställer höga krav på värmeväxlarens egenskaper med avseende på värmeledning, geometrisk utformning och hållfasthet (Thombare & Verma, 2008). Ekvationen visar att det finns en avvägning mellan önskan att ha en liten logaritmisk medeltemperatur  $\Delta T_{lm}$ , vilket medför hög verkningsgrad, och en liten area  $A$  då en stor area medför stor volym och hög kostnad.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (8)$$

En stirlingmotors värmeväxlare är nyckelkomponenter och prestandan beror direkt på värmeväxlingens effektivitet och kapacitet. I en inre förbränningsmotor (ICE) sker förbränningen våldsamt i expansionsutrymmet vilket direkt leder till en gasexpansion. För stirlingmotorn medför värmeövergången en viss tidsfördröjning från värmekälla till arbetsgas för att erhålla samma gasexpansion. Samma tidsaspekt gäller den bortkylda värmen och

arbetstemperaturen erhålls efter en viss tid. Dynamiken i värmeflödet ger alltså förutsättningar för i vilken mån gaserna hinner genomgå cykeln. Värmeväxlarna i en stirlingmotor är alltså av direkt betydelse för effektuttag och verkningsgrad. Trycket i processen är, likt de flesta kolvmotorer, proportionellt mot effektuttaget och konstruktionen måste vara hållfast nog att motstå processens tryckvariation och temperaturer. Vid vidareutveckling av detta resonemang kan följande fastslås: Den varma värmeväxlaren är svårutvecklad då den utsätts för olika tillstånd gällande ut- och insida. Värmen passerar utifrån en högtempererad förbränningsgas med lägre och jämnare absoluttryck in genom det värmeledande materialet till arbetsgasen som cykliskt utsätts för stora tillståndsvariationer. Därför beror utformningen på värmekällans slag och bör beaktas redan vid designstadiet varför rörvärmeväxlare utreds av Thombare *et al.* (2008). Två definitiva begränsningar redogörs för den heta värmeväxlaren 1) Värmeledningskoefficienterna för ytter- och innersidan kommer avvika signifikativt till följd av olika stor värmeledande yta och grad av fouling. 2) Tjockleken på rören, diameterförhållandet mellan ytter- och innersida, bör dimensioneras utefter termisk påfrestning såväl tryckbelastning. Detta förhållande måste samtidigt harmonisera med sökt värmeledande arean och samtliga faktorer kan också vara i otakt med strömningsförlust- och dödvolymkrav. Värmeväxlaren förblir en kompromiss.

Regeneratoren har till uppgift att cykliskt uppta och släppa värmen och delvis lagra den värme som annars helt måste kylas bort vilket höjer verkningsgraden (Kongtragool *et al.*, 2006, s. 347). Detta illustreras i *figur2*. Den är alltså en värmeväxlare vilken arbetsgasen passerar genom. Således är den ofta tillverkad i ett poröst och finmaskigt stål eftersom värmeövergången bör ske snabbt men med litet strömningsmotstånd (Thombare & Verma, 2008). Regeneratorverkningsgrader om 95-99,09% har rapporterats enligt Kongtragool & Wongwises (2006) men då är förutsättningarna för detta resultat högst specifika.



**Figur 6** Regeneratoren

### **2.3.5 Tillämpbarhetsaspekt av stirlingmotorn**

Exempel på moderna applikationer där tekniken framgångsrikt tillämpats är u-båtar och solkraftverk. Den svenska marinens användning av stirling-elektriskt framdrivningsmaskineri är en välavvägd och ett noga tilltänkt maskinarrangemang där stirlingmotorns speciella egenskaper utnyttjas. Tyst motordrift gör u-båten svår att upptäcka och då både bränsle såväl syre kan bunkras i flytande form förlängs operationstiden i undervattensläge avsevärt (Nilsson, 1997). Vid ökat oljepris har alternativa energikällor blivit aktuella och Stirlingmotorn har tagits i drift vid solkraftsfält där värmen riktas mot stirlingmotorns varma värmeväxlare genom reflektorer. Således nås verkningsgrader upp mot 30 % vilket kan jämföras med solceller som når 6-15 % (Karlberg, 2008). Att motorn inte är absolut beroende av en speciell bränsletyp har medfört att motorn numera används bland annat för att ta tillvara på metangas från avfallsanläggningar (Schultz, 2013).

Stirlingmotorn har många fördelar jämfört med bland annat konventionella kolmotorer såsom flexibilitet av bränsleval då stirlingmotorn kan köras genom all förbränningsvärme (Thombare & Verma, 2008, s. 5-6). Värmen behöver nödvändigtvis inte produceras genom förbränning utan kan komma från till exempel solenergi eller spillvärme. Vidare har stirlingmotorn liten belastning på miljön jämfört med inre förbränningsmotorer (*Ibid.*) dels då förnyelsebara bränslen och värmekällor kan nyttjas men även mindre utsläpp av partiklar och förbränningsrester specifika för inre förbränningsmotorer. Andra fördelar är den relativt låga ljud- och bullernivå som erhålls tack vare yttre förbränning. På en konventionell inre förbränningsmotor sker värmeförsel via bränsleinsprutning och sedermera explosionsartat vid varje förbränningstakt. Resultterande krafter fortplantar sig som ljud- och energivågor (Hirata & Kawada, 2005).

Vidare kan stirlingmotorns uppbyggnad i jämförelse med konventionella motorer anses som relativt enkel. Varken ventiler eller medföljande kamaxelsystem behövs (Nilsson T., 1997, s.15). Bränslesystem bestående av bränslepumpar och insprutningsventiler kan bytas mot en relativt enkel brännare. Detta då brännaren inte behöver arbeta mot det i jämförelse höga atmosfärstryck vilket råder i cylindern vid insprutning i konventionell motor. Då stirlingmotorn använder en enfasig arbetsfluid är det interna trycket nära konstruktionstrycket. Detta jämfört med till exempel en ånganläggning där arbetsfluiden fasförändras; cyklisk vätska/gas. Således kan en felande övertrycksventil resultera i pannexplosion (Nilsson T., 1997, s. 6).

En av stirlingmotorns största nackdelar är låg specifik effekt och hög specifik kostnad då stirlingmotorer är relativt stora för den effekt de producerar. Detta på grund av problematik med värmeväxlare vilka opererar under trycket hos arbetsfluiden vilket är proportionellt mot motorns uteffekt. Vidare ställs materiella krav för att motverka krypning och korrosiva effekter av värmekällan (Nilsson, personlig kommunikation, mars 2015). Stirlingmotorn har även problematik med arbetsgasen vilken bör ha så hög specifik värmekapacitet och låg viskositet som möjligt. Detta för att överförd värmemängd skall medföra en så stor

tryckökning som möjligt samt att friktionsförlusterna skall förbli små. Vätgas är närmast idealet men är svårtätat och brandfarligt. Helium är ett bra alternativ med en hög specifik effekt och relativt goda strömningsegenskaper. Gasen används vanligen som arbetsmedium i moderna stirlingmotorer (Nilsson, 1997, s. 13). Vidare är tätningsproblematiken hos stirlingmotorer generellt stor. För att praktiskt få ut en effekt av stirlingmotorn medför detta att en arbetsgas cykliskt trycksätts i arbetscylinder. För att få ut större effekt medför denna praktiskt en större tryckvariation. Nilsson (1997, s. 14) menar att om stirlingmotorn skall få ut en relativt hög specifik effekt bör medeltrycket vara upp mot 80 bar.

Då en stirlingmotor behöver värmas upp innan den kan starta är den så kallade *dödtiden* för motorn längre än för andra motorer. En nackdel är således att den inte kan starta upp omedelbart utan uppstartstiden är beroende av storleken på tillförd värme. I fallet med spillvärmeåtervinning genom stirlingmotor beror således driftläget på värmekällan, det vill säga förbränningsmotorn (Cullen & McGovern, 2008).

### **2.3.6 Att konstruera en stirlingmotor**

Att realisera Stirling-cykeln innebär att låta en gas genomgå de tillståndsförändringar som är beskrivna i avsnitt 2.3.1 genom ett mekaniskt arrangemang, ett sådant exempel vore någon av de *tre vedertagna motorkonfigurationerna* beskrivna i 2.3.3. Den teoretiska processen har hög cykelverkningsgrad då den sammanfaller med Carnotverkningsgraden varför den länge varit föremål för teoretiker. Skäl till varför den avviker mot det ideala förklaras delvis som;

- Med vevmekanismens kontinuerliga rotation kan inte ändtillstånden i pV-diagrammet nås (Nilsson, 1997). Detta är emellertid inte avgörande för stirlingmotorn utan gäller för alla fram- och återgående kolvmotorer. Unikt för stirlingmotorn är dock att fasförskjutningen är 90 grader kolvarna emellan.
- Regenerationen är inte idealisk. En massas förmåga att uppta en värmemängd beror på storlek och värmekapacitet, gas såväl kropp.
- Dödvolymen, det vill säga den osvepta volymen som inte förflyttas i processen, bör idealt vara obefintlig men står för så mycket som 50 % av en verklig motor. Praktiskt upptar en ofrånkomlig mängd arbetsgas sin plats i värmeväxlarna, regeneratoren och anslutande gaskanaler (Thombare *et. al.*, 2008).
- Arbetsgasen har inte oändligt stor värmeöverföringskoefficient vilket omöjliggör isoterm bort- och tillförsel av värme. Cykelhastigheten påverkar här, ju lägre varvtal hos den faktiska motorn desto bättre blir förutsättningarna för isotermisk tillståndsförändring (Nilsson, 1997).

*Malmöformeln* (ekvation 10) bygger på värmens beskaffenhet och empiriska data, utgiven i en publikation av United Stirling är den framtagna för att approximera effekt och prestanda i ett tidigt designstadium. Resultaten har stora variationer då metoden förlitar sig på empiriska värden  $K_s$  och specifika kringförhållanden, likväl så är formeln beprövad och ger en väl

antagen fingervisning i ett tidigt utvecklingsstadium (Kongtragool & Wongwises, 2004). Tabell 3 nedan visar de empiriska värden variablerna i *ekvation 10* kan anta.

$$P_{stirling} = \dot{Q}_{tt} \cdot \eta_{carnot} \cdot \eta_{mek} \cdot \eta_{wb} \cdot K_s \quad (9)$$

**Tabell 3 Malmöformelns empiriska värden**

| Variabel        | Förklaring                             | Empiriska värden |
|-----------------|--|------------------|
| $K_s$           | <i>Stirlingkoefficienten</i>           | 0,55 – 0,88      |
| $\eta_{carnot}$ | <i>Carnotverkningsgrad</i>             | < 1              |
| $\eta_{mek}$    | <i>Mekanisk verkningsgrad</i>          | 0,75 – 0,9       |
| $\eta_{wb}$     | <i>Värmeöverföringens effektivitet</i> | 0,85 – 0,95      |

Andra åskådningar på effekt- och verkningsgrad är *Schmidts* eller *West's* som uttrycker indikerat arbete per cykel eller *Beales* som även den förlitar sig på empiriteten kallat *Beale-nummer* hos utforskade stirlingmotorer. *Beale*-metoden lämpar sig sämre för lågtemperatursapplikationer då empiritet för dessa saknas vilket Kongtragool & Wongwises utrönt 2006 i deras arbete att effektbestämma en gammakonfigurerad stirlingmotor i lågtemperaturutförande. Den utförliga matematiska analys *Schmidt* utgav år 1871 ger exakta förutsättningar för utredd prestanda utifrån de tre klassiska konfigurationerna och är enligt Kongtragool & Wongwises (2004) mest vetenskapligt korrekt. Likväl finns grund för prestandakorrektion utifrån *Martinis* och *Walkers* skilda arbeten där upplevda faktorer står som  $K_{martini} = 0,35$   $K_{walker} = 0,3 - 0,6$ .

## 2.4 Beskrivning av fallstudiens fartyg

Avsnittet tar upp grundläggande fakta gällande fartyget för undersökningen *M/S Stena Scandinavica* såsom dess dimensioner, driftsmönster och komponenter. Vidare behandlar avsnittet information om *gällande svavelregler* dess *konsekvenser* för fartyget.

### 2.4.1 M/S Stena Scandinavica

Fartyget M/S Stena Britannica II byggdes 2003 av Hyundai Heavy Industries i Sydkorea. Fartyget är ett Ropax-fartyg och levererades den 7 januari 2003 till Stena RoRo, Göteborg. Britannica II var ursprungligen Brittisk flaggad med hemmahamn Harwich och trafikerade ruten Harwich - Hoek Van Holland. Fartyget byggdes 2010 om i Gdynia, Polen för att sedan döpas om till Stena Scandinavica IV och sedermera trafikera ruten Göteborg - Kiel under svensk flagg. 2011 döptes fartyget ännu en gång om till Stena Scandinavica. Scandinavicas storlek efter senaste ombyggnation uppgår till 57639 GT (Gross Ton) respektive dödvikt på 12200 MT (metrisk ton). Båten kan ta 1300 passagerare och huserar 600 hyttplatser. Den totala lastmetern uppgår till 3400 m (Asklander, 2015). För framdrift är fartyget utrustat med fyra stycken MAN B&W 9L40/54 dieselmotorer vilka levererar en total effekt på 25920 kW (6480 kW per styck). *Tabell 4* beskriver grundläggande fakta om fartyget.

**Tabell 4 Fakta om fartyget**

| Dimensioner (m)       | GT/DWT      | Maskineri       | Effekt (kW) | Passagerare | Hyttplatser | Lastmeter |
|-----------------------|-------------|-----------------|-------------|-------------|-------------|-----------|
| 243,30 x 29,90 x 6,30 | 57639/12200 | MAN-B&W 9L40/54 | 25920       | 1300        | 600         | 3400      |

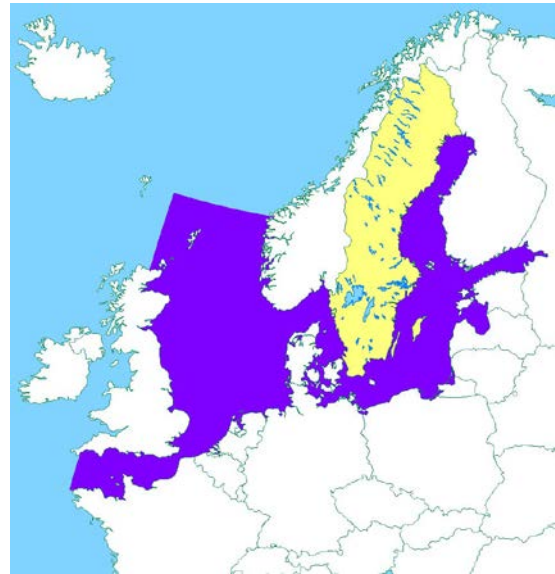
Framdriften sker via alla fyra huvudmaskiner då det visat sig vara mest kostnadseffektivt även då mer frekvent underhållsarbete krävs. Maskinerna körs med 50 % last (Sandborn, personlig kommunikation, 2015). Ombord Stena Scandinavica sköts elproduktionen främst genom dieselgeneratorer. Fartyget är även utrustat med två axelgeneratorer vilka levererar kraft till thrustrarna vid manöver (Paulsson Hvit, *personlig kommunikation*, 2015). För fartygets övergripande värmebehov, såsom värmning av bränsletankar, är Scandinavica utrustad med totalt fyra stycken avgaspannor. Avgaspannorna är levererade av KangRim Industries och producerar enligt märkdata *appendix 16* 1000 kg mättad ånga per timme vid 7 bar övertryck. Dessa parametrar motsvarar ungefär 0.7MW enligt *ekvation 11*. Där tillförd värmeeffekt för avgaspanna  $P_{avgaspanna}$  är produkten av massflödet kondensat  $\dot{m}$  och entalpiskillnaden  $h$  mellan vatten i ång och vätskefas.

$$\dot{Q}_{avgaspanna} = \dot{m} \cdot (h_{\text{ånga}} - h_{\text{kondensat vid } 60^{\circ}\text{C}}) \quad (10)$$

Signifikativ driftsperiod är 12 timmar per enkel resa, det vill säga antal timmar med uppnått panntryck för ångproduktion (Ragnald, personlig kommunikation, mars 2015). Vid kaj i Tyskland sköts elproduktion genom dieselgeneratorer medan landström nyttjas när fartyget ligger i Göteborg (*Ibid.*).

#### 2.4.2 SECA-omställning och dess effekter

Utsläpp i form av svavel har uppmärksammats som en faktor till försurning, främst i speciellt utsatta områden såsom Östersjön (Hassellöv, Turner, Lauer & Corbett, 2013, s. 2731). För att minska bidragen av emissioner från sjöfarten antogs i oktober 2008 en ändrad bilaga till MARPOL 73/78 (VI). MARPOL är en konvention skapad av IMO i målet att förhindra havsföroreningar. I bilagan introducerades svavelkontrollsområden benämnda SECA-områden. Gällande regler för EU-stats sjöterritorium ingår Östersjön, Nordsjön och Engelska kanalen enligt nämnda föreskrifter. I SECA-områdena regleras gränsvärdet på marint bränsle skarpare till följd av områdenas utsatta ekologiska tillstånd. Ett globalt tilltänkt slutmål på 0,5 viktprocent eftersträvas år 2020 med reservation för tillgång på bränslemarknaden senast år 2025. (Sjöfartsverket, 2009, s. 3)



**Figur 7 Illustration SECA-området EU (Källa: VTI) Återgiven med tillstånd.**

**Tabell 5 Maximalt svavelinnehåll i bränslet**

|                       | Inom SECA       | Utanför SECA    |
|-----------------------|-----------------|-----------------|
| Tidigare lagstiftning | 1,5 viktprocent | 4,5 viktprocent |
| IMO:s regler          |                 |                 |
| 2010-07-01            | 1,0 viktprocent |                 |
| 2012                  |                 | 3,5 viktprocent |
| 2015                  | 0,1 viktprocent |                 |
| 2020/2025             |                 | 0,5 viktprocent |

För att tillgodose sjöfartsnäringen och raffinaderierna med andrum har konventionen förrättats så att nedskärningen av svavelinnehåll har reducerats i ett flertal steg. Från tidigare maximal



svavelhalt på 4,5 viktprocent minskades mängden något ner till 3,5 år 2012. En undersökning gällande tillgång av lättsvavligt bränsle skall genomföras år 2018. Svaret på undersökningen avgör huruvida reduceringen till 0,5 viktprocent globalt är redo att träda i kraft redan 2020 (Kalli, Karvonen & Makkonen, 2009, s. 3).

Det rådande taket för svavelinnehåll i SECA-området är 0,1 viktprocent vilket trädde i kraft den 1 januari 2015. Den 1 juli 2010 reducerades värdet från ursprungligen 1,5 till 1,0 viktprocent. Det kan således konstateras att den senaste minskningen är den största, både procentuellt sett och för den europeiska inhemska sjöfartsnäringen i stort (Sjöfartsverket 2009, s. 9-10).

För ett rederi vilket är verksamt inom SECA-området har generellt kostnaderna för fartygsbränsle ökat såvida rederiets flotta inte tidigare brukat 0,1-procentig brännolja. En lågsvavlig tjockolja med 0,1 viktprocent svavelinnehåll, eller mindre, är dyrare än en tjockolja med 1,0 viktprocent. Prisskillnaden beror främst på att ingen svavelreduktion för bränslet krävs utan att halten i massan olja reduceras genom utspädning av tjockoljan med exempelvis lågsvavlig marin gasolja (LSMGO). Således behöver raffinaderierna avsvavla oljan för att nå önskade nivåer (Kalli *et al.*, 2009, s. 10). Enligt producenten Neste Oil skall en sådan hybridolja vara tillgänglig för marknaden och ligga i prisnivå med MGO (Sjöfartstidningen, 2014). Stena Scandinavica gick i slutet av 2014 över till en hybridolja vilken, likt MGO, har en svavelhalt lägre än 0,1 viktprocent. Oljan har ett värmevärde på 42,46 MJ/kg (personlig kommunikation, Ericson, mars 2015) vilket likvärdigt med MGO medan tjockoljor i genomsnitt ligger runt 40,0 MJ/kg (Dr. Wild, 2004, s. 3).

Med ökade priser för bränsle resulterar det i incitament till förändringar av driftsmönster (Trafikanalys, 2013, s. 7). Sådana förändringar skulle kunna vara ändrad ruttplanering, reducerade hastigheter eller teknisk optimering. Den övergripande motivationen till anpassning i driftsstruktur är av kostnadsbesparingslag där omställningar ställer mer eller mindre krav på långsiktig planläggning (*Ibid.*).

### 3 Metod

I kapitlet motiveras valet av fallstudie som metod. Genomförandet beskrivs under respektive avsnitt där det redogörs hur urval av litteratur gjordes, vilka som intervjuades samt tid och plats. Vidare belyses hantering av empirisk data och valda beräkningar för resultat.

#### 3.1 Fallstudie

Valet av metod föll på fallstudien dels då den passar för mindre undersökningar. Bengt Berglund (personlig kommunikation, april 2015) beskriver fallstudier som en kvalitativ metod genom valet av ett strategiskt urval och en med specifik analys. Även situationen som presenterades när en energieffektiviseringsmetod skulle undersökas gjorde valet naturligt då kontakt mellan Chalmers och Stenas energieffektiviseringsavdelning var upprättad. Inledningsvis ägnades fokus på själva fallet, Stena Scandinavica, och således hämtades den initiala informationen gällande studien hos projektkoordinator Andreas Ericson. Ericson avslutade sin tid vid avdelningen i mitten av april och ersattes av Robert Paulsson Hvit. I det specifika fallet med stirlingskraftverk fanns ingen liknande teknik på marknaden och således blev projektet inriktad på att utreda den grundläggande förutsättningar att nyttja stirlingsmotorn i ändamålet.

Fallstudien tillåter ett flertal olika tillvägagångssätt beroende på rådande situation och dess omständigheter. Undersökningen begränsades således inte t.ex. till en viss typ av källa, data eller intervju vilket underlättade att skapa en väl nyanserad bild. Med fallstudien kan fokus ligga på ett eller några få specifika fenomen där avsikten är att redogöra en detaljerad bild för det specifika fallet. Till skillnad från till exempel *surveyundersökningen* erbjuder fallstudien en möjlighet att studera frågan närmare och således ta upp detaljer vilka annars inte hade blivit uppmärksammade vid en mer ytlig undersökning. Även om fallstudien går mer in i djupet på det specifika fallet kan resultat senare generaliseras för liknande processer, situationer eller omständigheter. Att fallstudien tillåter och uppmuntrar forskaren att använda en rad olika källor och data är en av metodens starka sidor och bidrar till att skapa en fullständig bild av undersökningen. Vidare är en fördel med metoden att ingående resonemang gällande bakgrunden till resultatet kan presenteras (Denscombe, 2009, s. 60-63).

### 3.2 Litteratur i ämnet

Litteratur hämtades från ett flertal källor där vissa stod ut som betonande av innehållet. Urvalet finns sammanfattat i avsnitt *Bilaga 1 - Litteraturinnehåll*. I bakgrundskapitlet hämtades de termodynamiska utläggningarna och utläggningen om dieselmotorns egenskaper från kurslitteratur. Gällande spillvärmeåtervinning samt stirlingmotorn och dess egenskaper hämtades information främst från vetenskapliga artiklar. Den sista delen av teorikapitlet sammanställer information om det aktuella fallet där fokus riktades på att sammanställa gällande regler och på vilket sätt de påverkat sjöfarten i stort och Stena Scandinavica specifikt. Information om gällande reglemente med mera hämtades mestadels från IMO. När det kom till konsekvenser för sjöfarten var informationen knapphändig då det ännu är relativt nyligen reglerna trädde i kraft. Således inhämtades information främst från prognoser från statliga institut.

### 3.3 Intervjuer

För att skapa en nyanserad bild av både teori, resultat och diskussion nyttjades alternativet att föra intervjuer i fallstudien. Valet av intervjumetod föll på semistrukturerade intervjuer. Dessa intervjuer erbjuder möjligheter för den intervjuade att utveckla tankar och idéer utan att helt vara bunden till specifika frågor. Som utgångspunkt är förbestämt antal frågor redan förberedda till intervjun. Med en semistrukturerad intervjuteknik kan både intervjuaren och den intervjuade bidra konstruktivt till ämnet genom intressanta infallsvinklar och nya frågeställningar vilka annars hade gått förlorade. Detta till skillnad från t.ex. en fullt strukturerad surveyundersökning. I en semistrukturerad dialog finns frågorna till stöd för att utveckla innehållet.

För att ta fram specifik fakta om Stena Scandinavica, dess komponenter och driftsmönster intervjuades en av fartygets tekniska chefer Jan Sandborn (9/3 2015) ombord Scandinavica. Vidare hämtades intervjuades Andreas Ericson (Stena Energy Saving Program, Tysklandsterminalen) samt andre fartygsingenjör Kristian Ragndal (25/2 2015, ombord Scandinavica) om grundläggande fakta. Gällande stirlingmotorer och dess förutsättningar i området intervjuades Martin Nilsson (12/3 2015), chefsingenjör inom termodynamik hos producenten Cleanergy AB.

### 3.4 Empirisk data

Data till den empiriska delen av undersökningen tillhandahölls främst i tre delar; driftsdata från fartyget, bänktest från motortillverkare och faktabaserade räknevärden från teknisk litteratur. Fartygsspecifikt tekniskt underlag tillhandahölls av Stena och driftsdata via mjukvaruprogrammet NAPA. Programmet, vilket implementerats ombord fartyget, loggar parametrar var tionde minut vilka kontinuerligt överförs trådlöst till rederiets kontor. Berörda medarbetare kan således ta del av informationen och utläsa historiska trender såsom bränsleförbrukning och elproduktion. De parametrar vi använde för våra beräkningar var massflöde bränsle på alla fartygets huvudmotorer. Även specifik bränsleförbrukning g/kWh

loggades för att jämföra med uppgifter från intervjuer. Ett bänktest på en av fartygets huvudmaskiner tillhandahölls av teknisk chef Sandborn där avgastemperatur vid olika driftlägen avlästes. Vidare hämtades förbränningsteknisk data, den verkliga för luftfaktorn dieselmotorförbränning, värdet på den specifika värmekapaciteten för rökgaser respektive kylvatten samt värdena om värmeväxlare från kurslitteratur samt vetenskapliga artiklar.

### **3.5 Energi- och kostnadsanalys**

Tongivande för resultatet är beräkningarna. Dessa förklaras styckvis nedan och är sammanställda på *Bilaga 2 - Beräkningsgång*.

#### **3.5.1 Beräkning av värmeeffekten hos avgaserna**

Utgångspunkt för estimering av tillgänglig avgasvärme var att beräkna given mängd värmeeffekt i avgasflödet vid olika driftsfall. Detta beräknades med empiriska värden från föregående avsnitt. Vidare beräknades den möjliga maximala återvinningen av spillvärme genom Carnotverkningsgraden vid rådande temperaturer och massflöden. Således kunde ett tak gällande teoretiskt högsta möjliga effektåtervinning bestämmas.

#### **3.5.2 Beräkning av återvunnen spillvärmeeffekt**

Beräkning av tilltänkt motoreffekt ur avgasflödet utträttades genom att först estimeras möjlig verkningsgrad genom två metoder; först genom den så kallade *Malmö-formeln* för att sedan jämföra en approximativ modell tillhandahållen av Martin Nilsson. Malmöformeln är ett hjälpmedel som ger fingervisning kring en stirlingmotors effektpotential utifrån verkningsgraden användes sedan att beräkna effekt på stirlingmotorn vid de olika driftfallen genom att multiplicera verkningsgraden med maximal tillgänglig värmeeffekt för respektive driftsfall vilket gav oss en fingervisning om vilka effekter som vid ideala förhållanden kunde plockas ut ur avgaserna. Vidare fördes en djupare termodynamisk analys för att mer precist avgöra hur stor effekt stirlingmotorn kunde ha i det aktuella fallet. De båda värmeväxlarna analyserades med åtanke på effekt, volym och storlek utifrån iakttagelser kring effektdensitet  $\beta$  och sammanlagd värmeledningsförmåga  $U$  beskrivna i *avsnitt 2.3.4*.

#### **3.5.3 Beräkning av minskad energiförbrukning**

Vi valde att jämföra estimerad producerad energiproduktion av eventuella stirlingkraftverk med fartygets totala energiproduktion under ett år av dieselgeneratorerna ombord. Genom beskrivning i *avsnitt 3.5.2* beräknades förmodad motoreffekt för att sedan beräkna den approximativa energivinsten över ett år. Den signifikativa drifttiden, det vill säga drifttiden då tillräckliga temperaturer uppnåtts för att stirlingkraftverket uppskattades genom uppgifter från intervjuer samt empiriska värden från avgasmätningar. Den approximativa vinsten jämfördes sedan med en årlig energiproduktion tillhandahållen från driftsdata. Genom detta beräknades sedan en indikerad energivinst.

### **3.5.4 Beräkning av kostnadsbesparing av bränsle**

Att utvärdera kostnader produkt och installation av stirlingkraftverk ombord är svårt då nämnda produktslag är icke förekommande för temperaturer vid rådande fall. Vidare kräver implementering av teknisk utrustning ombord fartyg en viss typ av klassning vilken utförs av klassningssällskap. Att noggrant uppskatta dessa kostnader skulle kräva en omfattande kontakt med producent, installatör och klassningssällskap. Därför berörs detta endast i diskussionsavsnittet.

Beräkning av ekonomisk vinst avser på förmodad producerad effekt av stirlingkraftverket kontra pris per ombord producerad kWh. Hänsyn till elektrisk verkningsgrad har inte tagits utan beräkningarna baseras på förmodad axeleffekt. Kostnaden per producerad kWh beror på ett flertal faktorer såsom bränslepris, kostnaden för underhållsarbete och smörjoljepris. Att göra en utförlig uppskattning av kostnaden skulle kräva en omfattande analys av fartyget i fråga. Således uppskattades priset genom en approximativ uppgift från Paulsson Hvit (personlig kommunikation, april 2015).

### **3.6 Evaluering av tillämpbarhet**

För att avgöra hur vida tillämpbar stirlingmotorn är i aspekten spillvärmeåtervinning studerades inledningsvis tidigare litteratur om termodynamik, värmeväxling och stirlingmotorn. Eftersom värmeväxlingen är en kritisk del av stirlingmotorn togs extra hänseende till värmeväxlarens egenskaper. Detta dels genom teori och dels beräkningar. Beräkningar av förhållande mellan effekt, volym, avgastemperatur, kylvattentemperatur och verkningsgrad blev resultatet som låg till grund för att delvis bedöma tillämpbarheten för stirlingmotorn. Empiriska värden hämtades ur artiklarna och från *avsnitt 2.3.5*.

## 4 Resultat

Resultatet för studien baseras på litteratur, intervjuer, beräkningar och statistik.

Litteraturen – De mest förekommande artiklarna finns förklarade under efter innehåll på *Bilaga – Litteraturinnehåll* och beräkningsgången går att följa på *Bilaga 2 - Beräkningsgång*.

### 4.1 Energi- och kostnadsanalys

Studien ämnar utreda bränslebesparingen av stirlingmotor. En uppskattning av hur mycket spillvärmemängden i avgaserna för en av framdrivningsmaskinerna hos studieobjektet Stena Scandinavica, hur mycket av denna värmeeffekt som går att återvinna samt vilka kostnadsminskningar denna återvinning skulle innebära sett till minskad bränsleförbrukning.

#### 4.1.1 Värmeeffekten hos avgaserna

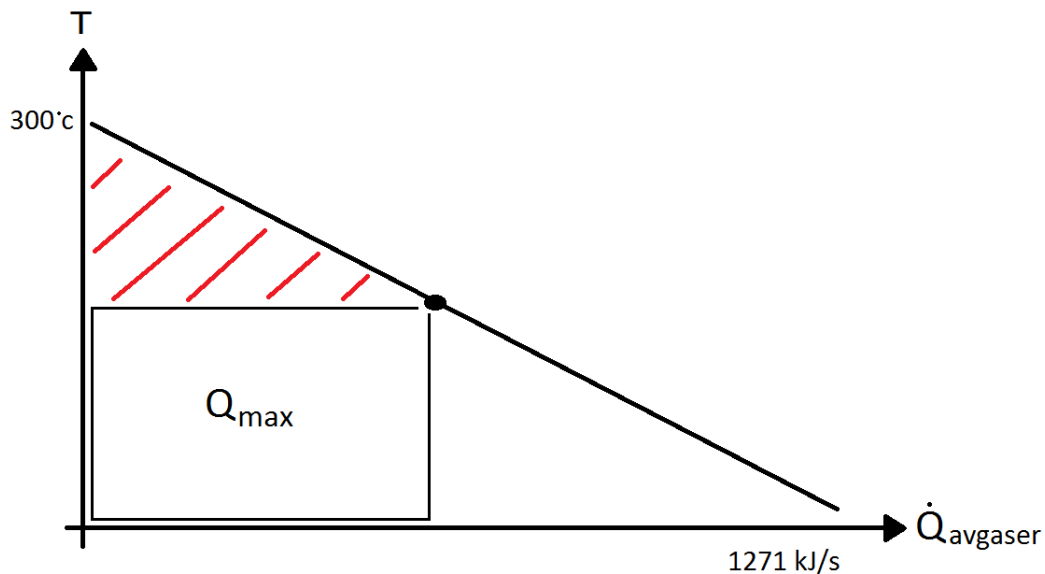
Grundläggande för all spillvärmeåtervinning är att det är av yttersta vikt att redogöra för mängden av återvinningsbar värme och på vilket sätt det kan tillgodogöras (Shu *et. al.*, 2012) varpå uppskattad avgasvärme presenteras i tabellform.

**Tabell 6 Beräknat idealt värmeuttag ur avgaserna**

| Effektpådrag | Bränsleflöde                     | Rökgasflöde                     | Avgastemperatur             | Teor. Tillg. värmeeffekt    |
|--------------|----------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| %            | $\dot{m}_{bränsle} \frac{kg}{s}$ | $\dot{m}_{rökgas} \frac{kg}{s}$ | $T \text{ } ^\circ\text{C}$ | $\dot{Q}_{tt} \text{ kJ/s}$ |
| 26           | 0,104                            | 4,79                            | 305                         | 755                         |
| 50           | 0,182                            | 8,33                            | 303                         | 1271                        |
| 75           | 0,263                            | 12,10                           | 293                         | 1752                        |
| 85           | 0,294                            | 13,51                           | 295                         | 1988                        |
| 100          | 0,333                            | 15,30                           | 308                         | 2468                        |
| 110          | 0,387                            | 17,78                           | 331                         | 3314                        |

Tabellen påvisar hur avgasvärmen förhåller sig till uttagen axeleffekt på en av Stena Scandinavicas huvudmotorer MAN-B&W 9L40/54. Ett ökande lastuttag på framdrivningsmaskineri ger ett ökande avgasflöde och då även en större teoretiskt tillgänglig värmeeffekt. Ur *tabell 6* kan det utrönas att värmefflödet  $\dot{Q}_{tt}$  maximalt är  $\approx 1271 \frac{kJ}{s}$  vid 50 % effektpådrag på framdrivningsmaskineri. Detta är det vanligaste effektläget för Stena Scandinavica vilket bekräftas av både teknisk chef Sandborn och kan härledas ur driftsdata NAPA.

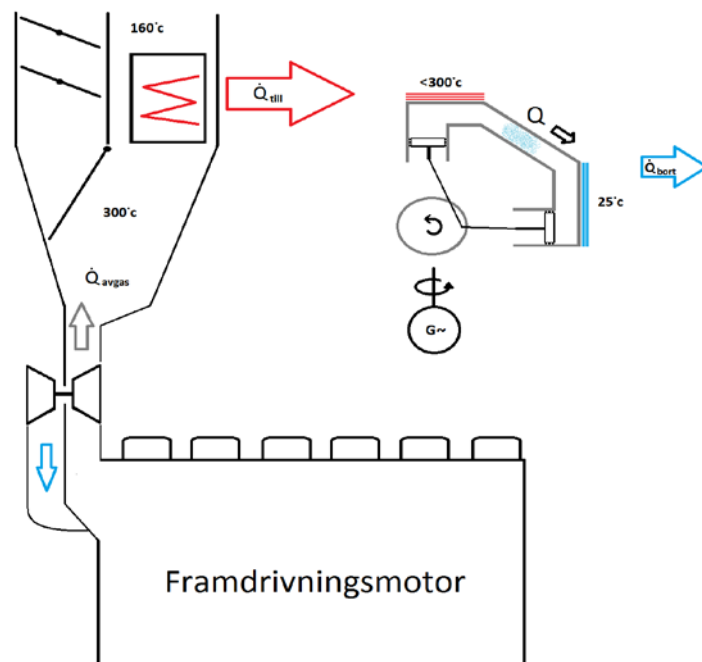
Vidare begränsas återvunnen effekt av det faktum att stirlingmotorn till- och bortför värme isotermt det vill säga med konstant temperatur. Med fasta temperaturintervall fås ett maximalt värmeuttag vilket illustreras i *figur 8* där streckad area representerar förluster.



**Figur 8** Isoterm begränsning för rådande temperaturer

#### 4.1.2 Återvunnen spillvärme

Nedan i *Figur 9* exemplifieras spillvärmertilämpningen genom begreppsmodell. I anslutning till avgaskanalerna överförs avgasvärmens  $\dot{Q}_{till}$  till stirlingmotorns varma värmväxlare varpå arbete utträttas under förutsättning att värme kan bortföras som  $\dot{Q}_{bort}$  genom den kalla värmväxlaren.



**Figur 9** Begreppsmodell Stirlingmotor i spillvärmertilämpning

Tabell 7 visar potentialen för spillvärmeåtervinning genom stirlingmotor och resultaten bygger på Malmöformelns empiriska värden. Att härröra hur pass stor effekt som går att utvinna ges här förenklat utifrån antagandet om konstant verkningsgrad  $\eta_{stirling}$ .

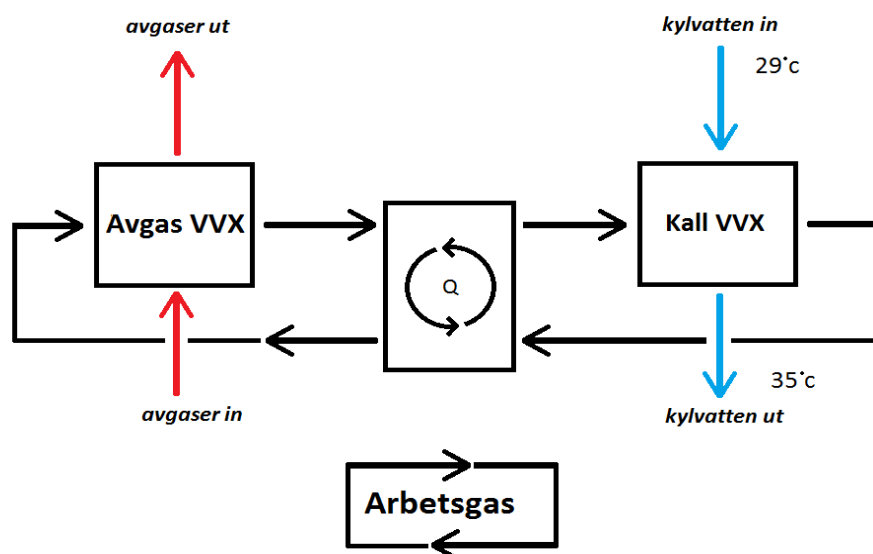
**Tabell 7 Beräknad återvunnen spillvärmeeffekt MAN B&W W 9L40/54**

| Effekt huvudmotor | Teor. tillg. värmeeffekt | Ideal verkningsgrad | Ideal. återv. Effekt | Potential $\eta_{stirling} = 0,75$ | Potential $\eta_{stirling} = 0,35$ | Potential $\eta_{stirling} = 0,4$ |
|-------------------|--------------------------|---------------------|----------------------|------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|
| %                 | $\dot{Q}_{tt}$ kJ/s      | $\eta_{carnot}$     | $P_{teoretisk}$      | $P_{stirling}$                     | $P_{stirling}$                     | $P_{stirling}$                    |
| 26                | 755                      | 0,484               | 365                  | 274                                | 128                                | 146                               |
| 50                | 1271                     | 0,482               | 613                  | 459                                | 214                                | 245                               |
| 75                | 1752                     | 0,473               | 829                  | 622                                | 290                                | 331                               |
| 85                | 1988                     | 0,475               | 944                  | 708                                | 331                                | 378                               |
| 100               | 2468                     | 0,487               | 1202                 | 901                                | 421                                | 481                               |
| 110               | 3314                     | 0,506               | 1677                 | 1258                               | 587                                | 671                               |

Stirlingmotorns carnotverkningsgrad  $\eta_{stirling}$  varierar empiriskt mellan 0.35 – 0.75 men kan med fördel uppskattas till 0.4 (Nilsson, personlig kommunikation, mars 2015). Nilsson framhäver också att ett högre värde är mycket svårt att nå och att en sådan prestanda vittnar om en väl optimerad motor.

#### 4.1.3 Återvunnen spillvärme med värmeväxlaranalys

I avsnitt 4.1.2 förs inget resonemang kring hur värmeväxlingen sker eller hur detta påverkar omsättningen till återvunnen effekt, därför utvecklas nu resonemanget med värmeväxlaranalys. *Figur 10* visar värmeflödet i systemet.



**Figur 10 Processbild Värmeväxlare**

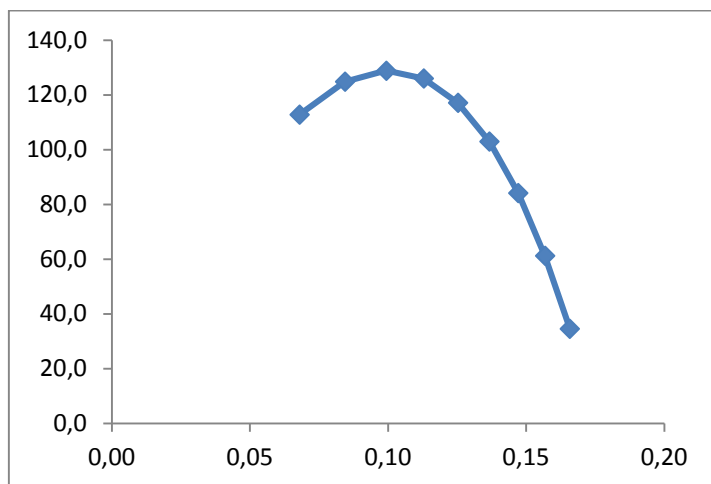


För att beräkna den varma och kalla värmeväxlarens prestanda utgår studien från värmeledningsfenomenet beskrivet i *avsnitt 2.3.4. och* resultatet presenteras nedan i *tabell 8*. Med ökande värmeeffekt  $\dot{Q}_{avgaser}$  följer en minskande termisk verkningsgrad och storlekskraven på värmeväxlaren hos den kalla- såväl varma värmeväxlaren ökar. Volymerna ökar för att tillgodose de ökande överförda värmeeffekterna  $\dot{Q}_{avgaser}$  &  $\dot{Q}_{kylvatten}$ . Maximal effekt hos stirlingmotorn fås i *fall 7* i *tabell 8* där optimum fås tack vare fallande termisk verkningsgrad.

|    | $T_{avgaser_{ut}}$ | $\dot{Q}_{avgaser}$ | $\dot{Q}_{kylvatten}$ | $V_{varm\ VVX}$ | $V_{kall\ VVX}$ | $\dot{m}_{kylvatten}$ | $\eta_{carnot}$ | $\eta_{termisk}$ | $P_{stirling}$ |
|----|--------------------|---------------------|-----------------------|-----------------|-----------------|-----------------------|-----------------|------------------|----------------|
|    | °C                 | kJ/s                | kJ/s                  | m <sup>3</sup>  | m <sup>3</sup>  | kg/s                  | %               | %                | kW             |
| 1  | 290                | 118                 | 98                    | 0,15            | 0,15            | 4                     | 0,42            | 0,17             | 20,1           |
| 2  | 270                | 300                 | 251                   | 0,26            | 0,39            | 10                    | 0,40            | 0,16             | 48,3           |
| 3  | 250                | 481                 | 408                   | 0,33            | 0,64            | 16                    | 0,38            | 0,15             | 73,2           |
| 4  | 230                | 663                 | 569                   | 0,38            | 0,89            | 23                    | 0,35            | 0,14             | 94,1           |
| 5  | 210                | 844                 | 734                   | 0,42            | 1,15            | 29                    | 0,33            | 0,13             | 110,7          |
| 6  | 190                | 1026                | 904                   | 0,46            | 1,42            | 36                    | 0,30            | 0,12             | 122,3          |
| 7  | 170                | 1208                | 1079                  | 0,48            | 1,69            | 43                    | 0,27            | 0,11             | 128,3          |
| 8  | 150                | 1389                | 1261                  | 0,51            | 1,98            | 50                    | 0,23            | 0,09             | 127,8          |
| 9  | 130                | 1571                | 1451                  | 0,53            | 2,27            | 58                    | 0,19            | 0,08             | 119,9          |
| 10 | 110                | 1752                | 1649                  | 0,55            | 2,58            | 65                    | 0,15            | 0,06             | 103,4          |

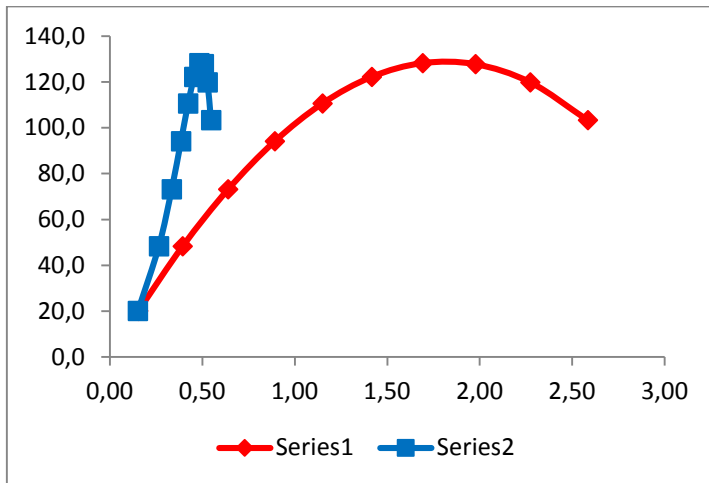
**Tabell 8** Analys - Variation av effektuttaget i avgaserna

*Figur 11* visar hur den termiska verkningsgraden minskar med ökande effektuttag;



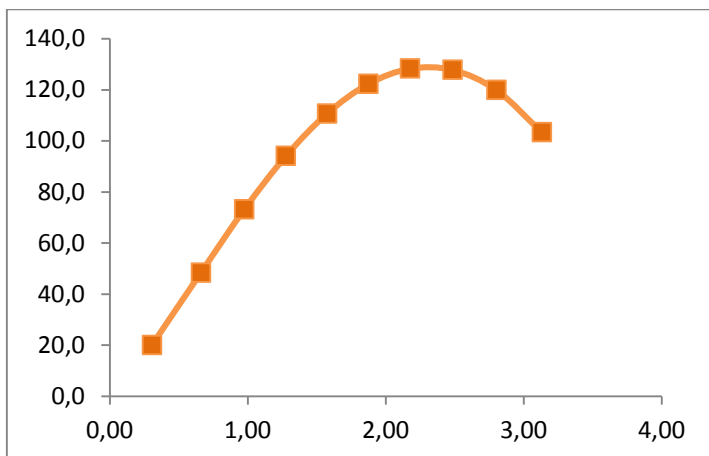
**Figur 11** Effekt  $P_{stirling}$  kontra termisk verkningsgrad  $\eta_{termisk}$

Figur 12 visar vilken värmeväxlarvolym, den varma (series1) respektive kalla värmeväxlaren (series2) som korresponderar till uttagen effekt;



Figur 12 Effekt  $P_{stirling}$  kontra volymerna  $V_{kall VVX}$  och  $V_{varm VVX}$

Figur 13 visar hur den sammanlagda värmeväxlarvolymen ökar för att sedan avta med ökande effektuttag. Optimum fås i både figur 11 & 13 enligt isotherm begränsning åskådliggjord i figur 8;



Figur 13 Effekt  $P_{stirling}$  kontra summerad volym för värmeväxlarna  $V_{varm VVX}$  och  $V_{kall VVX}$

Detta optimum ger alltså att ökande värmeväxlarvolym vid effektuttag  $P_{stirling}$  överstigande 128 kW inte resulterar i större återvunnen effekt utan resterande värme flöde avges i kylvattnet  $\dot{Q}_{kylvatten}$ . (jämförelse för fall ur 7-10 i tabell 8.) Det kan dessutom noteras att avgastemperaturen  $T_{avgaser_{ut}}$  i fall 8-10 understiger 160°C vilket har markerats med röd bakgrund.

#### 4.1.4 Minskad energiförbrukning

Som beskrivs i *avsnitt 2.4.1* sker elproduktionen ombord genom dieselgeneratorer. Den totala elproduktionen av generatorerna uppgick mellan perioden 2014-03-01 – 2015-03-30 till totalt cirka 9130 MWh (*driftsdata*, 2015). Genomsnittlig driftstid för Scandinavica är cirka 425 timmar i månaden det vill säga 5100 timmar i sjön per år. Antalet resor är 365 per år dock kan stillaliggande vid jul förekomma vilket ger 364 resor per år minus eventuella varvsbesök (Paulsson Hvit, personlig kommunikation, april 2015). Den totala driftstiden per år uppskattas med hjälp av de signifikativa driftstimmarna för befintlig ånganläggning (se *avsnitt 2.4.1*). Med en tilltänkt stirlingmotor på till exempel 100 kW vilken är konstruerad för en drifttid på 4368 timmar per år uppgår den totala elektriska produktionen till cirka 437 MWh/år. Resultaten sammanfattas nedan i *tabell 9*;

**Tabell 9 Summa energibesparing samt procentuell besparing**

| Effekt (kW) | Energibesparing (kWh) | Besparing (%) |
|-------------|-----------------------|---------------|
| 10          | 43680                 | 0,5           |
| 15          | 65520                 | 0,7           |
| 35          | 152880                | 1,7           |
| 60          | 262080                | 2,9           |
| 85          | 371280                | 4,1           |
| 100         | 436800                | 4,8           |
| 120         | 524160                | 5,7           |
| 130         | 567840                | 6,2           |

#### 4.1.5 Kostnadsbesparing av bränsle

Summan av besparingen, avrundat till närmast tusental, sammanfattas nedan i *tabell 10* med hänsyn av olika effekter på stirlingmotorn (se *avsnitt 4.1.3 - tabell 7 & 8*) samt varierat pris på kostnad per kWh (1,6–1,7 SEK/kWh);

**Tabell 10 Sammanfattning av eventuell kostnadsbesparing**

| Effekt (kW) | Summa besparing (SEK) |                |               |
|-------------|-----------------------|----------------|---------------|
|             | (1,6 SEK/kWh)         | (1,65 SEK/kWh) | (1,7 SEK/kWh) |
| 10          | 70 000                | 72 000         | 74 000        |
| 15          | 105 000               | 108 000        | 111 000       |
| 35          | 245 000               | 252 000        | 260 000       |
| 60          | 419 000               | 432 000        | 446 000       |
| 85          | 594 000               | 613 000        | 631 000       |
| 100         | 699 000               | 721 000        | 743 000       |
| 120         | 839 000               | 865 000        | 891 000       |
| 130         | 909 000               | 937 000        | 965 000       |

## 4.2 Påverkan av SECA

Bytet till lågsvavligt bränsle har enligt teknisk chef Sandborn övergripande fungerat mycket väl (personlig kommunikation, mars 2015). Befintliga avgaspannor spåddes vara överdimensionerade i delar av Stenas fartygsflotta redan innan införandet av de nya SECA-reglerna (personlig kommunikation, Ericson, mars 2015). Bränslet med lägre svavelhalt behöver inte förvärmas i samma grad som tidigare. Då SECA-direktivet är i krafttaget visade det sig, likt förväntad utveckling, att ångproduktionen var överdimensionerad. Fartyget är utrustat med fyra stycken avgaspannor och två räcker för driften. Även då två avgaspannor räcker för driften dumpas ånga via dumpkondensator (personlig kommunikation, Sandborn, mars 2015). Ombord Scandinavica har teknik med bränslekvarn anammats vilken blandar in vatten i bränslet. Denna teknik har minskat bränsleförbrukningen på grund av bättre atomisering av bränslet vid insprutning. Mängden spillvärme har således minskat. Tekniken har möjliggjorts genom att svavelhalten i nyttjat bränsle reducerats. Detta eftersom risken för korrosion tidigare bedömdes vara för hög.

## 4.3 Sammanfattning av tillämpbarhet

Stirlingmotorn är en värmemotor som bevisat sin lämplighet till att operera med spillvärme. Förutsättningar för marin anpassning i skorstenslinan måste grundas på kostnaden, fartygets driftsmönster samt aspekter som reliabilitet och underhållsmässighet. Mehta *et al.* (2012) redogör för hur ett system för återgenerering systematiskt måste genomarbetas. Liksom rapporten utgiven av Shu (*et. al.*, 2012) belyses vilken metodik som bör vara gällande. Jan Sandborn, teknisk chef Stena Scandinavica, menar att varje verkningsgradsförbättrande åtgärd inleds med en investering varpå att en ”reträttväg i projekteringen” måste beaktas. Hur ekonomiskt gångbar implementeringen är föranleder och avgör varje investering. Baldi (2013) knyter samman hur incitamenten för bränslebesparande investeringar korrelerar med aktuellt oljepris.

Värmeväxlareffektiviteten är avgörande för cykelns effektivitet och därmed är avgasvärmens såväl som kylvattnets beskaffenhet avgörande. Kontradiktionen av vad värmeväxlarna bör uppfylla är avgörande: 1) Stirlingmotorns effekt minskar med ökande dödvolum, volymiösa värmeväxlare hämmar därför effektuttaget. 2) Tryckvariationerna i processen ställer höga krav på hållfasthet och materialval. Uppmätt effektivt medeltryck hos en stirlingmotor är ofta så högt som 15MPa (Nilsson, personlig kommunikation, mars 2015). Med höga tryck följer en säkerhetsmässig redogörelse och rådande bestämmelser utifrån regelverken utgivna av klassningssällskapen och IMO (SOLAS) måste beaktas. Vidare sammanfattar Kalyani & Ramesh (2012) hur motståndet i avgaslinan kan ökas icke önskvärt och detta belyser även Jan Sandborn och syftar till att avgasernas stigningskraft hämmas.

För medeltemperaturspannet (se *avsnitt 2.2 - tabell 1*) finns inga kommersiella stirlingmotorer att tillgå påvisar Martin Nilsson (personlig kommunikation, mars 2015) och syftar till de temperaturer som återfinns i avgaserna på Stena Scandinavica. Han menar att stirlingtekniken, precis som förr, är begränsad till effekter under 100kW. “Det finns en praktisk effektgräns – motorns låga specifika effekt är avgörande” menar Nilsson och syftar till att motorns producerade effekt per kilogram stål. Lågvärdig energi ställer höga krav på värmeväxlare och dessa är dyra. “I nuläget tillverkas ingen motor att arbeta mellan 300 och 25 °C, investeringen är inte ännu gjord.” menar Nilsson. I enlighet med Nilsson diskuterar Hirata & Kawada (2005) också stirlingmotorn i marin kontext. Att nyttja stirlingmotorn som framdrivningsmaskineri med en effekt om 20MW skulle innebära en maskin dubbelt så bred som motsvarande dieselmotorer, inte heller skulle motsvarande verkningsgrad kunna nås spekulerar Hirata & Kawada (2005). Som spillvärmeanpassning med motoreffekter om 2-5kW kan en termisk verkningsgrad om 5 % enkelt nås hävdar de. Att vidare plocka ut mer värme till effekt skulle kräva någon form av compounding det vill säga att man plockar ut värme i flera steg. Denna teknik har laborerats och sammanfattas (*ibid.*) ha ökat den termiska verkningsgraden i experiment.

Stirlingmotorns för- och nackdelar sammanfattas;

- |  |                            |
|--|----------------------------|
| + Flexibilitet av bränsleval                         | - Låg specifik effekt      |
| + Relativt hög verkningsgrad                         | - Högt trycksatt gas       |
| + Liten belastning på miljön                         | - Arbetsgasproblematik     |
| + Relativt låg ljud- och bullernivå                  | - Tätningsproblematik      |
| + Relativt enkel uppbyggnad                          | - Lång dödtid och stegsvar |
| + Högre säkerhet än ånganläggning pga. enfasig fluid |                            |

## 5 Diskussion

Detta diskussionskapitel har två delar; i den första delen (se *avsnitt 5.1*) diskuteras studiens resultat och i den andra delen (se *avsnitt 5.2*) diskuteras hur dessa resultat eventuellt kan ha påverkats av undersökningens metod.

### 5.1 Resultatdiskussion

Diskussionen gällande resultat är uppdelat i tre delar för att på så sätt spegla frågeställningen. Först diskuteras studiens resultat gällande möjliga effekter på stirlingmotorn och hur stora energi- och kostnadsbesparingar dessa hade genererat vid olika prisbilder på bränsle (se *avsnitt 5.1.1*). Vidare besvarades frågeställningen om hur det nya svaveldirektivet påverkat spillvärmeåtervinningen ombord Scandinavica (se *avsnitt 5.1.2*). Slutligen i kapitlet analyserades resultatet huruvida lämplig stirlingmotorn är för det givna fallet i (se *avsnitt 5.1.3*).

#### 5.1.1 Energi- och kostnadsanalys

Resultatet i *avsnitt 4.1* visar att en stirlingmotor har potential att återvinna maximalt 128,3 kW vid rådande temperaturer för en av Stena Scandinavicas huvudmotorer. Detta genom den termodynamiska analys som utfördes i *avsnitt 4.1.4*. Vidare kan man diskutera om det är möjligt att dimensionera motorns storlek på det här sättet. Med en termisk verkningsgrad på 10 % innebär det att en stor mängd värme behöver kylas bort. Att dimensionera kylvattensystemet med en volym på värmväxlaren av  $1,69 m^3$  och ett massflöde kylvatten till 43 kg/s anses orimligt. Stora massflöden kräver stora pumpar och frågan är hur stor den totala energivinsten i det slutgiltiga skedet hade blivit med ovan nämnda pumpkapacitet. Att plocka ut en mindre effekt på stirlingmotorn medför således att mindre värmemängd behöver kylas bort och det kan utläsas (se *avsnitt 4.1.3 - tabell 8*) att både värmväxlarevolym och kylvattenflödet minskar exponentiellt vid mindre effekter för stirlingmotorn. Vi drar därför slutsatsen att stirlingmotorn inte är lämplig i effekter överstigande 100kW för Stena Scandinavica. Denna slutsats delas av Martin Nilsson vilket vi antar har att göra med att dessa relativt höga effekter medför en låg termisk verkningsgrad. Värmväxlarnas egenskaper och dess höga kostnad förblir stirlingmotorns svaga punkt. Dessutom finns stora mängder värme i avgaserna från Stena Scandinavicas huvudmotorer. Då stirlingmotorn tillsätter värme isotermt begränsas effektuttaget.

Det är teoretiskt möjligt att utveckla en stirlingmotor för Stena Scandinavica i spannet 10 – 130 kW och att implementera en sådan hade medfört en reducerad kostnad för bränsle i det ideala fallet. Att beräkna kostnaden för motorn är komplicerat då ett flertal faktorer såsom utvecklingskostnad spelar in. Med en jämförelse med Cleanergys motorer så ligger de som tumregel runt 30 000 SEK/kW.

Det är dock svårt att dra parallellen att just en stirlingmotor i medeltemperaturspannet kommer hamna i nivå med denna prisklass då så många variabler i jämförelse är olika, likväl skulle en stirlingmotor om 10 – 100 kW då kosta mellan 0,3 och 3 mkr vilket är en förenklad estimering då installationskostnad inte är inräknad. Analysen om ORC-systemets lämplighet skriven av Larsen, Pierobon, Haglind, & Gabrielli (2013) påvisar hur en högre termisk verkningsgrad om 20-23% kan uppnås. Detta via konfigurationer som arbetar inom medeltemperaturspannet och vid 20 bar. Högre termisk verkningsgrad ger visserligen goda förutsättningar för spillvärmeåtervinning men Larsen *et. al* beaktar även att lämpligheten, i en marin kontext, starkt begränsas av hanteringsaspekter såsom flammabilitet och giftighet.

I sin studie om mikrokraftvärmeverk för hushåll beskriver Tomas Nilsson (1997) hur stirlingmotorer är dubbelt så dyra att tillverka jämfört med dieselmotorer. Nilssons uppfattning bygger på att motorn är optimerad för så hög verkningsgrad som möjligt. Resonemanget ligger i att tillverkningskostnaden för den heta värmväxlaren, den varma delen av cylindern, är stor. Dyra material som ska tåla höga tryck och temperaturer samt kostsamma lödningsmetoder vid infästning av rör är vad Nilsson diskuterar. Skulle motorn istället optimeras för lägre verkningsgrad, det vill säga lägre  $T_{max}$ , sjunker kostnaderna både för material och montage och optimeringsfokus ligger således på produktion. Med Martin Nilssons uppgifter om kostnad per motoreffekt kan det vara mer attraktivt för investerare att tillverka en mindre motor för att bedöma stirlingmotorns prestanda som kraftverk. Vidare finns värmemängder i dieselgeneratorernas avgaser. Med högre varvtal följer högre temperaturer och således är möjligtvis mer lämpligt att anamma tekniken på dieselgeneratorerna ombord Scandinavica.

### **5.1.2 Påverkan av SECA**

En annan fråga som undersökts handlar om hur SECA-omställningen påverkat spillvärmeåtervinningen ombord Stena Scandinavica. Resultatet visar att omställningen har medfört ett lägre behov för uppvärmning ombord fartyget (se *avsnitt 4.2*). Spillvärmetillgången kan således ha ökat med reservation för lägre specifik bränsleförbrukning till följd av vatteninblandning i bränslet. Fartyget har ett överdimensionerat ångsystem om 2-3 gånger behovet. Således har detta medfört att minst en av ånganläggningarna hypotetiskt skulle kunna bytas ut mot ett stirlingkraftverk. Bytet till ett bränsle med lägre svavelhalt kan tänkas medföra mindre korrosivt slitage genom minskade svavelutfällningar i avgaskanalen. Dessa faktorer främjar ett tilltänkt stirlingkraftverk där effektiviteten är till stor del knuten till den varma värmväxlarens prestanda. Med ett ökat bränslepris ger även detta incitament till införandet av bränslesparande teknik. Det kan således konstateras att SECA-omställningen delvis har främjat införandet av den bränslesparande tekniken. Det skall även påpekas att innehållet i prognoserna gällande reservation för ökat pris på fartygsbränsle inte infriats utan tvärtom i många fall hade priset sjunkit jämfört med nivåer vid författandet av prognoserna.

### 5.1.3 Utvärdering av tillämpbarhet

Slutligen analyserades hur passande stirlingmotorn är i det studerade som i liknande fall. I resultatkapitlet (se *avsnitt 4.3*) fastställs att stirlingmotorns effektivitet direkt beror på temperaturuppsättningen hos arbetsgasen och att effekten direkt beror på hur stora och avancerade värmeväxlarna är. Lägre temperaturer ger sämre förutsättningar för spillvärmeomvandling till nyttig energi. Dödvolumens storlek inverkar på producerad effekt. Thombare & Verma (2008) klargör att dess storlek praktiskt upptar så mycket som 50 % av arbetsgasens totala volym för att möta storlekskraven på värmeväxlarna och därmed uppfylla värmeledningsareorna. Detta begränsar effektuttaget. Att begränsa dödvolumen utan att inverka på värmeväxlingens effekt är ett av skälen till varför stirlingmotorers lämplighet minskar med ökande effekter. Kongtragool & Wongwises (2003) praktiska analys av en icke-ideal gamma stirlingmotor, med avseende på dödvolum och ofullständig regeneration, påvisar just detta fenomen.

Shu *et al.* (2012) drar slutsatsen att stirlingmotorn är olämplig för marin spillvärmeåtervinning då stegsvaret beror på hur väl avpassade värmeväxlarna (varm, kall och regenerator) är i förhållande till tryck- och temperaturvariationerna i motorprocessen samt värmekällans slag. Deras resonemang bygger på Cullen & McGoverns (2008) analys om stirlingmotorns lämplighet som hybridframdrift för personbilar. Denna visar hur en ökning om hela 30 % axeleffekt är möjlig då rökgasvärmen återvinns vilket är ett slående högt resultat. Cullen & McGovern konkluderar också att en ändring i driftspunkten tar lång tid för insvängning och att tidsfördröjningen dåligt matchar en ottomotors varvtalsdynamik det vill säga att hybriddriften i sammanhanget är ogenomförbar. Denna slutsats har författarna till denna studie svårt att se som ett argument till att döma ut tekniken. Varvtalsdynamiken lämpar sig bättre för elkraftsgenerering och med modern kraftelektronik kan elnätsfrekvensen frångå elnätets varvtalsdynamiken. Valet av mekaniskt arrangemang för vald motorkonfiguration ligger också till grund för en lyckad projektering och Thombare & Verma (2008) menar att en potentiell lågtemperaturstillämpning vore en dubbelverkande gammakonfiguration. Samma slutsats drog Kongtragool & Wongwises redan 2003.

För att avgöra tillämpbarheten för stirlingmotorn behöver ytterligare aspekter analyseras. Automatisering- och underhållsperspektivet har helt utelämnats ur arbetet men är inte att förkasta. Vidare har tryckfallet i avgasflödet över den varma värmeväxlaren helt bortsetts från. Även i fallet Stena Scandinavica är frågan om redundans att beakta. Vid ett tilltänkt scenario där SECA-reglerna blir inaktuella kan värmebehovet öka till föregående nivå. Att ha en avgaspanna för varje huvudmotor är att föredra vid fall av driftstopp vid given huvudmotor/avgaspanna och på detta sätt garantera tillräcklig ångproduktion. Redundansen blir således högre. Avslutningsvis menar vi att lämpligheten för spillvärmeåtervinning genom stirlingmotorer måste ligga i att faktiskt producera nyttig effekt, inte jaga efter högsta möjliga effektivitet.



## 5.2 Metoddiskussion

Fallstudiens utgångspunkt bygger på inhämtning av kvalitativa data som sedan generaliseras teoretiskt för fler fall (Bengt Berglund, personlig kommunikation, april 2015). Siktet var inställt på att undersöka ropax-färjan Stena Scandinavica och därefter redogöra lämpligheten genom ett urval som gäller för den generaliserade fartygstypen. Förhoppningen var att studiens resultat skulle kunna gälla för fler än fallstudieobjektet, undersökt material återspeglar väl olika fartygstyper anser författarna. Att utföra en mer realistisk beräkning av totalkostnaden för ett spillvärmeåtervinningssystem genom stirlingmotorn inkluderar bland annat beaktande av utvecklingskostnader för rörledningar, kabeldragning, styrsystem, operativa- samt underhållskostnader. Undersökt urval anser författarna vara förtroligt för metoden men ger en enklare fingervisning kring vad spillvärmeåtervinningstekniken kan tänkas medföra. Studien bygger på en relativt utforskad frågeställning trots att sambandet mellan spillvärmeåtervinning och stirlingmotorer tidigare undersökts litterärt. Kopplingen mellan stirlingmotorer och spillvärmeåtervinning ombord fartyg är inte grundligt utredd hävdar författarna. Därför kan man ifrågasätta reliabiliteten på grund av att inga tidigare resultat finns att jämföra med.

Utgångspunkterna för studien var att undersöka möjligheten, lämpligheten och den eventuella vinsten att nyttja stirlingmotorn till kraftverk som återanvänder spillvärmens från större fartygsdieslar. Således söktes litteratur och källor som tagit upp ämnet tidigare. Resultaten av den inledande litteratursökningen var motsägelsefull. Ett flertal källor menade att tekniken var fullt möjlig att applicera. Andra källor hävdade att bland annat mekaniska arrangemang med nutida tekniska standard fortfarande är allt för komplicerade att använda i ändamålet spillvärmeåtervinning ombord fartyg. Således upplevde vi en god spridning i artiklarnas slutsatser varpå validiteten kan styrkas. Materialen var för sig ansågs som trovärdiga men insikten om att annat underlag kanske skulle leda till ett annat resultat kvarstår. Resultatets reliabilitet anses knutet till undersökta studier och muntlig information. Vidare kan tillförlitligheten i intervjumaterialet anses vara relativ eftersom representanter från näringsliv inte granskas likvärdigt den fria forskningen, likväl var frågeställningarna riktade till den tillfrågades kunskapsområde. Bruket av semistrukturerade intervjuer öppnar för diskussion som kan nyansera frågeställningen till det bättre, samtidigt riskeras viss utsvävning från ämnet (Denscombe, 2009, s. 234-235).

Beräkningarnas reliabilitet fann i mångt och mycket stöd i tekniska formelsamlingar och institutionens kunskapsbank. Beräkningarna som lett till resultatet i *avsnitt 4.1* får dock ses som godtyckliga – värden från bänkttest och empiriteter från motortypstest anses relevanta men i viss mån föråldrade, exempelvis *Appendix – Inscannat material* som gäller för ny motor från fabrik och *tabell 3* som härrör Malmöformeln. Inga värden i kalkylen är av oss uppmätta och valet av empiriska faktorer enligt *tabell 3* gjordes med utgångspunkten att ett medelvärde skulle belysa varken högsta eller lägsta uttagna effekt. Häri låg Nilsson fingervisning om Stirlingcykelns verkningsgrad som utgångspunkt i *avsnitt 4.1.2*.

Detta var till grund för stirlingskraftverkets potential enligt Malmöformeln. En uppmaning från en av våra lärare på institutionen löd ”det är bättre att räkna ganska rätt än exakt fel” varför beräkningsresultatens reliabilitet också därifrån får begrundas.

## 6 Slutsatser

Resultatavsnittet visar teoretiskt att stirlingkraftverk kan begränsa värmeförlusterna i avgasflödet. Approximativt kan besparingen maximalt uppgå till drygt 950 000 SEK/år med en kostnad för energiproduktion på 1,7 SEK/kWh för fartyget. I nuläget finns ingen stirlingmotor för anpassning på Stena Scandinavica och utvecklingsaspekten av en sådan motor är inte redogjord för. Vidare har incitamenten för spillvärmeåtervinning och sedermera stirlingkraftverk förmodligen påverkats positivt till följd av SECA-omställningen.

Stirlingmotorns förutsättningar för spillvärmeåtervinning ur avgasflödet beror på;

- Avgasernas beskaffenhet. Med ökande temperatur ökar förutsättningarna för en hög termisk verkningsgrad hos spillvärmetekniken. Moderna framdrivningsmotorer är högeffektiva och dessutom turboladdade vilket vidare minskar avgastemperaturen och således förutsättningarna för att återvinna det stora massflödet av medeltempererad gas.
- Värmeväxlarnas förutsättningar och utformning. Värmeväxlarna bör överföra största möjliga värmeeffekt över minsta rimliga volym respektive dödvolum och samtidigt motstå Stirling-processens tryckvariationer vilket gör tekniken olämplig i för stora effekter. Rimligt vore att en stirlingmotor skulle kunna anpassas för drift i avgasflödet med effekter understigande 100kW där termisk verkningsgrad ökar med minskande effekt. Möjligtvis kan tekniken föredras som spillvärmeåtervinnare för mindre dieselgeneratorerna ombord.

Utveckling- och implementeringskostnaden ombord skulle kräva omfattande arbete som måste grunda sig på specifik forskning och kommersiella medel. Att utföra en realistisk beräkning av motorkostnaden är problematisk. Eventuell ekonomisk vinst är starkt förknippad med införandet av bränslesparande teknik och för att realisera stirlingtekniken inom området krävs fortsatt forskning kring hur den totala prisbilden kan se ut.

Förslag för framtida forskning:

- Vad hade en stirlingmotor för marin spillvärmeåtervinning kostat att utveckla?
- Kan det vara lönsamt att utveckla stirlingmotorer för dieselgeneratorerna?
- Hur påverkas slitaget i avgaslinan med lågsavlig tjockolja?
- Jämförelse av specifik effekt mellan stirlingcykel och rankinecykel för spillvärmeåtervinning ombord fartyg.

## 7 Referenser

- Aleklett, K. (2014). Fallande oljepris ett tecken på recession. Retrieved from [http://www.svd.se/opinion/brannpunkt/fallande-oljepris-ett-tecken-pa-recession\\_4017429.svd](http://www.svd.se/opinion/brannpunkt/fallande-oljepris-ett-tecken-pa-recession_4017429.svd)
- Alvarez, H. (2006). *Energiteknik 1 & 2*: Studentlitteratur AB.
- Asklander, M. (2015). M/S Stena Britannica II. from [http://www.faktaomfartyg.se/stena\\_britannica\\_2003.htm](http://www.faktaomfartyg.se/stena_britannica_2003.htm)
- Baldi, F. (2013). Improving ship energy efficiency through a systems perspective.
- Baldi, F., & Gabrielli, C. (2014). A feasibility analysis of waste heat recovery systems for marine applications.
- Baldi, F., Johnson, H., Gabrielli, C., & Karin, A. (2014). Energy analysis of ship energy systems – the case of a chemical tanker.
- Berglund, B. (2015). Kvalitativ och kvantitativ undersökningsmetodik: Chalmers University of Technology.
- Bränström, S. L. (2015). Boomen är över – bottennoteringar för råvaror. *Svenska Dagbladet*. Retrieved from [http://www.svd.se/naringsliv/branscher/energi-och-ravaror/boomen-for-ravaror-ligger-bakom-oss\\_4266525.svd](http://www.svd.se/naringsliv/branscher/energi-och-ravaror/boomen-for-ravaror-ligger-bakom-oss_4266525.svd)
- Cengiz, R., Götze, H. J., Krapp, R., & Neddenien, S. (2008). Possible Technical Modifications on Pre-2000 Marine Diesel Engines for NOx Reductions: Germanische Lloyd.
- Cullen, B., & McGovern, J. (2008). Energy system feasibility study of an Otto cycle/Stirling cycle hybrid automotive engine.
- Fridell, E., & Hassellöv, I.-M. (2014). Sjöfarten kring Sverige och dess påverkan på havsmiljön *Oroande prognos för utsläpp av kväveoxider* (pp. 20): Havsmiljöinstitutet.
- Hassellöv, I.-M., Turner, D., Lauer, A., & Corbett, J. (2013). Shipping contributes to ocean acidification (Vol. 40, pp. 2731–2736). *Geophysical research letters: American Geophysical Union*.
- Hirata, K., & Kawada, M. (2005). Discussion of Marine Stirling Engine Systems (pp. 5). *Proceedings of the 7th International Symposium on Marine Engineering*: Japanese National Maritime Research Institute.
- IMO. (2015a). Energy Efficiency Measures. from <http://www.imo.org/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Technical-and-Operational-Measures.aspx>

- IMO. (2015b). Greenhouse Gas Emissions. from <http://www.imo.org/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/GHG-Emissions.aspx>
- IMO. (2015c). International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL). from <http://www.imo.org/About/Conventions/ListOfConventions/Pages/International-Convention-for-the-Prevention-of-Pollution-from-Ships-%28MARPOL%29.aspx>
- IMO. (2015d). Nitrogen Oxides (NO<sub>x</sub>) – Regulation 13. from <http://www.imo.org/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-%28NOx%29-%E2%80%93-Regulation-13.aspx>
- IMO. (2015e). Regulations to improve the energy efficiency of international shipping enter into force. from <http://www.imo.org/MediaCentre/PressBriefings/Pages/01-MARPOL-EEDI.aspx#.VSbCleFrVoN>
- Kalli, J., Karvonen, T., & Makkonen, T. (2009). Sulphur content in ships bunker fuel in 2015 *A study on the impacts of the new IMO regulations on transportation costs*. Ministry of Transport and Communications Finland: The Centre for Maritime Studies.
- Karlberg, L. A. (2008). Genombrott för Stirlingmotorn. *NyTeknik*. Retrieved from [http://www.nyteknik.se/nyheter/energi\\_miljo/solenergi/article248109.ece](http://www.nyteknik.se/nyheter/energi_miljo/solenergi/article248109.ece)
- Kongtragool, B., & Wongwises, S. (2003). A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 7(2), 131-154. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/S1364-0321\(02\)00053-9](http://dx.doi.org/10.1016/S1364-0321(02)00053-9)
- Kongtragool, B., & Wongwises, S. (2004). Investigation on power output of the gamma-configuration low temperature differential Stirling engines.
- Kongtragool, B., & Wongwises, S. (2007a). Performance of low-temperature differential Stirling engines. *Renewable Energy*, 32(4), 547-566. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2006.03.003>
- Kongtragool, B., & Wongwises, S. (2007b). Performance of low-temperature differential Stirling engines. *Renewable Energy*, 32(4), 547-566. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2006.03.003>
- Konstandopoulos, A. G., & Kostoglou, M. (1998). A mathematical model of soot oxidation on catalytically coated ceramic filters. Themi Thessaloniki: Foundation for Research and Technology Hellas Chemical Process Engineering Research Institute.
- Kuiken, K. (2008). *Diesel Engines I & II*. Onnen: Target Global Energy Training.
- Larsen, U., Pierobon, L., Haglind, F., & Gabriellii, C. (2013). Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection. *Energy*, 55(0), 803-812. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.021>

Lindahl, B. (2015). USA:s skifferolja har destabiliserat oljemarknaden. *Svenska Dagbladet*. Retrieved from [http://www.svd.se/naringsliv/branscher/energi-och-ravaror/usas-skifferolja-har-destabiliserat-marknaden\\_4263099.svd](http://www.svd.se/naringsliv/branscher/energi-och-ravaror/usas-skifferolja-har-destabiliserat-marknaden_4263099.svd)

Lopes, J., Douglas, R., McCullough, G., O'Shaughnessy, R., Hanna, A., Rouaud, C., & Seaman, R. (2012). Review of Rankine Cycle Systems Components for Hybrid Engines Waste Heat Recovery. SAE International: SAE International.

Mehta, A. V., Gohil, R. K., Bavarva, J. P., & Saradava, B. J. (2012). Waste Heat Recovery Using Stirling Engine. *International Journal of Advanced Engineering Technology*.

Mörtstedt, S.-E., & Hellsten, G. (1999). Data och diagram - Energi- och Kemitekniska tabeller: Liber.

Nilsson, T. (1997). Mikrokraftvärmeverk Med Stirlingmotor (SGC080 ed.). Svenskt Gastekniskt Center: Lunds Tekniska Högskola.

Ramesh, U. S., & Kalyani, T. (2012). Improving The Efficiency Of Marine Power Plant Using Stirling Engine In Waste Heat Recovery Systems (Vol. Vol1 Issue 10 (Special Issue), pp. 466). *International Journal of Innovative Research & Development*.

Richardson, J. F., & Coulson, J. M. (1993). Preface. In R. K. Sinnott (Ed.), *Coulson and Richardson's Chemical Engineering* (pp. viii). Amsterdam: Pergamon.

Shu, G. Q., Liang, Y. C., Wei, H. Q., Tian, H., Zhao, J., & Liu, L. N. (2012). A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 19, 385-401. doi: 10.1016/j.rser.2012.11.034

Siuru, B. (2013). Turning waste heat into electricity saves fuel, reduces CO2 emissions. from <http://www.professionalmariner.com/June-July-2013/Turning-waste-heat-into-electricity-saves-fuel-reduces-CO2-emissions/>

Sjöfartsverket. (2009). *Konsekvenser av IMO:s nya regler för svavelhalt i marint bränsle*. Public: Jernkontoret Retrieved from [http://www.jernkontoret.se/energi\\_och\\_miljo/transporter/pdf/konsekvenser\\_av\\_imos\\_nya\\_regler\\_for\\_svavelhalt\\_i\\_marint\\_bransle.pdf](http://www.jernkontoret.se/energi_och_miljo/transporter/pdf/konsekvenser_av_imos_nya_regler_for_svavelhalt_i_marint_bransle.pdf).

Sjöström, P.-H. (2014). Neste Oil lanserar lågsvavlig bunkerolja. *Sjöfartstidningen*. Retrieved from <http://www.sjofartstidningen.se/neste-oil-lanserar-lagsvavlig-bunkerolja/>

Theotokatos, G., & Livanos, G. (2012). Techno-economical analysis of single pressure exhaust gas waste heat recovery systems in marine propulsion plants. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part M-Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 227(M2), 83-97. doi: 10.1177/1475090212457894

Thombare, D. G., & Verma, S. K. (2008). Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 12(1), 1-38. doi: 10.1016/j.rser.2006.07.001

Trafikanalys. (2013). Konsekvenserna av skärpta krav för svavelhalten i marint bränsle.

von Schultz, C. (2013). Stirlingmotor fixar grön el på tippet. *NyTeknik*. Retrieved from [http://www.nyteknik.se/nyheter/energi\\_miljo/bioenergi/article3655731.ece](http://www.nyteknik.se/nyheter/energi_miljo/bioenergi/article3655731.ece)

Wild, D.-I. Y. (2004). *Determination of energy cost of electrical energy on board sea-going vessels*. Retrieved from [http://www.effship.com/PartnerArea/MiscPresentations/Dr\\_Wild\\_Report.pdf](http://www.effship.com/PartnerArea/MiscPresentations/Dr_Wild_Report.pdf)

## Bilaga 1 – Litteraturlinnehåll

Bilaga 1.1 – Övergripande innehåll i litteratur

| Litteraturkälla  |   | Innehåll |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          |     |
|--|---|----------|------------------|-----------------|------------------|--------------|--------------|---------------|---------------------|----------|-----|
| Titel  | Författare  | År       | Miljöproblematik | Oljeproblematik | Empiriska värden | Scandinavica | Termodynamik | Dieselmotorer | Regler och direktiv | Stirling | WHR |
| Fallande oljepris ett tecken på recession.                                     | Aleklett, K.                                      | 2014     |                  | X               |                  |              |              |               |                     |          |     |
| Energiteknik 1 & 2   | Alvarez, H.                                       | 2006     |                  |                 |                  |              | X            | (x)           |                     |          |     |
| M/S Stena Britannica II  | Asklander, M.                                     | 2015     |                  |                 |                  | X            |              |               |                     |          |     |
| Improving ship energy efficiency through a systems perspective                 | Baldi, F.   | 2013     |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          | X   |
| A feasibility analysis of waste heat recovery systems for marine applications. | Baldi, F., & Gabrieli, C.                         | 2014     |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          | X   |
| Energy analysis of ship energy systems – the case of a chemical tanker.        | Baldi, F., Johnson, H., Gabrieli, C., & Karin, A. | 2014     |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          | X   |



## Bilaga 1.2 – Övergripande innehåll i litteratur

| Litteraturkälla   |  | Innehåll |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          |     |   |
|---|--|----------|------------------|-----------------|------------------|--------------|--------------|---------------|---------------------|----------|-----|---|
| Titel   | Författare   | År       | Miljöproblematik | Oljeproblematik | Empiriska värden | Scandinavica | Termodynamik | Dieselmotorer | Regler och direktiv | Stirling | WHR |   |
| Boomen är över – bottennoteringar för råvaror.  | Bränström, S. L.                                       | 2015     |                  | X               |                  |              |              |               |                     |          |     |   |
| Possible Technical Modifications on Pre-2000 Marine Diesel Engines for NOx Reductions                     | Cengiz, R., Götze, H. J., Krapp, R., & Neddenien, S.   | 2008     |                  |                 |                  |              |              | X             |                     |          |     |   |
| Energy system feasibility study of an Otto cycle/Stirling cycle hybrid automotive engine.                 | Cullen, B., & McGovern, J.                             | 2008     |                  |                 |                  |              | X            |               |                     |          |     |   |
| Sjöfarten kring Sverige och dess påverkan på havsmiljön <i>Oroande prognos för utsläpp av kväveoxider</i> | Fridell, E., & Hassellöv, I.-M.                        | 2014     |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          |     |   |
| Shipping contributes to ocean acidification   | Hassellöv, I.-M., Turner, D., Lauer, A., & Corbett, J. | 2013     |                  |                 |                  |              |              |               | X                   |          |     |   |
| Discussion of Marine Stirling Engine Systems  | Hirata & Kawada  | 2005     |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          |     | X |



**Bilaga 1.4 – Övergripande innehåll i litteratur**

| Litteraturkälla  |  | Innehåll     |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          |     |
|--|--|--------------|------------------|-----------------|------------------|--------------|--------------|---------------|---------------------|----------|-----|
| Titel  | Författare   | År           | Miljöproblematik | Oljeproblematik | Empiriska värden | Scandinavica | Termodynamik | Dieselmotorer | Regler och direktiv | Stirling | WHR |
| Diesel Engines I & II.   | Kuiken, K.   | 2008         | (x)              | X               | X                |              | X            | X             |                     |          |     |
| USA:s skifferolja har destabiliserat oljemarknaden.  | Lindahl, B. (2015).  | 2015         |                  |                 | X                |              |              |               |                     |          |     |
| Review of Rankine Cycle Systems Components for Hybrid Engines Waste Heat Recovery. SAE International: SAE International. | Lopes, J., Douglas, R., McCullough, G., O'Shaughnessy, R., Hanna, A., Rouaud, C., & Seaman, R. | 2012         |                  |                 |                  |              |              |               |                     | (x)      | X   |
| Waste Heat Recovery Using Stirling Engine. International Journal of Advanced Engineering Technology.                     | Mehta, A. V., Gohil, R. K., Bavarva, J. P., & Saradava, B. J.                                  | 2012         |                  |                 |                  |              |              |               |                     | X        | X   |
| Data och diagram - Energi- och Kemitekniska tabeller   | Mörtstedt, S.-E., & Hellsten, G.   | 1999         |                  |                 |                  |              | X            |               |                     | X        |     |
| Improving The Efficiency Of Marine Power Plant Using Stirling Engine In Waste Heat Recovery Systems                      | Nilsson, T.<br>Ramesh, U. S., & Kalyani, T.  | 1997<br>2012 |                  |                 |                  |              |              |               |                     | X        | X   |

## Bilaga 1.5 – Övergripande innehåll i litteratur

| Litteraturkälla  |   | Innehåll |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          |     |
|--|---|----------|------------------|-----------------|------------------|--------------|--------------|---------------|---------------------|----------|-----|
| Titel  | Författare  | År       | Miljöproblematik | Oljeproblematik | Empiriska värden | Scandinavica | Termodynamik | Dieselmotorer | Regler och direktiv | Stirling | WHR |
| Coulson and Richardson's Chemical Engineering                          | Richardson, J. F., & Coulson, J. M.                             | 1993     |                  |                 | X                |              | (x)          |               |                     |          |     |
| A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships   | Shu, G. Q., Liang, Y. C., Wei, H. Q., Tian, H., Zhao, J., & ... | 2012     |                  |                 |                  |              | (x)          | (x)           |                     |          |     |
| Turning waste heat into electricity saves fuel, reduces CO2 emissions. | Siuru, B.   | 2013     |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          | X   |
| Konsekvenser av IMO:s nya regler för svavelhalt i marint bränsle.      | Sjöfartsverket.   | 2009     |                  |                 |                  |              |              |               | X                   |          |     |
| Neste Oil lanserar lågsvavlig bunkerolja.                              | Sjöström, P.-H.   | 2014     |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          |     |
| Technological development in the Stirling cycle engines                | Thombare & Verma  | 2008     |                  |                 |                  |              |              |               |                     | X        |     |

## Bilaga 1.6 – Övergripande innehåll i litteratur

| Litteraturkälla   |  | Innehåll |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          |     |
|---|--|----------|------------------|-----------------|------------------|--------------|--------------|---------------|---------------------|----------|-----|
| Titel   | Författare   | År       | Miljöproblematik | Oljeproblematik | Empiriska värden | Scandinavica | Termodynamik | Dieselmotorer | Regler och direktiv | Stirling | WHR |
| Techno-economical analysis of single pressure exhaust gas waste heat recovery systems in marine propulsion plants.                          | Theotokatos, G., & Livanos, G.                           | 2012     |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          | X   |
| Technological development in the Stirling cycle   | Thombare, D. G., & Verma, S. K.                          | 2008     |                  |                 |                  |              | (x)          |               |                     | X        |     |
| Konsekvenserna av skärpta krav för svavelhalten i marint bränsle.   | Trafikanalys.  | 2013     |                  | X               |                  |              |              |               | X                   |          |     |
| Stirlingmotor fixar grön el på tippen.  | von Schultz, C.  | 2013     |                  |                 |                  |              |              |               |                     | X        |     |
| Determination of energy cost of electrical energy on board sea-going vessels.   | Wild, D.-I. Y.   | 2004     |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          |     |
| Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection. | Larsen, U., Pierobon, L., Haglind, F., & Gabriellini, C. | 2013     |                  |                 |                  |              |              |               |                     |          | X   |

#### 4.1.1 Värmeeffekten hos avgaserna

Här presenteras den värmeeffekt som avgasflödet medför. Grundläggande för all spillvärmeåtervinning är att det är av yttersta vikt att redogöra för mängden av återvinningsbar värme och på vilket sätt det kan tillgodogöras (Shu *et. al.*, 2012) varpå uppskattad avgasvärme presenteras i tabellform. Storleken på värmeflödet  $\dot{Q}_{tt}$  i avgaserna begränsat av lägsta tillåtna temperatur  $T_{låg}$ . För att undvika korrosiva utfällningar ur avgaserna är denna begränsad till 160 °C. *Ekvation 14 åskådliggör detta*. Den specifika värmekapaciteten  $c_p$  är för avgaser  $1090 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}$  enligt Konstandopoulos & Kostoglou (1998). Den höga temperaturen  $T_{hög}$ , avgastemperaturen erhållen från bänktestet och är uppmätt efter avgasturbinen. För dieselmotorförbränning krävs praktiskt en luftfaktor  $\lambda$  och Kees Kuiken (2008) ger den ett värde om 3. *Appendix 20 Mörtstedt (Data och diagram 1999)* visar på hur den verkliga rökgasmängden  $g_o$  utvecklar  $12 \text{ nm}^3/\text{kg}$  vid atmosfärisk förbränning av ett bränsle med ett specifikt värmevärde  $H_i$  om  $42.46 \text{ MJ/kg}$ . Se *ekvation 10*. Massflödet  $\dot{m}_{bränsle}$  erhålls ur *appendix 11-16* som visar data för en rad signifikanta laster.

$$\dot{m}_{bränsle} \cdot g_o \cdot \lambda = \dot{V} \frac{\text{nm}^3}{\text{s}} \quad (11)$$

Omvandling från normalkubikmeter görs nedan i *ekvation 11*. Enligt gasernas allmänna tillståndslag fås individuella gaskonstanten  $R \frac{\text{Nm}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$  och då normalkubikmeter gäller vid normaltillstånden  $T_0 = 273\text{K}$  och  $p_0 = 10^5 \text{Pa}$  erhålls avgasflödet avsett på massa

$$p \cdot \dot{V} = \dot{m} \cdot R \cdot T \rightarrow \dot{m}_{avgaser} = \frac{p_0 \cdot \dot{V}}{R \cdot T_0} = \frac{p_0 \cdot \dot{m}_b \cdot g_o \cdot n}{R \cdot T_0} \quad (12)$$

Erhållet massflöde avgaser möjliggör idealt värmeuttag enligt *ekvation 12*. Här uppskattas ett ideal värmeuttag ur avgasflödet då temperaturen sänks med  $\Delta T \approx 140^\circ\text{C}$

$$\dot{Q}_{tt} = \dot{m}_{avgaser} \cdot c_p \cdot (T_{hög} - T_{låg}) \quad (13)$$

Exempelvis

$$\dot{Q}_{tt}(26\%) = \frac{p_0 \cdot \dot{m}_b \cdot g_o \cdot n \cdot c_p \cdot (T_{hög} - T_{låg})}{R \cdot T_0} = \frac{10^5 \cdot 0.104 \cdot 12 \cdot 3 \cdot 1.09 \cdot (578 - 433)}{287 \cdot 273} = 755 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

#### 4.1.2 Återvunnen spillvärme

Vitsen för studien är att utreda hur lämpliga stirlingkraftverk är för spillvärmeåtervinning. Generatorkraftverk ombord producerar elektricitet varför en modell enligt Malmö-formeln nedan framställs i *tabell 6*. Högst teoretiskt återvunnen axeleffekt fås av *ekvation 15*.

$$P_{teoretisk} = \eta_{carnot} \cdot \dot{Q}_{tt} = \left(1 - \frac{T_{min}}{T_{max}}\right) \cdot \dot{Q}_{tt} \quad (14)$$

$T_{max}$  är avgastemperatur enligt *appendix 8-14* och till  $T_{min}$  ansätts 25°C för beräkningsgången då det är dessa temperaturer stirlingmotorn ansätts. Vid beräkning med Malmö-formeln enligt *ekvation 9* kan beräkningar göras följaktligen;

$$P_{stirling} = \dot{Q}_{tt} \cdot \eta_{carnot} \cdot \eta_{stirling} = \dot{Q}_{tt} \cdot \eta_{carnot} \cdot \eta_{mek} \cdot \eta_{wb} \cdot K_s \quad (15)$$

Där produkten av carnotverkningsgrad  $\eta_{carnot}$ , mekanisk verkningsgrad  $\eta_{mek}$ , värmeöverföringens effektivitet  $\eta_{wb}$  och stirlingkoefficienten  $K_s$  fås ur *tabell 3*. Stirlingmotorns carnotverkningsgrad  $\eta_{stirling}$  varierar alltså mellan 0.35 – 0.75 men kan med fördel uppskattas till 0.4 (Nilsson, personlig kommunikation, mars 2015). Han framhäver också att ett högre värde är mycket svårt att nå och att detta vittnar om en väl optimerad motor.

**Tabell 7 Beräknad återvunnen spillvärmeeffekt MAN B&W W 9L40/54**

| Effekt huvudmotor | Teor. tillg. värmeeffekt | Ideal verkningsgrad | Ideal. återv. Effekt | Potential $\eta_{stirling} = 0,75$ | Potential $\eta_{stirling} = 0,35$ | Potential $\eta_{stirling} = 0,4$ |
|-------------------|--------------------------|---------------------|----------------------|------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|
| %                 | $\dot{Q}_{tt}$ kJ/s      | $\eta_{carnot}$     | $P_{teoretisk}$      | $P_{stirling}$                     | $P_{stirling}$                     | $P_{stirling}$                    |
| 26                | 755                      | 0,484               | 365                  | 274                                | 128                                | 146                               |
| 50                | 1271                     | 0,482               | 613                  | 459                                | 214                                | 245                               |
| 75                | 1752                     | 0,473               | 829                  | 622                                | 290                                | 331                               |
| 85                | 1988                     | 0,475               | 944                  | 708                                | 331                                | 378                               |
| 100               | 2468                     | 0,487               | 1202                 | 901                                | 421                                | 481                               |
| 110               | 3314                     | 0,506               | 1677                 | 1258                               | 587                                | 671                               |

*Tabell 7* visar hur potentialen för spillvärmeåtervinning genom stirlingkraftverk och resultaten bygger på Malmöformelns empiriska värden. Att härröra hur pass stor effekt som går att utvinna ges här i förenklad bild då antagandet om konstant verkningsgrad gäller.

### 4.1.3 Återvunnen spillvärme med värmeväxlaranalys

Ur *tabell 5* kan det utrönas att värmeflödet  $\dot{Q}_{tt}$  maximalt är  $\approx 1271 \frac{kJ}{s}$  vid 50 % effektpådrag på framdrivningsmaskineri. Detta är det vanligaste effektläget för Stena Scandinavica vilket bekräftas av både teknisk chef Sandborn och kan härledas ur driftsdata NAPA. För att beräkna den varma och kalla värmeväxlarens dynamik utgår studien från värmeledningsfenomenet beskrivet i *avsnitt 2.3.4*. Vidare begränsas effektuttag av det faktum att stirlingmotorn till- och bortför värme isotermt det vill säga med konstant temperatur. Att dimensionera stirlingmotorn är en kompromiss mellan effektuttag och termisk verkningsgrad vilket illustreras i *figur 8*.

Undersökningen inleddes med en analys där maximal effekt på stirlingmotorn  $P_{stirling}$  söktes. Detta i förhållande till överfört värmeflöde  $\dot{Q}_{avgaser}$  kontra termisk verkningsgrad  $\eta_{termisk}$  enligt förhållande i *ekvation 17*;

$$P_{stirling} = \dot{Q}_{avgaser} \cdot \eta_{termisk} \quad (16)$$

Storleken på värmeflödet  $\dot{Q}_{avgaser}$  är ett resultat av massflödet avgaser  $\dot{m}_{avgaser}$ , värmeöverföringskoefficienten  $c_{p_{avgaser}}$  för rökgaser samt temperaturskillnaden över den varma värmeväxlaren  $\Delta T_{avgaser}$ , se *ekvation 18*. Värmeöverföringskoefficienten för rökgaser  $c_{p_{avgaser}}$  antogs vara  $1.09 \text{ kJ/kg}$  enligt *kapitel 4.1.1*.

$$\dot{Q}_{avgaser} = \dot{m}_{avgaser} \cdot c_{p_{avgaser}} \cdot \Delta T_{avgaser} \quad (17)$$

Där temperaturskillnaden över den varma värmeväxlaren definieras enligt *ekvation 19*;

$$\Delta T_{avgaser} = T_{avgaser_{in}} - T_{avgaser_{ut}} \quad (18)$$

Den termiska verkningsgraden i *ekvation 17* gavs av förhållandet i *ekvation 18*. Stirlingmotorns verkningsgrad antogs vara 0.4 enligt uppgifter i *avsnitt 4.1.2*;

$$\eta_{termisk} = \eta_{carnot} \cdot \eta_{stirling} \quad (19)$$

Vidare ges processens Carnot-verkningsgrad enligt *ekvation 19* genom förhållandet mellan arbetsgasens lägsta temperatur  $T_{arbetsgas_{kall}}$  respektive högsta temperatur  $T_{arbetsgas_{varm}}$ ;

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_{arbetsgas_{kall}}}{T_{arbetsgas_{varm}}} \quad (20)$$



Den lägsta och högsta temperaturen uppskattades enligt *ekvation 22 & 23* nedan där ”*pinch point*”  $\Delta T_{pinch}$  för både den varma och kalla värmeväxlaren antogs vara 10 °C. För att hitta maximal effekt studerades först resultatet vid ändrad variabel  $T_{avgaser_{ut}}$  medan  $T_{kylvatten_{ut}}$  och sedermera  $T_{arbetsgas_{kall}}$  behölls konstant om ett värde på  $T_{kylvatten_{ut}} = 35$  °C respektive  $T_{arbetsgas_{kall}} = 45$  °C;

$$T_{arbetsgas_{varm}} = T_{avgaser_{ut}} - \Delta T_{pinch_{kall}} \quad (21)$$

$$T_{arbetsgas_{kall}} = T_{kylvatten_{ut}} + \Delta T_{pinch_{kall}} \quad (22)$$

En av stirlingmotorns nackdelar är en relativt hög kostnad vilken till stor del beror på kostnaden för värmeväxlare. Således togs vidare hänsyn till stirlingmotorns förhållande för effekt respektive volym genom analys av förhållandet i *ekvation 9*. Vilket tidigare konstaterats i *avsnitt 2.3.4* finns en kompromiss mellan önskan att ha både en så liten värmeväxlande area  $A$  logaritmisk medeltemperatur  $\Delta T_{lm}$  som möjligt. Således undersöktes förhållandet beskrivet i beräkningsgång nedan för att avgöra en god medelväg i förhållandet nämnt ovan för både den varma och kalla värmeväxlaren. Ur *ekvation 9* kan samband i *ekvation 24* erhållas. Areal  $A$  är kvoten av värmeflödet och produkten av värmeledningskoefficienten  $U$  och den logaritmiska medeltemperaturen  $\Delta T_{lm}$ . Richardson & Coulson (1993) hävdar värmeledningskoefficienten för värmeväxlare av typen gas-gas ligger inom spannet 10 – 50  $\frac{W}{m^2 \cdot K}$  och för gas-vatten 20 – 300  $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ . Således gjordes antaganden att värmeledningskoefficienterna för den varma respektive kalla sidan approximerades till  $U_{varm} = 50$  respektive  $U_{kall} = 50 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ . Dessa visas i tabell

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{lm}} \quad (23)$$

Sambandet mellan den totala volymen för värmeväxlaren  $V$  den värmeväxlande arean  $A$  och area-volym-förhållandet  $\beta$  benämns i *avsnitt 2.3.4* och *ekvation 25* nedan. Enligt uppgifter från Lopes *et al.* (2012) uppskattades förhållandet  $\beta = 1000 \frac{m^2}{m^3}$ .

$$V = \frac{A}{\beta} \quad (24)$$

Den logaritmiska medeltemperaturen beräknades enligt *ekvation 25* där antagandet att de båda värmeväxlarna var av motströmstypen. Vidare gavs sambandet för medeltemperaturerna  $\Delta T_1$  och  $\Delta T_2$  enligt *ekvation 25 & 26* för den varma respektive *27 & 28* för den kalla sidan.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\left( \ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (25)$$

$$\Delta T_{1varm} = T_{avgaser_{in}} - T_{arbetsgas_{varm}} \quad (26)$$

$$\Delta T_{2varm} = T_{avgaser_{ut}} - T_{arbetsgas_{varm}} \quad (27)$$

$$\Delta T_{1kall} = T_{arbetsgas_{kall}} - T_{kylvatten_{ut}} \quad (28)$$

$$\Delta T_{2kall} = T_{arbetsgas_{kall}} - T_{kylvatten_{in}} \quad (29)$$

Värmeflödet  $\dot{Q}_{kylvatten}$  är i direkt samband med volymen  $V$  för den kalla värmeväxlaren enligt *ekvation 24 & 25*. Således kunde förhållandet mellan studeras. Värdet på specifika värmekoefficienten  $c_{v_{kylvatten}}$  antogs vara  $4.2 \text{ kJ/kg}$  (Alvarez, 2005).

$$P_{stirling} = \dot{Q}_{avgaser} - \dot{Q}_{kylvatten} \quad (30)$$

$$\dot{Q}_{kylvatten} = \dot{Q}_{avgaser} - P_{stirling} \quad (31)$$

$$\dot{m}_{kylvatten} = \frac{\dot{Q}_{kylvatten}}{c_{v_{kylvatten}} \cdot (T_{kylvatten_{in}} - T_{kylvatten_{ut}})} \quad (32)$$

Resultatet presenteras i *tabell 9* ger att med ökande värmeeffekt  $\dot{Q}_{avgaser}$  följer en minskande termisk verkningsgrad och kraven på värmeväxlingen hos den kalla- såväl varma värmeväxlaren ökar. Volymerna ökar för att tillgodose de ökande överförda värmeeffekterna

**Tabell 11 Summering av antaganden för värmeväxlarvärden**

|          | $U$                                   | $\beta$                 | $c_{p_{avgaser}}$                    | $c_{v_{kylvatten}}$                  |
|----------|---------------------------------------|-------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
|          | $\text{kW}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ | $\text{m}^2/\text{m}^3$ | $\text{kJ}/\text{Kg} \cdot \text{K}$ | $\text{kJ}/\text{Kg} \cdot \text{K}$ |
| Varm VVX | 0,05                                  | 1000                    | 1,09                                 | -                                    |
| Kall VVX | 0,05                                  | 1000                    | -                                    | 4,2                                  |

**Tabell 12 Logaritmisk medeltemperatur**

|    | $\Delta T_{lm_{varm}}$ | $\Delta T_{lm_{kall}}$ | $V_{varm\ VVX}$ | $V_{kall\ VVX}$ |
|----|------------------------|------------------------|-----------------|-----------------|
|    |                        |                        | $m^3$           | $m^3$           |
| 1  | 15,6                   | 12,8                   | 0,15            | 0,15            |
| 2  | 19,3                   | 12,8                   | 0,26            | 0,39            |
| 3  | 25,8                   | 12,8                   | 0,33            | 0,64            |
| 4  | 31,7                   | 12,8                   | 0,38            | 0,89            |
| 5  | 37,2                   | 12,8                   | 0,42            | 1,15            |
| 6  | 42,5                   | 12,8                   | 0,46            | 1,42            |
| 7  | 47,5                   | 12,8                   | 0,48            | 1,69            |
| 8  | 52,4                   | 12,8                   | 0,51            | 1,98            |
| 9  | 57,2                   | 12,8                   | 0,53            | 2,27            |
| 10 | 61,8                   | 12,8                   | 0,55            | 2,58            |

Tabell 12 visar hur den logaritmiska medeltemperaturen  $\Delta T_{lm_{kall}}$  och  $\Delta T_{lm_{varm}}$  förhåller sig över fall 1-10. Observera att  $\Delta T_{lm_{kall}}$  håller sig konstant då in- och uttemperatur varit 29°C och 35°C över samtliga fall. Se Figur 10 Processbild Värmeväxlare

#### 4.1.4 Minskad energiförbrukning

Vilket beskrivs i *avsnitt 2.4.1* sker elproduktionen ombord genom dieselgeneratorer. Den totala elproduktionen av generatorerna uppgick mellan perioden 2014-03-01 – 2015-03-30 till totalt cirka 9130 MWh (*driftsdata*, 2015). Genomsnittlig drifttid för Scandinavica är cirka 425 timmar i månaden det vill säga 5100 timmar i sjön per år. Antalet resor är 365 per år dock kan stillaliggande vid jul förekomma vilket ger 364 resor per år minus eventuella varvsbesök (Paulsson Hvit, personlig kommunikation, april 2015). Den totala drifttiden per år uppskattas med hjälp av de signifikativa driftstimmarna (se *avsnitt 2.4.1*) för befintlig ånganläggning, vilka estimerades till 12 timmar/resa. Dessa multiplicerades med antalet resor per år. Den totala energibesparingen sett till elproduktionen beräknades således med hjälp av *ekvation 35* med nomenklatur förklarad i *avsnitt 4.1.4*. Vidare jämfördes energibesparingen av de tilltänkta stirlingkraftverken med den totala elproduktionen, under period nämnd ovan, i *ekvation 36*. Resultaten sammanfattades i *tabell 10*. Med en tilltänkt stirlingmotor på till exempel 100 kW vilken är konstruerad för en drifttid på 4368 timmar per år uppgår den totala elektriska produktionen till cirka 437 MWh/år.

$$\Sigma_{\text{energibesparing}} = P_{\text{stirling}} \cdot t_{\text{resa}} \cdot n_{\text{överfart}} \quad (33)$$

$$\%_{\text{energibesparing}} = \frac{\Sigma_{\text{energibesparing}}}{\Sigma_{\text{årlig energiproduktion}}} \quad (34)$$

#### 4.1.5 Minskad energiförbrukning

Priset per producerad kWh varierar med bränslepriset men ligger för Scandinavica runt 1,6–1,7 SEK/kWh. I priset är endast kostnad för bränsle inräknat (personlig kommunikation, Paulsson Hvit, april 2015). Med ett medelvärde för bränslepriset på 1,65 SEK/kWh uppgår besparingen per år till drygt 720 000 SEK enligt *ekvation 16* nedan där  $\Sigma_{\text{besparing}}$  representerar summan av besparing per år (i svenska kronor, SEK),  $P_{\text{stirling}}$  tilltänkt elektrisk uteffekt av stirlingmotorn,  $k_{\text{kWh}}$  representerar kostnad per kWh,  $t_{\text{resa}}$  är tid för varje överfart samt  $n_{\text{överfart}}$  är antal överfarter per år;

$$\Sigma_{\text{kostnadsbesparing}} = P_{\text{stirling}} \cdot k_{\text{kWh}} \cdot t_{\text{resa}} \cdot n_{\text{överfart}} \quad (35)$$

## Appendix – Möte med Martin Nilsson 2015-03-12

- Nilsson anser att det finns möjligheter att reducera förlusterna i förbränningsgaserna för värmemotorer och att Stirlingmotorn i princip är användbar för detta ändamål på grund av det faktum att den som input vill ha värme.
- “Jag gjorde för övrigt en studie för ett tag sedan om Stirlingmotorer för WHR till Dieselmotorer i storlekarna 5-600 hk, dvs vad som brukar sitta i större lastbilar. Det vi fick fram var att en indikerad verkningsgrad kan ligga strax under 20% (dra av 10-15% för mekaniska förluster), men den är starkt beroende av värmekällans resp-sänkans temperaturer.”
- Ingen Stirlingmotor över över 100 hp har tillverkats vilket är ett intressant historiskt faktum. “Inte över 100 kW, praktisk gräns”
- Stirlingmotorn har en relativt låg effekt per kg stål. Detta då arbetsgasen är högt trycksatt. Cleanergy har tryck 50-120 bar beroende på effektnivå.
- Att tillverka en Stirlingmotor för spillvärmeåtervinning inom temperaturspannet 25\*c (kalla sidan) - 300\*c (varma) med 12-15% verkningsgrad är fullt möjligt. Att få en verkningsgrad på 20% är praktiskt möjligt vid dock med en fulländad teknisk konstruktion. En högre verkningsgrad begränsas nästan enbart av temperaturnivåerna. Sedan så finns det även självklart förluster i systemet till exempel värmeväxlarna då det måste förekomma någon värmeväxling.
- För 300 grader (Celsius) blir maskinen dyr, stora värmeväxlare, utvecklingskostnader, högt trycksatt gas ger stor stålkonstruktion vilket resulterar i lite kW / volym. Generellt är det inte platsbrist på fartyg men Nilsson reserverar sig för att ge ett absolut svar i frågan.
- Carnotverkningsgraden ( $1 - T_1/T_4$ ) är i sambandet alltid suverän. Det vill säga vilken värmeprocess man än ansätter (Stirling, Rankine, Diesel etc.) kan Carnotverkningsgraden aldrig överträffas.
- Stirlingmotorer är ej bra i större effekter. Detta är ett historiskt faktum mer än absolut faktum. En stor motor blir väldigt tung vilket kan vara anledningen till begränsning. På Cleanergys mindre motorer har man ej behövt att fundera på detta.
- Cleanergy producerar Stirlingmotorer i storleken 9 - 13 kW. Kockum (tidigare United Stirling) har tillverkat en 75 kW (för u-båtar) och en 25 kW (solkraftverk?).

En konvertering av en befintlig motor bedöms av Nilsson vara uteslutet utan en sådan behövs förmodligen göra om från början.

- Den motortyp som lämpar sig bäst för LTD är den av lägst friktion. Nilsson menar att gamma-konfigurationen möjligtvis kan vara bättre till ändamålet.
- Det kan vara mer lönsamt att ta tillvara på spillvärme från hjälpkärror ombord fartyg då mindre effekt på Stirlingmotorn krävs.
- Med snabba beräkningar med 2:- / kWh ger en 10 kW Stirling en besparing på 80 000:- / år vid 4000 driftstimmar
- Idag ligger priset på cirka 30000 / kW för Cleanergys motorer.
- Cleanergys 10 kW, för högre temperaturer kostar 40000 euro, 350000 kr

Och slutligen några uppskattade citat:

- “Det finns mycket lågvärdig energi i världen och den som kunde ta tillvara på den kommer bli rik”
- “Carnotverkningsgraden styr fortfarande...”
- “Sjöfarten är konservativ”

## Appendix – Mailkorrespondens med Martin Nilsson

SV: Stirling för WHR  
Martin Nilsson <[martin.nilsson@cleanergy.com](mailto:martin.nilsson@cleanergy.com)>  
fr 2015-02-06 14:04  
Inkorgen  
Till: Matthias Tempsch <[tempsch@student.chalmers.se](mailto:tempsch@student.chalmers.se)>;  
Hej igen.

Vi sitter på Lindholmen här i Gbg.  
Studien kan man inte få tag i, den gjorde jag för internt bruk. Den kan komma att publiceras, men det är inte bestämt än. Till dess är det intern data.  
Vi kan träffas när ni har någon data att diskutera kring. Jag jobbar dock halvtid under en tid framöver så det är kort om tid för min del, men ett möte kan vi klämma in. Hör av er när ni samlat in data . Som ett första tips tycker jag ni skall titta på den högsta ideala verkningsgraden för de temperaturer ni har till er förfogande, dvs Carnot-verkningsgraden. Att nå högre än 40% av denna är mkt bra i sammanhanget, upp mot 50% är mkt svårt.

/Martin  
-----  
Chief engineer thermodynamics  
Cleanergy  
Göteborg, Sweden  
+46 722 37 28 00

---

**Från:** Martin Nilsson <[martin.nilsson@cleanergy.com](mailto:martin.nilsson@cleanergy.com)>  
**Skickat:** den 6 februari 2015 11:20  
**Till:** Matthias Tempsch  
**Ämne:** Stirling för WHR

Her herrarna,

Jag heter Martin Nilsson och är chefsingenjör för termodynamik på Cleanergy. Jag förstår av ert mejl nedan att ni gör exjobb (eller snart skall börja) på Chalmers. Vilken institution, avdelning, förresten?

Jag antar att det är möjligheten att återvinna rökgasvärme ni är intresserade av, det som ofta betecknas WHR (Waste Heat Recovery) . Och då är svaret att i princip är Stirlingmotorn användbar för detta ändamål. Om just våra modeller är användbara beror på avgasens beskaffenhet (temperatur, massflöde, gassammansättning, etc). Man får kika på det specifika fallet för att se vad som går och inte.

Jag gjorde för övrigt en studie för ett tag sedan om Stirlingmotorer för WHR till Dieselmotorer i storlekarna 5-600 hk, dvs vad som brukar sitta i större lastbilar. Det vi fick fram var att en indikerad verkningsgrad kan ligga strax under 20% (dra av 10-15% för mekaniska förluster), men den är starkt beroende av värmekällans resp- sänkans temperaturer.

En sak ni bör tänka på att det historiskt aldrig byggts någon Stirlingmotor med effekter över 100-200 hk och det betraktas allmänt att för större effekter är Stirlingmotorn inte den mest lämpade. Men den är kanske mer en historisk parentes än ett tekniskt faktum.

Hälsningar,  
Martin

-----  
Chief engineer thermodynamics  
Cleanergy  
Göteborg, Sweden  
+46 722 37 28 00

## Appendix – Möte med teknisk chef Jan Sandborn 2015-03-09

- “Stirlingkraftverk som spillvärmeåtervinning är inte lämpligt ombord fartyg då man ej kommer i effektivt område för Stirlingmotorn med rådande temperaturer.”
- Sandborn ser mer potential för Opcon’s ORC-anläggning och anser även att det finns många tveksamma producenter av tekniker som lovar mer än vad de kan hålla.
- Vi får ta del av avgasmätning efter en ångpanna som vi antar är ur drift. Varje ångpanna levererar 1MW termisk effekt (1000kg/h mättad ånga vid 7barö) och att de två som är i drift räcker för fartygets övergripande värmebehov.
- Även då två ångpannor räcker för driften dumpas ånga i dumpkondensor.
- Bytet till lågsavvligt bränsle har övergripande fungerat mycket väl.
- Nyligen har man anammat bränslekvarnsteknik vilken blandar in vatten i bränslet. Denna teknik har minskat specifika bränsleförbrukningen. Detta på grund av bättre atomisering av bränslet vid insprutning.
- Vi får ta del av bänkttest för en av Stena Scandinavicas huvudmotorer.
- Även om en Stirlingmotor med en relativt hög verkningsgrad för rådande temperaturer skulle kunna installeras är detta ej praktiskt tillämpbart av följande faktorer:
  - Problem med tryckdifferens över värmeväxlare i avgaskanal samt “platsbrist”
  - Automatiseringssvårigheter, det vill säga att tekniken skapar merjobb för maskinbesättningen.
  - Extra underhållsarbete
- Sandborn påpekar att man bör ha en reträttväg i projekteringen det vill säga vid minskat bränslepris eller ändrade regler



## Appendix – Mailkorrespondens med Robert Paulsson Hvit

RE: Frågor till exjobb

Paulsson Hvit Robert (Göteborg) <robert.paulsson.hvit@stenaline.com>

ti 2015-04-21 09:31

Inkorgen

Till: Matthias Tempsch <tempsch@student.chalmers.se>;

1 bifogad fil (12 kB)

default (2).xlsx;

Hej,

Se svar nedan i **rött**

[kristian.ragndahl@stenaline.com](mailto:kristian.ragndahl@stenaline.com)

Jag kan påminna personerna om godkännandet.

Lycka till med exjobbet!

Best Regards / Med vänliga hälsningar

**Robert Paulsson Hvit**

ESP Project Leader / Marine Engineer

Stena Line Scandinavia

Stena Line Scandinavia AB

405 19 Göteborg

[robert.paulsson.hvit@stenaline.com](mailto:robert.paulsson.hvit@stenaline.com)

+46 (0)739-42 17 67

---

**From:** Matthias Tempsch [mailto:tempsch@student.chalmers.se]

**Sent:** den 20 april 2015 14:53

**To:** Paulsson Hvit Robert (Göteborg)

**Subject:** Frågor till exjobb

Hej Robert,

För att knyta ihop säcken med vårt exjobb, som undersöker förutsättningar att använda stirlingmotorer till spillvärmeåtervinning, skulle vi behöva några kompletterande uppgifter:

- Antal timmar till sjöss per år & antal turer per år dvs. till Tyskland och tillbaka Genomsnittligt på 425 h i månaden. Dvs 5100 h i sjön per år. 365 resor per år. Sen kan ev stilleligganden vid jul dras av. Säg åtminstone 364 resor per år.
- Total effektproduktion per år, det vill säga av både huvudmaskineri och hjälpkärror **Se bif fil. Notera att propulsjon kWh är på axeln. Visst bortfall över växeln.**
- Har fartyget någon SEEMP ombord? Ja, kan dra ut en kopia om du vill
- Vad beräknar ni kostnad / kWh? 2kr / kWh? Beroende på oljepriset. Men låt gå för 1,6-1,7 kr/kWh

Sedan har vi gjort en intervju med Jan Sandborn och ett muntligt samtal med Kristian Ragndal som de båda skulle behöva godkänna. Jag bifogar båda dessa i mailet.

Mvh

Mattias Tempsch, Chalmers Sjö

Appendix – Samtal med Kristian Ragndahl 2:e maskinist 2015-02-25



- LT-temperaturen är inreglerad till 29 grader celsius, att 2 av 4:a avgaspannor är i drift som levererar mättad ånga vid 7 barö (170-180 grader Celsius) för att täcka värmebehovet ombord.

- Avgaspannorna är specificerade till 1000 kg/h vid rådande entalpi.

- Värmebehovet för bränslehanteringen är numera kraftigt reducerat med ångvärmning 70 grader Celsius till dagtanken, ingen vidare värmebehandling behövs för att hålla rätt viskositet till maskinerna och bunkertankarna värms inte alls. Signifikativ driftsperiod är 12h (antal timmar med uppnått panntryck). Mängden ånga som dumpas beskrivs som “massvis”.

- Framdriften sker via alla fyra huvudmaskiner då det visat sig vara mest kostnadseffektivt även då mer frekvent underhållsarbete krävs. Maskinerna körs med 30 CMCR.

# Appendix – Inscannat material

| measurement-no: 28<br>25%, Abnahme, VIT -25<br>25.09.01, 11:11 |                           | Performance Data<br>eng. power 26 %  |              |   |                               |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--|---------------------------|--|--------------|--|-------------------------------|------|------|------|------|----|----|---|---|---|---|----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Motor type   | 9L 40/54                  | barometric press.  | 963,8 mbar   | ambient temperature  | 26,1 °C                       |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Engine No.   | 1 120 145                 | relt. humidity   | 34 %         | Luboil Spec.   | Shell Argina T40              |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Turbocharger type  | NA40 / SM1074             | Fuel oil spec.   | MDO          | lower cal. heat value  | 41 757 kJ/kg                  |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Turbocharger No.   | 1150500                   | V.I.T.   | -25          | t fuel bef.eng.  | 25,3 °C                       |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| attached pumps   | 2                         | fuel press.bef.eng.  | 5,7 bar      | fuel consumption   | 375 kg/h                      |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Testbed No.  | 25                        | S.F.O.C.(42700 kJ/kg,ISO)  | 220,5 g/kWh  | mean effective press   | 5,9 bar                       |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Water brake Type   | Zöllner                   | torque   | 28,6 kNm     | governor   |                               |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Power  |                           | engine speed   | 550 1/min    | load indicator governor  | 3,5 -                         |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| waterbrake force   | 30,0 kN                   | eng. power   | 1 649 kW     | pump index mean value  | 28,1 mm                       |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| eng. power   | 1 649 kW                  | Fuel   |              | <table border="1"> <thead> <tr> <th>cyl.</th> <th>1</th> <th>2</th> <th>3</th> <th>4</th> <th>5</th> <th>6</th> <th>7</th> <th>8</th> <th>9</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>mm</td> <td>28,5</td> <td>28,5</td> <td>28,0</td> <td>28,0</td> <td>28,0</td> <td>28,0</td> <td>28,5</td> <td>28,0</td> <td>27,5</td> </tr> </tbody> </table> |                               | cyl. | 1    | 2    | 3    | 4  | 5  | 6 | 7 | 8 | 9 | mm | 28,5 | 28,5 | 28,0 | 28,0 | 28,0 | 28,0 | 28,5 | 28,0 | 27,5 |
| cyl.   | 1                         | 2  | 3            | 4  | 5                             | 6    | 7    | 8    | 9    |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| mm   | 28,5                      | 28,5   | 28,0         | 28,0   | 28,0                          | 28,0 | 28,5 | 28,0 | 27,5 |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| mean effective press   | 5,9 bar                   | air temp.bef.comp.   | 25,7 °C      | air temp.aft.comp.   | 82 °C                         |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| torque   | 28,6 kNm                  | air temp.bef.cyl.  | 35 °C        | air press. bef.cyl.  | 524 mbar                      |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Governor   |                           | diff. press. cooler  | 14 mbar      | Firing Pressure  |                               |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Charge Air   |                           | air press. bef.cyl.  | 524 mbar     | max.press.ind.cock mean value  | 68 bar                        |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| air temp.bef.comp.   | 25,7 °C                   | diff. press. cooler  | 14 mbar      | Exhaust Gas  |                               |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| air temp.aft.comp.   | 82 °C                     | Firing Pressure  |              | exh.temp.aft.cyl. mean value   | 363 °C                        |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| air temp.bef.cyl.  | 35 °C                     | max.press.ind.cock mean value  | 68 bar       | exh.temp.bef.turb.   | 364 °C                        |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| air press. bef.cyl.  | 524 mbar                  | Exhaust Gas  |              | exh.temp.aft.turb.   | 305 °C                        |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| diff. press. cooler  | 14 mbar                   | exh.temp.aft.turb.   | 305 °C       | exh.press.bef.turb.  | 442 mbar                      |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Lubricating Oil  |                           | exh.press.bef.turb.  | 442 mbar     | exh.press.aft.turb.  | 5 mbar                        |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| lub.press.bef.eng.   | 4,2 bar                   | turbine speed  | 10 840 1/min | Lubricating Oil  |                               |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| lub.press.bef.turb.  | 1,8 bar                   | Lubricating Oil  |              | lub.temp.bef.eng.  | 53,8 °C                       |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Cooling Water  |                           | lub.temp.bef.eng.  | 53,8 °C      | lub.temp.aft.eng.  | 60,4 °C                       |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| water press.bef.eng.   | 2,9 bar                   | lub.temp.aft.turb.   | 60,2 °C      | Cooling Water  |                               |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| water press.bef.nozz.  | 3,4 bar                   | water temp.bef.eng.  | 85,4 °C      | water press.bef.eng.   | 2,9 bar                       |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| water press.bef.cooler (LT)                                    | 2,3 bar                   | water temp.aft.eng.  | 88,0 °C      | water press.bef.nozz.  | 3,4 bar                       |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| water temp.bef.cooler (HT)                                     | 84,8 °C                   | water temp.bef.nozz.   | 58,4 °C      | water temp.bef.cooler (HT)   | 84,8 °C                       |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| water temp.aft.cooler (HT)                                     | 85,4 °C                   | water temp.aft.nozz.   | 64,8 °C      | water temp.aft.cooler (HT)   | 85,4 °C                       |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| water temp.bef.cooler (LT)                                     | 32,2 °C                   | Bearing  |              | water temp.bef.cooler (LT)   | 32,2 °C                       |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| water temp.aft.cooler (LT)                                     | 34,3 °C                   | main bearing temperature   |              | water temp.aft.cooler (LT)   | 34,3 °C                       |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Bearing  |                           | splash oil temperature   |              | press. crankcase   | 0,5 mbar                      |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| No.  | 01                        | 1  | 2            | 3  | 4                             | 5    | 6    | 7    | 8    | 9  | 10 |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| °C   | 67                        | 69   | 72           | 73   | 72                            | 72   | 72   | 72   | 73   | 71 | 71 |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| °C   |                           |  |              |  |                               |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| press. crankcase   | 0,5 mbar                  | smoke index Bosch  | 0,20         | Remarks:   | <i>with charge air bypass</i> |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| pressure values above atmosphere                               | LT / HT = Low / High temp |  |              |  |                               |      |      |      |      |    |    |   |   |   |   |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |

Figur 14 Bänkttest 26% last MAN B&W 9L40/50

measurement-no: 27  
 50%, Abnahme, VIT -25  
 25.09.01, 10:49

**Performance Data**  
 eng. power 50 %



|                   |               |                       |                  |       |
|-------------------|---------------|-----------------------|------------------|-------|
| Motortype         | 9L 40/54      | barometric press.     | 963,6            | mbar  |
| Engine No.        | 1 120 145     | ambient temperature   | 25,7             | °C    |
| Turbocharger type | NA40 / SM1074 | relt. humidity        | 34               | %     |
| Turbocharger No.  | 1150500       | Luboil Spec.          | Shell Argina T40 |       |
| attached pumps    | 2             | Fuel oil spec.        | MDO              |       |
| Testbed No.       | 25            | lower cal. heat value | 41 757           | kJ/kg |
| Water brake Type  | Zöllner       | V.I.T.                | -25              |       |

|                      |                     |                           |             |
|----------------------|---------------------|---------------------------|-------------|
| <b>Power</b>         |                     | <b>Fuel</b>               |             |
| engine speed         | 550 1/min           | t fuel bef.eng.           | 25,0 °C     |
| waterbrake force     | 59,2 kN             | fuel press.bef.eng.       | 5,5 bar     |
| eng. power           | 3 251 kW            | fuel consumption          | 654 kg/h    |
| mean effective press | 11,6 bar            | S.F.O.C.(42700 kJ/kg,ISO) | 195,0 g/kWh |
| <del>torque</del>    | <del>56,5 kNm</del> |                           |             |

|                         |      |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-------------------------|------|----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| <b>Governor</b>         |      |    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| load indicator governor | 5,0  | -  |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| pump index mean value   | 39,3 | mm |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|                         |      |    | cyl. | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    |
|                         |      |    | mm   | 40,0 | 39,5 | 39,5 | 39,5 | 39,0 | 39,0 | 39,0 | 39,0 | 39,0 |

|                     |       |      |
|---------------------|-------|------|
| <b>Charge Air</b>   |       |      |
| air temp.bef.comp.  | 25,7  | °C   |
| air temp.aft.comp.  | 143   | °C   |
| air temp.bef.cyl.   | 37    | °C   |
| air press. bef.cyl. | 1 425 | mbar |
| diff. press. cooler | 19    | mbar |

|                                |     |     |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|--------------------------------|-----|-----|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| <b>Firing Pressure</b>         |     |     |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| max.press.ind. cock mean value | 107 | bar |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|                                |     |     | cyl. | 1   | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   |
|                                |     |     | bar  | 109 | 107 | 106 | 107 | 106 | 108 | 108 | 108 | 108 |

|                              |        |       |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|------------------------------|--------|-------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| <b>Exhaust Gas</b>           |        |       |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| exh.temp.aft.cyl. mean value | 374    | °C    |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| exh.temp.bef.turb.           | 413    | °C    |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| exh.temp.aft.turb.           | 303    | °C    |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| exh.press.bef.turb.          | 1 146  | mbar  |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| exh.press.aft.turb.          | 13     | mbar  |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| turbine speed                | 15 660 | 1/min |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|                              |        |       | cyl. | 1   | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   |
|                              |        |       | °C   | 366 | 377 | 366 | 377 | 364 | 375 | 385 | 372 | 384 |

|                        |     |     |                    |         |
|------------------------|-----|-----|--------------------|---------|
| <b>Lubricating Oil</b> |     |     |                    |         |
| lub.press.bef.eng.     | 4,2 | bar | lub.temp.bef.eng.  | 54,1 °C |
| lub.press.bef.turb.    | 1,7 | bar | lub.temp.aft.eng.  | 61,3 °C |
|                        |     |     | lub.temp.aft.turb. | 67,0 °C |

|                             |      |     |                      |         |
|-----------------------------|------|-----|----------------------|---------|
| <b>Cooling Water</b>        |      |     |                      |         |
| water press.bef.eng.        | 2,9  | bar | water temp.bef.eng.  | 85,5 °C |
| water press.bef.nozz.       | 3,4  | bar | water temp.aft.eng.  | 88,4 °C |
| water press.bef.cooler (LT) | 2,2  | bar | water temp.bef.nozz. | 58,9 °C |
|                             |      |     | water temp.aft.nozz. | 65,4 °C |
| water temp.bef.cooler (HT)  | 81,3 | °C  |                      |         |
| water temp.aft.cooler (HT)  | 85,5 | °C  |                      |         |
| water temp.bef.cooler (LT)  | 33,1 | °C  |                      |         |
| water temp.aft.cooler (LT)  | 36,5 | °C  |                      |         |

|                          |  |  |     |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|--------------------------|--|--|-----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| <b>Bearing</b>           |  |  |     |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
| main bearing temperature |  |  |     |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|                          |  |  | No. | 01 | 1  | 2  | 3  | 4  | 5  | 6  | 7  | 8  | 9  | 10 |
|                          |  |  | °C  | 70 | 71 | 75 | 76 | 75 | 75 | 75 | 74 | 76 | 74 | 72 |
| splash oil temperature   |  |  | °C  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |

|                  |     |      |                   |      |   |
|------------------|-----|------|-------------------|------|---|
| press. crankcase | 0,7 | mbar | smoke index Bosch | 0,10 | - |
|------------------|-----|------|-------------------|------|---|

pressure values above atmosphere LT / HT = Low / High temp

Remarks:



Figur 15 Bänkttest 50% last MAN B&W 9L40/50

measurement-no: 26  
75%, Abnahme, VIT -25  
25.09.01, 10:29

**Performance Data**  
eng. power 75 %



|                   |               |                       |                  |       |
|-------------------|---------------|-----------------------|------------------|-------|
| Motortype         | 9L 40/54      | barometric press.     | 963,8            | mbar  |
| Engine No.        | 1 120 145     | ambient temperature   | 25,2             | °C    |
| Turbocharger type | NA40 / SM1074 | relt. humidity        | 35               | %     |
| Turbocharger No.  | 1150500       | Luboil Spec.          | Shell Argina T40 |       |
| attached pumps    | 2             | Fuel oil spec.        | MDO              |       |
| Testbed No.       | 25            | lower cal. heat value | 41 757           | kJ/kg |
| Water brake Type  | Zöllner       | V.I.T.                | -25              |       |

|                      |                     |                           |             |
|----------------------|---------------------|---------------------------|-------------|
| <b>Power</b>         |                     | <b>Fuel</b>               |             |
| engine speed         | 550 1/min           | t fuel bef.eng.           | 24,9 °C     |
| waterbrake force     | 88,5 kN             | fuel press.bef.eng.       | 5,3 bar     |
| eng. power           | 4 871 kW            | fuel consumption          | 948 kg/h    |
| mean effective press | 17,4 bar            | S.F.O.C.(42700 kJ/kg,ISO) | 188,7 g/kWh |
| <del>torque</del>    | <del>84,5 kNm</del> |                           |             |

|                         |         |  |  |
|-------------------------|---------|--|--|
| <b>Governor</b>         |         |  |  |
| load indicator governor | 6,5 -   |  |  |
| pump index mean value   | 51,6 mm |  |  |

|                     |            |  |  |
|---------------------|------------|--|--|
| <b>Charge Air</b>   |            |  |  |
| air temp.bef.comp.  | 25,4 °C    |  |  |
| air temp.aft.comp.  | 195 °C     |  |  |
| air temp.bef.cyl.   | 40 °C      |  |  |
| air press. bef.cyl. | 2 377 mbar |  |  |
| diff. press. cooler | 24 mbar    |  |  |

|                               |         |  |  |
|-------------------------------|---------|--|--|
| <b>Firing Pressure</b>        |         |  |  |
| max.press.ind.cock mean value | 143 bar |  |  |

|                              |              |  |  |
|------------------------------|--------------|--|--|
| <b>Exhaust Gas</b>           |              |  |  |
| exh.temp.aft.cyl. mean value | 410 °C       |  |  |
| exh.temp.bef.turb.           | 448 °C       |  |  |
| exh.temp.aft.turb.           | 293 °C       |  |  |
| exh.press.bef.turb.          | 2 047 mbar   |  |  |
| exh.press.aft.turb.          | 28 mbar      |  |  |
| turbine speed                | 18 860 1/min |  |  |

|                        |         |                    |         |
|------------------------|---------|--------------------|---------|
| <b>Lubricating Oil</b> |         |                    |         |
| lub.press.bef.eng.     | 4,2 bar | lub.temp.bef.eng.  | 54,6 °C |
| lub.press.bef.turb.    | 1,7 bar | lub.temp.aft.eng.  | 62,0 °C |
|                        |         | lub.temp.aft.turb. | 70,7 °C |

|                             |         |                      |         |
|-----------------------------|---------|----------------------|---------|
| <b>Cooling Water</b>        |         |                      |         |
| water press.bef.eng.        | 3,0 bar | water temp.bef.eng.  | 84,4 °C |
| water press.bef.nozz.       | 3,4 bar | water temp.aft.eng.  | 88,6 °C |
| water press.bef.cooler (LT) | 2,2 bar | water temp.bef.nozz. | 59,4 °C |
| water temp.bef.cooler (HT)  | 75,0 °C | water temp.aft.nozz. | 66,1 °C |
| water temp.aft.cooler (HT)  | 84,4 °C |                      |         |
| water temp.bef.cooler (LT)  | 32,8 °C |                      |         |
| water temp.aft.cooler (LT)  | 37,6 °C |                      |         |

|                          |  |  |
|--------------------------|--|--|
| <b>Bearing</b>           |  |  |
| main bearing temperature |  |  |
| splash oil temperature   |  |  |

|                  |          |                   |        |
|------------------|----------|-------------------|--------|
| press. crankcase | 0,8 mbar | smoke index Bosch | 0,10 - |
|------------------|----------|-------------------|--------|

pressure values above atmosphere LT / HT = Low / High temp

Remarks:



**Figur 16 Bänktest 75% last MAN B&W 9L40/50**

measurement-no: 25  
 85%, Abnahme, VIT +15  
 25.09.01, 10:04

**Performance Data**

eng. power 85 %



|                   |               |                       |                  |       |
|-------------------|---------------|-----------------------|------------------|-------|
| Motortype         | 9L 40/54      | barometric press.     | 963,9            | mbar  |
| Engine No.        | 1 120 145     | ambient temperature   | 23,6             | °C    |
| Turbocharger type | NA40 / SM1074 | relt. humidity        | 37               | %     |
| Turbocharger No.  | 1150500       | Luboil Spec.          | Shell Argina T40 |       |
| attached pumps    | 2             | Fuel oil spec.        | MDO              |       |
| Testbed No.       | 25            | lower cal. heat value | 41 757           | kJ/kg |
| Water brake Type  | Zöllner       | V.I.T.                | + 15             |       |

|                      |           |                           |             |
|----------------------|-----------|---------------------------|-------------|
| <b>Power</b>         |           | <b>Fuel</b>               |             |
| engine speed         | 549 1/min | t fuel bef.eng.           | 28,5 °C     |
| waterbrake force     | 100,3 kN  | fuel press.bef.eng.       | 5,2 bar     |
| eng. power           | 5 508 kW  | fuel consumption          | 1 059 kg/h  |
| mean effective press | 19,7 bar  | S.F.O.C.(42700 kJ/kg,ISO) | 186,5 g/kWh |
| <b>Torque</b>        | 35,8 kNm  |                           |             |

|                         |         |      |  |
|-------------------------|---------|------|--|
| <b>Governor</b>         |         |      |  |
| load indicator governor | 7,1 -   | cyl. | 1 2 3 4 5 6 7 8 9                            |
| pump index mean value   | 56,1 mm | mm   | 56,5 56,0 56,0 56,0 56,0 56,5 56,5 56,0 55,5 |

|                     |            |
|---------------------|------------|
| <b>Charge Air</b>   |            |
| air temp.bef.comp.  | 25,0 °C    |
| air temp.aft.comp.  | 205 °C     |
| air temp.bef.cyl.   | 41 °C      |
| air press. bef.cyl. | 2 561 mbar |
| diff. press. cooler | 26 mbar    |

|                               |   |
|-------------------------------|---|
| <b>Firing Pressure</b>        |   |
| max.press.ind.cock mean value | 170 bar                                 |
|                               | cyl. 1 2 3 4 5 6 7 8 9                  |
|                               | bar 171 168 168 169 169 171 169 171 171 |

|                              |  |
|------------------------------|--|
| <b>Exhaust Gas</b>           |  |
| exh.temp.aft.cyl. mean value | 417 °C                                 |
| exh.temp.bef.turb.           | 457 °C                                 |
| exh.temp.aft.turb.           | 295 °C                                 |
| exh.press.bef.turb.          | 2 239 mbar                             |
| exh.press.aft.turb.          | 32 mbar                                |
| turbine speed                | 19 410 1/min                           |
|                              | cyl. 1 2 3 4 5 6 7 8 9                 |
|                              | °C 409 425 405 421 404 418 425 414 434 |

|                        |         |
|------------------------|---------|
| <b>Lubricating Oil</b> |         |
| lub.press.bef.eng.     | 4,1 bar |
| lub.press.bef.turb.    | 1,7 bar |
| lub.temp.bef.eng.      | 54,4 °C |
| lub.temp.aft.eng.      | 62,6 °C |
| lub.temp.aft.turb.     | 72,1 °C |

|                             |         |
|-----------------------------|---------|
| <b>Cooling Water</b>        |         |
| water press.bef.eng.        | 3,0 bar |
| water press.bef.nozz.       | 3,4 bar |
| water press.bef.cooler (LT) | 2,3 bar |
| water temp.bef.cooler (HT)  | 73,0 °C |
| water temp.aft.cooler (HT)  | 83,3 °C |
| water temp.bef.cooler (LT)  | 32,8 °C |
| water temp.aft.cooler (LT)  | 38,2 °C |
| water temp.bef.eng.         | 83,3 °C |
| water temp.aft.eng.         | 88,0 °C |
| water temp.bef.nozz.        | 59,9 °C |
| water temp.aft.nozz.        | 66,5 °C |

|                          |                                  |
|--------------------------|----------------------------------|
| <b>Bearing</b>           |                                  |
| main bearing temperature | No. 01 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10      |
| °C                       | 73 73 78 79 78 78 78 79 77 77 74 |
| splash oil temperature   | °C                               |

|                  |          |                   |        |
|------------------|----------|-------------------|--------|
| press. crankcase | 1,0 mbar | smoke index Bosch | 0,10 - |
|------------------|----------|-------------------|--------|

pressure values above atmosphere LT / HT = Low / High temp

Remarks:



**Figur 17 Bänkttest 85% last MAN B&W 9L40/50**

measurement-no: 23  
100%, Abnahme, VIT +15  
25.09.01, 08:50

Performance Data

eng. power 100 %



|                   |               |                       |                  |       |
|-------------------|---------------|-----------------------|------------------|-------|
| Motortype         | 9L 40/54      | barometric press.     | 963,5            | mbar  |
| Engine No.        | 1 120 145     | ambient temperature   | 23,7             | °C    |
| Turbocharger type | NA40 / SM1074 | relt. humidity        | 38               | %     |
| Turbocharger No.  | 1150500       | Luboil Spec.          | Shell Argina T40 |       |
| attached pumps    | 2             | Fuel oil spec.        | MDO              |       |
| Testbed No.       | 25            | lower cal. heat value | 41 757           | kJ/kg |
| Water brake Type  | Zöllner       | V.I.T.                | + 15             |       |

|                      |                      |                           |             |
|----------------------|----------------------|---------------------------|-------------|
| <b>Power</b>         |                      | <b>Fuel</b>               |             |
| engine speed         | 549 1/min            | t fuel bef.eng.           | 28,6 °C     |
| waterbrake force     | 118,0 kN             | fuel press.bef.eng.       | 5,1 bar     |
| eng. power           | 6 482 kW             | fuel consumption          | 1 249 kg/h  |
| mean effective press | 23,2 bar             | S.F.O.C.(42700 kJ/kg,ISO) | 186,8 g/kWh |
| <del>torque</del>    | <del>412,7 kNm</del> |                           |             |

|                         |         |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-------------------------|---------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| <b>Governor</b>         |         | cyl. | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    |
| load indicator governor | 8,1 -   | mm   | 64,0 | 64,5 | 64,5 | 64,0 | 64,0 | 64,0 | 64,0 | 64,0 | 64,0 |
| pump index mean value   | 64,1 mm |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |

**Charge Air**

|                     |            |
|---------------------|------------|
| air temp.bef.comp.  | 25,8 °C    |
| air temp.aft.comp.  | 228 °C     |
| air temp.bef.cyl.   | 43 °C      |
| air press. bef.cyl. | 2 982 mbar |
| diff. press. cooler | 27 mbar    |

|                               |         |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|-------------------------------|---------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| <b>Firing Pressure</b>        |         | cyl. | 1   | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   |
| max.press.ind.cock mean value | 187 bar | bar  | 187 | 185 | 185 | 186 | 187 | 188 | 188 | 188 | 188 |

|                              |              |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|------------------------------|--------------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| <b>Exhaust Gas</b>           |              | cyl. | 1   | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   |
| exh.temp.aft.cyl. mean value | 450 °C       | °C   | 441 | 462 | 436 | 454 | 434 | 449 | 458 | 448 | 468 |
| exh.temp.bef.turb.           | 490 °C       |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| exh.temp.aft.turb.           | 308 °C       |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| exh.press.bef.turb.          | 2 688 mbar   |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| exh.press.aft.turb.          | 41 mbar      |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| turbine speed                | 20 760 1/min |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |

**Lubricating Oil**

|                     |         |                    |         |
|---------------------|---------|--------------------|---------|
| lub.press.bef.eng.  | 4,1 bar | lub.temp.bef.eng.  | 53,7 °C |
| lub.press.bef.turb. | 1,7 bar | lub.temp.aft.eng.  | 62,5 °C |
|                     |         | lub.temp.aft.turb. | 74,5 °C |

**Cooling Water**

|                             |         |                      |         |
|-----------------------------|---------|----------------------|---------|
| water press.bef.eng.        | 3,0 bar | water temp.bef.eng.  | 83,5 °C |
| water press.bef.nozz.       | 3,4 bar | water temp.aft.eng.  | 88,7 °C |
| water press.bef.cooler (LT) | 2,3 bar | water temp.bef.nozz. | 57,3 °C |
|                             |         | water temp.aft.nozz. | 64,4 °C |
| water temp.bef.cooler (HT)  | 70,2 °C |                      |         |
| water temp.aft.cooler (HT)  | 83,4 °C |                      |         |
| water temp.bef.cooler (LT)  | 33,2 °C |                      |         |
| water temp.aft.cooler (LT)  | 39,4 °C |                      |         |

|                          |  |     |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|--------------------------|--|-----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| <b>Bearing</b>           |  | No. | 01 | 1  | 2  | 3  | 4  | 5  | 6  | 7  | 8  | 9  | 10 |
| main bearing temperature |  | °C  | 71 | 74 | 79 | 80 | 78 | 79 | 79 | 77 | 80 | 78 | 74 |
| splash oil temperature   |  | °C  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |

press. crankcase 1,1 mbar smoke index Bosch 0,10 -

pressure values above atmosphere LT / HT = Low / High temp

Remarks:



Figur 18 Bänkttest 100% last MAN B&W 9L40/50

measurement-no: 24  
 110%, Abnahme, VIT +15  
 25.09.01, 09:33

**Performance Data**  
 eng. power 110 %



|                   |               |                       |                  |       |
|-------------------|---------------|-----------------------|------------------|-------|
| Motortype         | 9L 40/54      | barometric press.     | 963,8            | mbar  |
| Engine No.        | 1 120 145     | ambient temperature   | 24,2             | °C    |
| Turbocharger type | NA40 / SM1074 | relt. humidity        | 37               | %     |
| Turbocharger No.  | 1150500       | Luboil Spec.          | Shell Argina T40 |       |
| attached pumps    | 2             | Fuel oil spec.        | MDO              |       |
| Testbed No.       | 25            | lower cal. heat value | 41 757           | kJ/kg |
| Water brake Type  | Zöllner       | V.I.T.                | + 15             |       |

|                      |                      |                           |             |
|----------------------|----------------------|---------------------------|-------------|
| <b>Power</b>         |                      | <b>Fuel</b>               |             |
| engine speed         | 550 1/min            | t fuel bef.eng.           | 28,0 °C     |
| waterbrake force     | 129,6 kN             | fuel press.bef.eng.       | 4,9 bar     |
| eng. power           | 7 126 kW             | fuel consumption          | 1 394 kg/h  |
| mean effective press | 25,5 bar             | S.F.O.C.(42700 kJ/kg,ISO) | 189,6 g/kWh |
| <del>torque</del>    | <del>123,8 kNm</del> |                           |             |

|                         |         |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-------------------------|---------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| <b>Governor</b>         |         | cyl. | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    |
| load indicator governor | 8,8 -   | mm   | 70,0 | 70,0 | 70,0 | 69,5 | 69,0 | 69,0 | 69,5 | 69,0 | 69,0 |
| pump index mean value   | 69,4 mm |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |

|                     |            |
|---------------------|------------|
| <b>Charge Air</b>   |            |
| air temp.bef.comp.  | 26,8 °C    |
| air temp.aft.comp.  | 245 °C     |
| air temp.bef.cyl.   | 44 °C      |
| air press. bef.cyl. | 3 216 mbar |
| diff. press. cooler | 27 mbar    |

|                               |         |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|-------------------------------|---------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| <b>Firing Pressure</b>        |         | cyl. | 1   | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   |
| max.press.ind.cock mean value | 195 bar | bar  | 196 | 193 | 194 | 193 | 196 | 197 | 196 | 196 | 197 |

|                              |              |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|------------------------------|--------------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| <b>Exhaust Gas</b>           |              | cyl. | 1   | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   |
| exh.temp.aft.cyl. mean value | 488 °C       | °C   | 480 | 499 | 472 | 492 | 469 | 485 | 497 | 489 | 512 |
| exh.temp.bef.turb.           | 526 °C       |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| exh.temp.aft.turb.           | 331 °C       |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| exh.press.bef.turb.          | 2 936 mbar   |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| exh.press.aft.turb.          | 46 mbar      |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
| turbine speed                | 21 710 1/min |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |

|                        |         |                    |         |
|------------------------|---------|--------------------|---------|
| <b>Lubricating Oil</b> |         | lub.temp.bef.eng.  | 53,8 °C |
| lub.press.bef.eng.     | 4,1 bar | lub.temp.aft.eng.  | 63,1 °C |
| lub.press.bef.turb.    | 1,7 bar | lub.temp.aft.turb. | 77,3 °C |

|                             |         |                      |         |
|-----------------------------|---------|----------------------|---------|
| <b>Cooling Water</b>        |         | water temp.bef.eng.  | 82,4 °C |
| water press.bef.eng.        | 3,0 bar | water temp.aft.eng.  | 88,4 °C |
| water press.bef.nozz.       | 3,4 bar | water temp.bef.nozz. | 59,7 °C |
| water press.bef.cooler (LT) | 2,3 bar | water temp.aft.nozz. | 66,7 °C |
| water temp.bef.cooler (HT)  | 67,0 °C |                      |         |
| water temp.aft.cooler (HT)  | 82,5 °C |                      |         |
| water temp.bef.cooler (LT)  | 32,9 °C |                      |         |
| water temp.aft.cooler (LT)  | 39,4 °C |                      |         |

|                          |  |     |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|--------------------------|--|-----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| <b>Bearing</b>           |  | No. | 01 | 1  | 2  | 3  | 4  | 5  | 6  | 7  | 8  | 9  | 10 |
| main bearing temperature |  | °C  | 73 | 74 | 79 | 81 | 79 | 79 | 80 | 78 | 80 | 78 | 74 |
| splash oil temperature   |  | °C  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |

|                  |          |                   |        |
|------------------|----------|-------------------|--------|
| press. crankcase | 1,1 mbar | smoke index Bosch | 0,10 - |
|------------------|----------|-------------------|--------|

pressure values above atmosphere LT / HT = Low / High temp

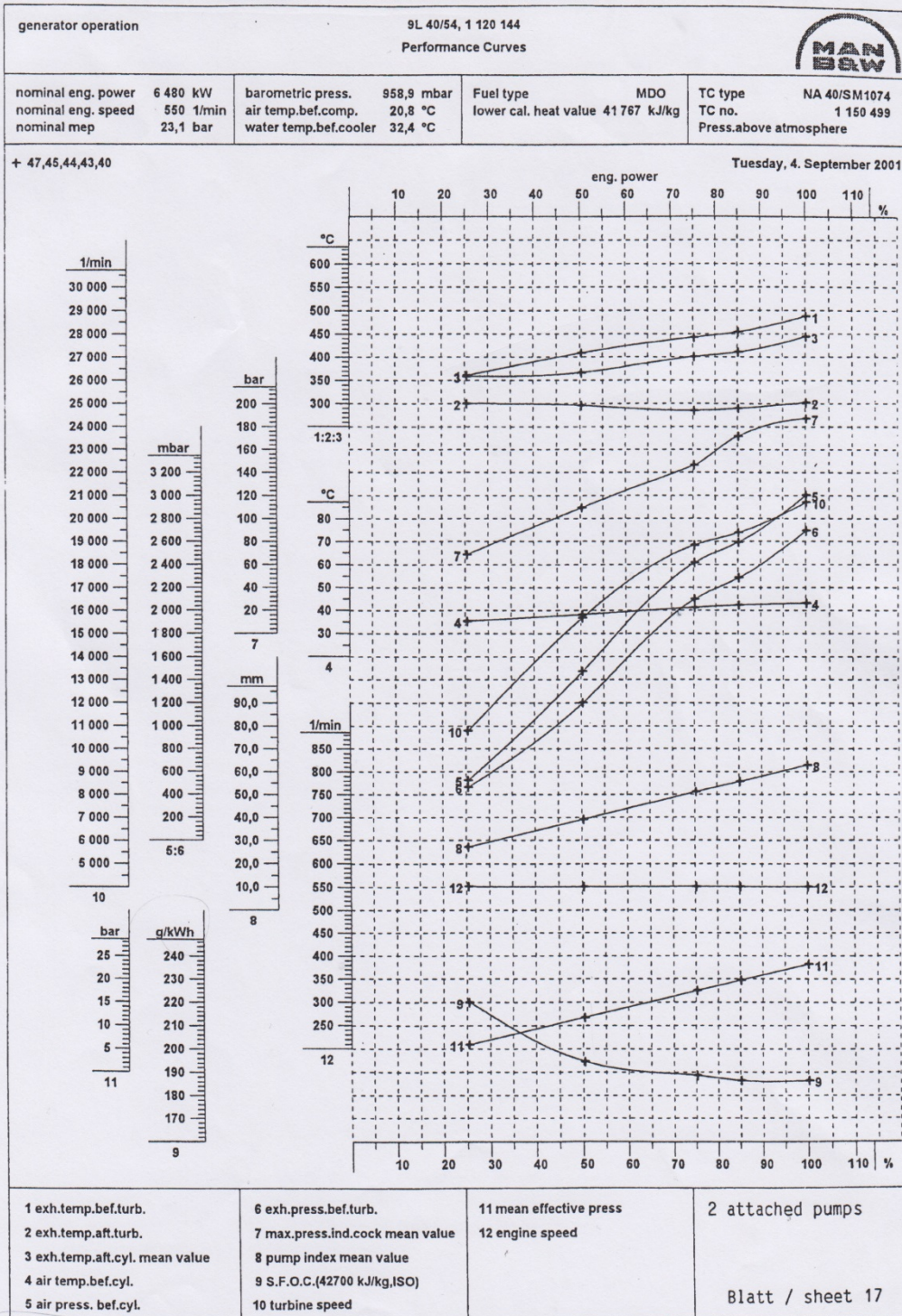
Remarks:



**Figur 19 Bänkttest 110% last MAN B&W 9L40/50**



*Kan vara för annan maskin!*



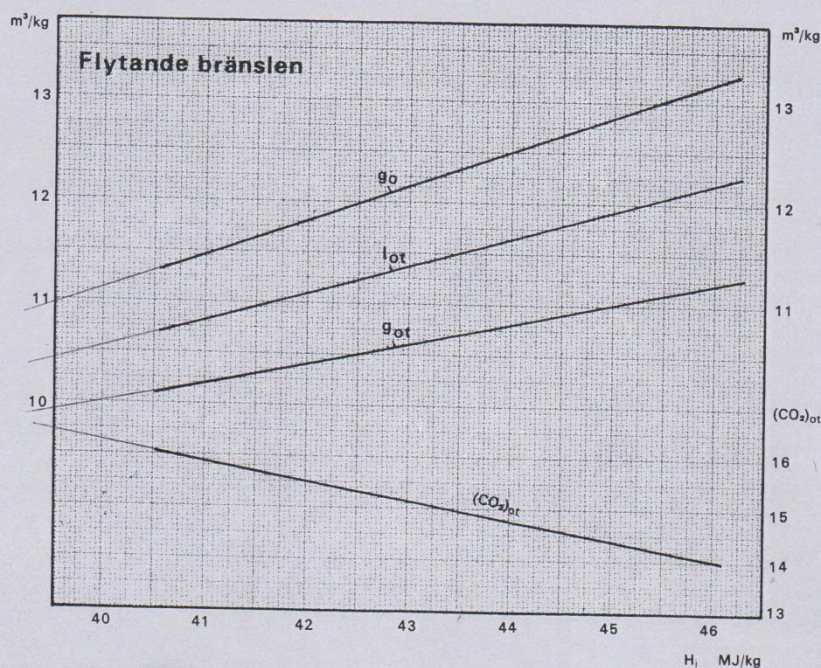
Figur 20 Bänkttest MAN B&W 9L40/50

## FÖRBRÄNNINGSTEKNISKA DATA

### Flytande och fasta bränslen

Volym vid 0° C, 1 bar

| Bränsle                   | Molv.   | Syre  | Luft               | Rökgas   |          | $(CO_2)_{ot}$ | Eff. värmev. |                   |
|---------------------------|---------|-------|--------------------|----------|----------|---------------|--------------|-------------------|
|                           |         |       |                    | $l_{ot}$ | $g_{ot}$ |               | $g_o$        | $H_i$             |
|                           |         |       | m <sup>3</sup> /kg |          |          | %             | MJ/kg        | MJ/m <sup>3</sup> |
| Kol                       | 12,011  | 1,89  | 9,00               | 9,00     | 9,00     | 20,95         | 34,00        | —                 |
| Väte<br>(atomv. = 1,0080) |         | 5,65  | 27,00              | 21,35    | 32,65    | —             | 120,0        | —                 |
| Syre<br>(atomv. = 16,000) |         | -0,71 | -3,38              | -2,67    | -2,67    | —             | —            | —                 |
| Kväve<br>(atomv. = 14,01) |         | —     | —                  | 0,81     | 0,81     | —             | —            | —                 |
| Vatten                    | 18,016  | —     | —                  | —        | 1,265    | —             | —            | —                 |
| 1. Metanol                | 32,043  | 1,065 | 5,08               | 4,72     | 6,15     | 15,00         | 19,8         | 27,6              |
| 2. Etanol                 | 46,070  | 1,48  | 7,06               | 6,56     | 8,04     | 15,05         | 27,1         | 55,0              |
| 3. Bensen                 | 78,108  | 2,18  | 10,50              | 10,05    | 10,92    | 17,38         | 40,3         | 138               |
| 4. Heptan                 | 100,205 | 2,50  | 11,90              | 11,00    | 12,80    | 14,45         | 44,7         | 197               |
| 5. Oktan                  | 114,232 | 2,49  | 11,85              | 10,97    | 12,77    | 14,50         | 44,6         | 224               |
| 6. Bensin                 | —       | 2,455 | 11,71              | 10,84    | 12,54    | 14,77         | 44,0         | —                 |
| 7. Eldningsolja           | —       | 2,317 | 11,03              | 10,36    | 11,72    | 15,7          | 41,6         | —                 |
| 8. Stenkol                | —       | 1,857 | 8,85               | 8,59     | 9,21     | 18,65         | 33,56        | —                 |
| 9. Ved (torrsbst.)        | —       | 0,937 | 4,54               | 4,61     | 5,30     | 20,4          | 18,73        | —                 |
| 10. Torv (torrsbst.)      | —       | 1,17  | 5,62               | 5,51     | 6,11     | 19,2          | 21,0         | —                 |



25

Figur 21 Förbränningsteknisk data

## Appendix – Driftsdata

**Report Name:** exjobbare  
**Description:** No Description  
**Report Creator:** stena  
**Report Location:** Personal office/RFPH/exjobbare.xanalyzer  
**Created on:** Apr 28, 2015 7:36:08 AM  
**Cube:** AutomationAndVoyageReporting  
**Date Exported:** Apr 28, 2015 7:36:08 AM  
**Filters Used:** Ship includes Stena Scandinavica

| Ship               |               |                               |                        |                            |                 |                                  |                           |                          |                             |
|--------------------|---------------|-------------------------------|------------------------|----------------------------|-----------------|----------------------------------|---------------------------|--------------------------|-----------------------------|
| Stena Scandinavica |               |                               |                        |                            |                 |                                  |                           |                          |                             |
| Month (UTC)        | Tot Aux (kWh) | Propulsion Power (kWh at sea) | Shore connection (kWh) | FuelMassFlowME Total(kg/h) | ME SFOC (g/kWh) | FuelmassflowME Total (kg) at sea | ME Shaft Gen El-Consumers | Bow Thruster Tot Cons kW | ME Shaft Generators Tot kWh |
| May                | 782033,78     | 5 040 688,75                  | -                      | -                          | -               | -                                | -10 160                   | 10 160                   | -                           |
| June               | 828725,35     | 5 067 940,00                  | -                      | -                          | -               | -                                | -10 181                   | 10 181                   | -                           |
| July               | 975810,83     | 5 098 144,09                  | -                      | -                          | -               | -                                | -10 718                   | 10 718                   | -                           |
| August             | 777235,47     | 4 278 855,28                  | -                      | -                          | -               | -                                | -8 153                    | 8 153                    | -                           |
| September          | 803209,52     | 5 132 192,00                  | -                      | -                          | -               | -                                | -9 186                    | 9 186                    | -                           |
| October            | 819924,77     | 5 568 931,66                  | -                      | -                          | -               | -                                | -16 036                   | 16 036                   | -                           |
| November           | 754271,45     | 5 370 669,88                  | 170785,66              | -                          | -               | -                                | -10 877                   | 10 877                   | -                           |
| December           | 779793,38     | 4 297 140,69                  | 278234,00              | 1009,94                    | 174,82          | 751229,83                        | -11 597                   | 11 597                   | -                           |
| January            | 813675,57     | 4 324 447,77                  | 230525,75              | 1761,73                    | 303,10          | 1310726,60                       | -11 014                   | 11 014                   | -                           |
| February           | 764693,80     | 4 945 778,43                  | 189437,69              | 1752,95                    | 238,18          | 1177981,36                       | -10 555                   | 10 555                   | -                           |
| March              | 446547,51     | 2 019 335,03                  | 91104,35               | 874,83                     | 233,87          | 472259,84                        | -4 661                    | 4 661                    | -                           |
| April              | 685433,98     | 4 968 177,94                  | 179057,97              | 1615,78                    | 230,21          | 1143699,58                       | -13 522                   | 13 522                   | -                           |
| May                | 624678,00     | 3 919 554,17                  | 96726,61               | 1547,99                    | 230,25          | 902477,87                        | -8 132                    | 8 132                    | -                           |
| June               | 780255,11     | 4 748 038,90                  | 193186,31              | 1557,03                    | 236,06          | 1120798,79                       | -10 002                   | 10 002                   | -                           |
| July               | 926433,98     | 4 746 117,81                  | 187626,57              | 1440,98                    | 225,89          | 1072092,15                       | -10 112                   | 10 112                   | -                           |
| August             | 788056,90     | 4 330 233,19                  | 218231,93              | 1529,46                    | 237,12          | 1026778,46                       | -8 622                    | 8 622                    | -                           |
| September          | 791383,24     | 4 791 228,94                  | 227792,64              | 1564,11                    | 235,05          | 1126160,94                       | -4 382                    | 4 382                    | -                           |
| October            | 704970,17     | 4 546 254,30                  | 195510,63              | 1610,44                    | 240,70          | 1094295,02                       | -4 218                    | 4 218                    | -                           |
| November           | 685582,81     | 4 960 357,25                  | 178825,33              | 1552,74                    | 225,38          | 1117970,72                       | -5 165                    | 5 165                    | -                           |
| December           | 728514,00     | 4 714 189,67                  | 219558,17              | 1458,47                    | 230,18          | 1085104,17                       | -4 348                    | 4 348                    | -                           |
| January            | 642713,33     | 4 460 032,00                  | 177403,83              | 1540,80                    | 223,86          | 998440,50                        | -5 678                    | 5 678                    | -                           |
| February           | 657313,79     | 4 364 926,18                  | 204457,61              | 1465,42                    | 225,55          | 984519,64                        | -4 509                    | 4 509                    | -                           |
| March              | 672634,01     | 5 014 816,61                  | 210581,51              | 1514,26                    | 224,66          | 1126610,71                       | -5 836                    | 5 836                    | -                           |
| April              | 566953,17     | 4 322 440,83                  | 174113,50              | 2009,18                    | 293,54          | 1268795,67                       | -5 540                    | 5 540                    | -                           |

Figur 22 Driftsdata 1

**Report Name:** exjobbare2  
**Description:** No Description  
**Report Creator:** stena  
**Report Location:** Personal office/RPH/exjobbare.xanalyzer  
**Created on:** Apr 28, 2015 7:48:10 AM  
**Cube:** AutomationAndVoyageReporting  
**Date Exported:** Apr 28, 2015 7:48:10 AM  
**Filters Used:** Ship includes Stena Scandinavica  
 Month (UTC) includes previous 18 Month (UTC)

| Ship               |             |                    |                     |                  |
|--------------------|-------------|--------------------|---------------------|------------------|
| Stena Scandinavica |             |                    |                     |                  |
| Month (UTC)        | Tot Aux kwh | Tot Aux kWh at sea | Tot Aux kWh in port | Shore connection |
| October            | 819924,77   | 619008,00          | 200916,77           | -                |
| November           | 754271,45   | 543376,80          | 210894,65           | 170785,66        |
| December           | 779793,38   | 572037,59          | 207755,80           | 278234,00        |
| January            | 813675,57   | 612245,04          | 201430,53           | 230525,75        |
| February           | 764693,80   | 508294,08          | 256399,72           | 189437,69        |
| March              | 446547,51   | 330674,91          | 115872,60           | 91104,35         |
| April              | 685433,98   | 494817,97          | 190616,01           | 179057,97        |
| May                | 624678,00   | 448810,89          | 175867,11           | 96726,61         |
| June               | 780255,11   | 561095,69          | 219159,42           | 193186,31        |
| July               | 926433,98   | 677836,08          | 248597,90           | 187626,57        |
| August             | 788056,90   | 479788,51          | 308268,39           | 218231,93        |
| September          | 791383,24   | 670910,40          | 120472,84           | 227792,64        |
| October            | 704970,17   | 532048,50          | 172921,67           | 195510,63        |
| November           | 685582,81   | 493524,00          | 192058,81           | 178825,33        |
| December           | 728514,00   | 549079,44          | 179434,56           | 219558,17        |
| January            | 642713,33   | 469443,60          | 173269,73           | 177403,83        |
| February           | 657313,79   | 441407,94          | 215905,86           | 204457,61        |
| March              | 672634,01   | 507928,80          | 164705,21           | 210581,51        |

**Figur 23 Driftsdata 2**