



CHALMERS



Spillvärmeåtervinning via avgaspanna

En jämförande analys av våt-ångturbin och skruvexpander

Examensarbete inom Sjöingenjörsprogrammet

Fredrik Tidblad

Jesper Johansson

RAPPORTNR. SI-17/204

Spillvärmeåtervinning via avgaspanna
En jämförande analys av våt-ångturbin och skruvexpander

FREDRIK TIDBLAD
JESPER JOHANSSON

Institutionen för sjöfart och marin teknik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige, 2017

Spillvärmeåtervinning via avgaspanna

En jämförande analys av våt-ångturbin och skruvexpander

Waste heat recovery by using the exhaust gas boiler

A comparative analysis of wet-steam turbine and steam screw expander

FREDRIK TIDBLAD

JESPER JOHANSSON

© FREDRIK TIDBLAD, 2017.

© JESPER JOHANSSON, 2017.

Rapportnr. SI-17/204

Institutionen för sjöfart och marin teknik

Chalmers tekniska högskola

SE-412 96 Göteborg

Sverige

Telefon + 46 (0)31-772 1000

Omslag:

M/S Stena Saga (Stena Line, 2010)

Tryckt av Chalmers

Göteborg, Sverige, 2017

Spillvärmeåtervinning via avgaspanna

En jämförande analys av våt-ångturbin och skruvexpander

FREDRIK TIDBLAD

JESPER JOHANSSON

Institutionen för sjöfart och marin teknik

Chalmers tekniska högskola

Sammanfattning

Sedan årsskiftet till 2015 gäller för fartyg, som seglar i vatten runt bland annat Sverige, att det bränsle som brukas för framdrivning och elförsörjning ombord inte får utgöras av mer än 0.1 procent svavel. Regelskärpningen resulterade i att fartyg bytte bränsle. Bytet i sin tur kan ha skett till ett mer lättflytande bränsle. Ett mer lättflytande bränsle kräver inte samma uppvärmning som tidigare. Det reducerade uppvärmningsbehovet kan resultera i att ett fartygs ångproduktionsanläggning, som är dimensionerat efter ett större behov, nu behöver kyla ner ånga till kondensat. Arbetet redogör för hur ett fartyg kan ta vara på denna energikälla genom att låta ångan, istället för att nedkylas, expandera i en kraftverksanläggning.

En kvalitativ och delvis kvantitativ fallstudie har utförts på fartyget Stena Saga. Data har primärt samlats in genom egna observationer. Vid observationer har fältanteckningar förts. Viss information har även inhämtats genom att läsa manualer för fartygets maskinkomponenter. För att bekräfta uppfattningen från observationer har maskinpersonal svarat på frågor.

I arbetet ges ett resultat som visar vilken energi som finns att utnyttja i den ånga som annars kyls ner. En jämförelse mellan våt-ångturbin och skruvexpander görs. Arbetet visar också på hur ett fartygs olika lastförhållanden kan påverka ett eventuellt beslut att installera ångturbin.

Resultatet visar på en markant skillnad i effektuttag mellan de olika systemen. En våt-ångturbin har ungefär ett dubbel så högt effektuttag jämfört med en skruvexpander, men med en liknande återbetalningstid då systemet kostar olika mycket. Båda systemens återbetalningstid är runt 9 år.

Nyckelord: Energieffektivisering, spillvärmeåtervinning, våt-ångturbin, skruvexpander, ångkraftanläggning, fartyg

Abstract

Since 2015, ships operating in waters around Sweden are not allowed to use fuel for propulsion and power supply on board with a sulphur content of 0.1 percent or more. The stricter rules resulted in ships exchanging their fuels. The change of fuel could be to a more fluid fuel. A more fluid fuel does not require the same amount of heating as the previously used fuels. The reduced heating requirement can result in a ship's steam production plant, which is dimensioned to a greater need, now having to cool down steam to condensate. This thesis explains how a ship can recover this energy source by allowing steam to expand through a power plant instead of cooling it.

A qualitative case study has been carried out on the vessel Stena Saga. Data has been collected primarily through own observations. During the observations, field notes have been taken. Some information has also been obtained by reading manuals for the vessel's machine components. In order to confirm the perception of observations, machine personnel have answered questions.

The study gives a result that shows how much energy that is available to use in the steam that otherwise has to be cooled down. A comparison of two different power plants is made. The work also shows how a ship's various load conditions can affect a possible decision to install a steam turbine.

The result shows a significant difference in power outtakes between the different systems, but with a similar pay-back time because of the systems different prices. Both systems pay-back time is around 9 years.

Keywords: Energy efficiency, waste heat recovery, wet-steam turbine, steam screw expander, steam power plant, ship

Förord

Författarna vill tacka handledare Cecilia Gabriellii för all hjälp och allt stöd hon givit under rapportskrivningen.

Ännu ett stort tack till Weckman AB och Heliex Power Ltd. som varit till stor hjälp med information och fakta kring de system de förmedlar.

Vidare vill författarna tacka Stena Line, och speciellt Stena Sagas maskinbesättning, för att ni välkomnade oss till ett studiebesök och för att ni tog er tid att hjälpa till med de observationer som gjorts.

Innehållsförteckning

Sammanfattning	i
Abstract	ii
Förord	ii
Figurförteckning	vi
Tabellförteckning	vi
Terminologi	vii
1 Inledning	1
1.1 Syfte	2
1.2 Frågeställning	2
1.3 Avgränsningar	2
2 Bakgrund	3
2.1 Tidigare studier	3
2.2 Ångbildningsprocesser	4
2.3 Rankinecykeln	5
2.4 Ångturbin	8
2.5 Skruvexpander	8
2.6 Marina ångsystem	10
2.6.1 Låg- mellan- och högtrycksystem	10
2.6.2 Ångprocessen och dess huvudkomponenter	10
2.6.3 Kringutrustning	12
2.7 Stena Saga	13
2.8 Förbränning av fossila bränslen och dess miljöpåverkan	15
3 Metod	17
3.1 Studiens metod	17
3.2 Redogörelse för beräkningar och driftfall	17
4 Resultat	19
4.1 Ångturbin	19

4.2 Skruvexpander	19
4.3 Jämförande analys	20
5 Diskussion	23
5.1 Resultatdiskussion	23
5.2 Metoddiskussion	25
6 Slutsatser	26
6.1 Slutledning	26
6.2 Förslag på vidare studier	26
Referenser	27
Bilaga 1. Redogörelse för antagande av sjövattenflöde genom dumpkondensor	29
Bilaga 2. Beräkning och analys av ångflöden vid olika driftsfall	31
Bilaga 3. Beräkning av bränslebesparing med våt-ångturbindrif	34
Bilaga 4. Beräkning av bränslebesparing med skruvexpander	36

Figurförteckning

- Figur 1. Bild som förklarar Carnotprocess**
- Figur 2. Bild som förklarar Rankinecykel**
- Figur 3. Bild som förklarar Rankinecykeln med överhettning**
- Figur 4. Sprängskiss av en skruvexpander**
- Figur 5. Ritning marint ångsystem**
- Figur 6. Karta och rutt för Stena Saga**
- Figur 7. Jämförelse av skruvexpander och ångturbin**

Tabellförteckning

- Tabell 1. Fakta om RMD-80**
- Tabell 2. Stena Sagas turlista**
- Tabell 3. Information om ångturbin**
- Tabell 4. Resultat för ångturbin**
- Tabell 5. Information om skruvexpander**
- Tabell 6. Resultat för skruvexpander**
- Tabell 7. Jämförelse av skruvexpander och ångturbin**
- Tabell 8. Jämförelse av systemen vid SFC_1**
- Tabell 9. Jämförelse av systemen vid SFC_2**

Terminologi

<i>Adiabatisk</i>	Process där värme varken tillförs eller bortförs en fluid
<i>Bar(a)</i>	Absoluttryck (bar)
<i>Bar</i>	Tryckenhet
<i>h</i>	Timma
<i>HFO</i>	Heavy Fuel Oil
<i>Hz</i>	Hertz
<i>kW</i>	KiloWatt
<i>J</i>	Joule
<i>K</i>	Grader Kelvin
<i>kg</i>	Kilogram
<i>mt</i>	Metriskt ton (1000 kg)
<i>ro-pax</i>	Roll-on/Roll-off - passagerarfartyg
<i>S</i>	Entropi (J/K)
<i>SFC</i>	Specifik bränsleförbrukning [g/kWh]
<i>SMHI</i>	Sveriges meteorologiska och hydrologiska institut
<i>t</i>	Temperatur i grader Celsius (°C)
<i>°C</i>	Grader Celcius
<i>η</i>	Verkningsgrad

1 Inledning

Energieffektivisering är ett oupphörligen aktuellt ämne inom sjöfart. Ämnet drivs på av högre ställda utsläppskrav och historiskt sett stigande oljepris. Detta gör det intressant att studera verkningsgraden för ett fartygs huvudmaskinsystem. En stor del av den tillförda energin kommer inte framdrivningen till nytta, utan går förlorad i form av spillvärme. Även för fartygsmotorer med en hög verkningsgrad gäller att ungefär hälften av den tillförda bränsleenergin kommer framdrivningen till nytta (Kuiken, 2012). Den resterande hälften utgörs av värmeförluster och överförs till smörjolja, avgaser, kylvatten och laddluft eller blir till strålningsvärme. Värmen i avgaserna utgör den största energiförlusten för förbränningsmotorer (Kuiken, 2012).

För att dra fördel av energin som finns i spillvärmern tillämpas ofta en avgaspanna. Tillämpningen går ut på att omvandla vatten i vätsketillstånd till ånga. Ångbildningsprocessen görs möjlig då vatten leds in i en värmeväxlare där värmeutbyte sker med avgaser. Ångproduktion är nödvändig då processen kontinuerligt ska förse förbrukare, såsom fartygets bränsletankar och separatorer, med värme (Gabrielii, 2016).

Tjockolja, även kallat HFO, var för några år sedan det mest förekommande bränslet för marint bruk (Kjartansson, 2011). Sedan svaveldirektivet blev känt och senare trädde i kraft 2015 finns skäl för fartyg som seglar inom emissionskontrollerade områden att överväga en installation av skrubbersystem, där avgaserna tvättas och svavelutsläppet reduceras. Ett annat alternativ är att ersätta bränslet HFO med lägre svavelhaltiga bränslen (Jiang, Kronbak, Christensen, 2014). Dessa bränslen, såsom Marin Diesel Olja (MDO) och Marin Gas Olja (MGO), har en lägre flytpunkt än HFO. Det senare alternativet, dvs att byta lågsvavliga bränslen, visar sig vara mer fördelaktigt då det är mindre kostsamt och inte kräver ytterligare utrymme. En skrubberanläggning kräver mycket utrymme och innebär en betydande ekonomisk investering (Kuiken, 2012). Vidare förefaller en skrubber-installation på fartyg med kvarvarande livslängd under fyra år vara svår att motivera, sett ur en ekonomisk aspekt (Jiang, Kronbak, Christensen, 2014). Från oktober 2014, just innan svaveldirektivets ikraftträdande, till dags dato har Transportstyrelsen mottagit fem ansökningar om tillstånd för skrubberinstallationer från svenskflaggade fartyg. Detta uppger Caroline Petrini, sakkunnig inom miljö på Transportstyrelsens Sjö- och Luftfartsavdelning.

Skiftet till mer lättflytande bränslen resulterar i en överproduktion av ånga, då samma krav på uppvärmning av bränslet inte längre ställs. Storleken på överproduktionen skiljer sig fartyg

emellan och vissa har en betydande mängd överproducerad ånga som kan vara en möjlig energikälla.

Istället för att kyla ned överproducerad ånga med sjövattnenkyld dumpningskondensator finns alternativet att ta vara på energi genom att använda en ångturbin. Det finns flera fördelar med detta alternativ. En ekonomisk fördel är att rederier kan undvika en annars högre bränsleförbrukning, då man inte behöver använda sig av fartygets dieselgeneratorer i samma utsträckning. En annan ekonomisk fördel är att de hjälpmaskiner eller den axelgenerator som eventuellt används får en kortare drifttid och därmed mindre slitage och underhållsbehov. Utöver de ekonomiska fördelarna finns även ett miljöbetingat perspektiv då den reducerade bränsleförbrukningen naturligt leder till en minskning av utsläpp (Stone, 2012).

På grund av dessa faktorer så har det valts att göra en fallstudie på roll-on/roll-off-passagerarfartyget Stena Saga där studien kommer att undersöka och utvärdera en möjlig applikation av ett system för att återvinna spillvärmen i avgaserna.

1.1 Syfte

Studiens syfte är att genom en fallstudie göra en jämförande analys av våt-ångturbin och skruvexpander som spillvärmesystem ombord på fartyg som har en överproduktion av ånga.

1.2 Frågeställning

- Hur skiljer sig en våt-ångturbin mot en skruvexpander effektmässigt?
- Vad är återbetalningen på dessa system?
- Hur påverkar olika driftfall ångproduktionen och således driften av dessa system?
- Hur mycket kan bränsleförbrukningen reduceras vid en applicering av dessa system?

1.3 Avgränsningar

Då ämnet energieffektivisering ständigt är under utveckling, avgränsas faktasamlingen på så vis att anse artiklar gällande dessa system som irrelevanta ifall de är publicerade 2007 eller tidigare, dvs. innehåller information som är äldre än 10 år.

Fallstudien begränsas till att enbart ta information och mätvärden från ro-pax fartyget Stena Saga. I studien beaktas enbart bränslet RMD-80 som idag används på Stena Saga.

För att lätt kunna jämföra och ge en tydlig bild så kommer arbetet använda sig av teknisk information gällande ångturbinsystem enbart från en tillverkare, Weckman AB. Vidare gäller detsamma för teknisk information gällande skruvexpandersystem - tillverkaren Heliex Power LTD.

Vid beräkningar av återbetalningstid tas endast inköspriser i beaktning. Service- och installationskostnader ligger alltså utanför avgränsningen.

2 Bakgrund

I detta avsnitt ges en kortare redogörelse av redan gjorda studier. Vidare får läsaren en introduktion till ångbildningsprocesser, egenskaper för vattenånga samt en redogörelse för hur arbete utförs då ånga expanderar i en Rankinecykel. Avsnittet fortsätter med funktionsbeskrivningar för olika slag av maskiner som används för att bevara expansionsarbete i ånga. Fortsättningsvis ges läsaren ett exempel av en marin ånganläggning och även en beskrivning av det fartyg på vilket rapportens fältstudie genomförts. Bakgrundsavsnittet avslutas med att ge läsaren en redogörelse av de emissioner som erhålls vid förbränning av fossila bränslen.

2.1 Tidigare studier

Att använda överskottsånga ombord på ett fartyg för att driva en ångturbin är något som inte hör till vanligheten. Det finns begränsat med artiklar och information om ämnet. Även ett rederi som har en testanläggning installerat på ett av sina fartyg har svårigheter att tillhandahålla information då de har ett konfidentialitetsavtal med tillverkaren.

Ett tidigare examensarbete inom samma ämne, skrivet av två sjöingenjörstudenter på Chalmers Tekniska Högskola (L. Boström och V. Bengtzing, 2015), visar på en ekonomisk vinning i ett system med "wet steam turbine". Boström och Bengtzing har gjort en fallstudie på fartyget Stena Scandinavica där de undersökt möjligheten till att installera ett sådant system. De redogör även för de positiva effekterna för fartygets miljöpåverkan och räknar även på hur mycket rederiet kan spara in på bränslekostnader.

I rapporten görs vissa antaganden. Dels så mäts eller beräknas inte det aktuella ångflödet på fartyget. Istället används avgaspannornas märkplåtar för att se vad tillverkaren säger att pannorna kan producera.

Något som ytterligare nämns i rapporten är svårigheter att få prisuppgifter på vad ett system kan kosta, vilket skulle vara intressant att få veta med hänseende på återbetalningstid som är en viktig parameter för att väcka företags intresse i att investera i en sådan lösning.

I samma fallstudie nämns att fartyget endast under en del av dygnet har ett panntryck som resulterar i ett överskott av ångproduktion. Under 12 timmar per dygn fås en överproduktion, enligt intervjuer med fartygets besättning.

Slutligen visar rapporten på att en installation av en skruvexpander är fullt genomförbart. Med de då aktuella bunkerpriserna räknas det fram att det maximalt går att spara 600 000 kr per år på uteblivna bränslekostnader. Som nämnts tidigare kan de inte visa en återbetalningstid då

prisuppgifter inte gick att få tag på.

2.2 Ångbildningsprocesser

Vatten är en förening som kan förekomma i tre faser: fast-, vätske-, och gasfas. Vid atmosfärstryck ligger gränserna mellan dessa faser vid 0°C respektive 100°C. När ett system rör sig mot omvandlingsfaserna sker ett värmeutbyte; när det rör sig mot lägre temperatur avger systemet värme, på samma sätt tar systemet upp värme när systemet rör sig mot en högre temperatur. Dessa processer kan ses som negativt samt positivt tillförd värmemängd. För att tillföra systemet positiv värmemängd krävs energi från ett annat system. Storleken på energitillförseln är beroende av ämnets värmekapacitet, den positivt tillförda värmemängd som erfordras för att värma fluiden. Inom fysiken tillämpas storheten specifik värmekapacitet, c med enheten J/kg,K, dvs den energi som krävs för att värma ett kilo av fluiden en grad. Den specifika värmekapaciteten förändras med fluidens temperatur. För vatten gäller en minskande specifik värmekapacitet med ökande temperatur. Ett ämnes specifika värmekapacitet skiljer sig beroende på om det är placerat i ett öppet eller slutet system; för det öppna systemet gäller c_p och för det stängda c_v , specifik värmekapacitet vid konstant tryck respektive vid konstant volym (Alvarez, 2006).

Ett system strävar efter att vara i termisk jämvikt med omgivningen och det är detta som ger drivkraft åt värmeöverföringsprocesser. Denna ständigt pågående process förklaras med *termodynamikens nollte huvudsats* som säger att mellan två system med aparta termiska tillstånd sker ett värmeutbyte till dess att det råder termisk jämvikt systemen emellan (Atkins, 2010). För ett vattensystem i vätskeform, där atmosfärstryck råder, krävs att systemet i omgivningen har en temperatur högre än 100°C för att vattnet ska övergå i gasfas. Ångbildningstemperaturen varierar dock med det tryck som råder i systemet. Ett tryck lägre än det som skapas under atmosfären resulterar i ångbildningstemperatur lägre än 100°C. På samma sätt är ångbildnings- och kondenseringstemperaturen högre för tryck över 1 atmosfär. Vatten i ett öppet system antar aldrig en temperatur över 100°C när atmosfärstryck råder, oavsett hur stor värmeöverföringen är (Alvarez, 2006). Då systemet är öppet till atmosfären resulterar den positivt överförda värmemängden i vattnets ångbildning, avdunstning och expansion.

I ett slutet vattensystem är emellertid en högre temperatur möjlig. Vid värmeöverföring är ångbildning möjlig men vattnet kan inte avdunsta och lämna systemet. Uppvärmningen leder till en tryckökning som är relativ till temperaturhöjningen. Tryckökningen äger rum då vattnet i omvandlingsfasen från vätska till ånga expanderar. I ett öppet system där all vattenmassa omvandlats till ånga, under atmosfärstryck, upptar vattnet mångdubbelt större volym än vid vätskeform. Då vattnet är inneslutet är en större värmeöverföring möjlig, vilket innebär att systemet får en högre inre energi. Den inre energin är summan av den kinetiska och potentiella energin hos vattenmolekylerna. När molekylernas kinetiska energi ökar får systemet ett högre

tryck till följd av kraftigare kollisioner mellan molekyler och systemets väggar. Tillsammans med rådande tryck och volym utgör den inre energin systemets entalpi. Storheten beskriver energiinnehållet för en bestämd massenhet och har enheten J/kg (Alvarez, 2006).

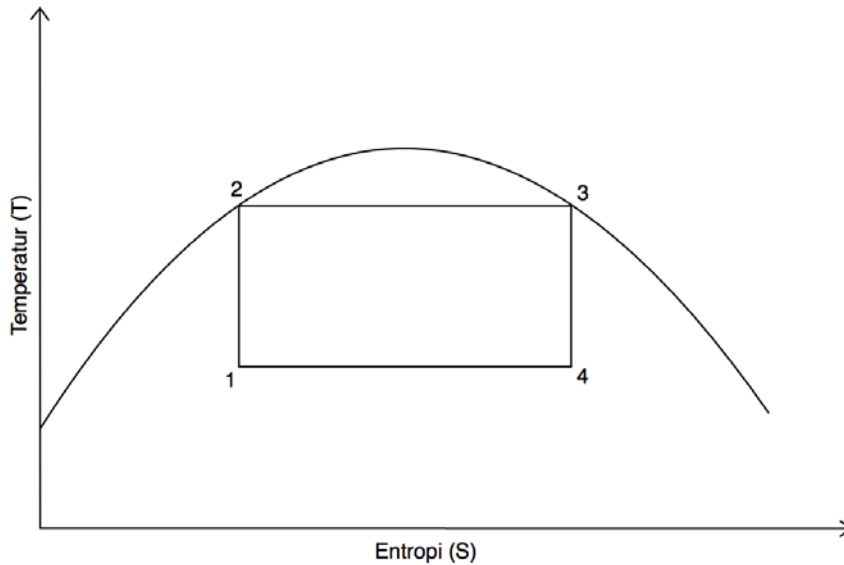
En ångbildningsprocess i ett vattensystem påbörjas då vattnet är mättat, vilket syftar till att all vattenmassa är vätska vid kokpunkten. Under processen består vattenmassan av både mättad vätska och fuktig ånga. Är värmeöverföringen tillräckligt stor leder den till att all vattenmassa intar tillståndet mättad ånga och anses då vara torr. Så långt har processen skett under konstant temperatur. Om systemet är slutet och värmeöverföringen fortgår, övergår härefter den mättade ångan i överhettad ånga och systemets ackumulering av energi kan fortsätta (Alvarez, 2006)

Vattenånga tillåts att expandera först då antingen volymen av systemet ökar eller då temperaturen minskar. Systemets expansion kan omvandlas till arbete som beskrivs med enheten J. Om vattensystemet är en krets där massflöde och entalpi är känt, kan systemets potentiella effekt fås. Effekt beskrivs som energiflöde per tidsenhet och har enheten W eller J/s (Alvarez, 2006).

2.3 Rankinecykeln

Rankinecykeln, även kallad ångkraftcykeln, är en kretsprocess där värme omvandlas till arbete. Rankinecykeln är en sluten process där fluiden i systemet kontinuerligt cirkuleras. Kretsprocessen består av fyra delprocesser som bildar en helhetsbild i ångans tillståndsändringar när ångan används för att utföra ett arbete eller för att nyttja värmeenergin. Dessa delprocesser är i ett värmekraftssystem vanligtvis en matarvattenpump, en ångpanna, en ångturbin och en kondensator (Smith, Stosic, Mujic och Kovacevic, 2011). Det är vid dessa delar av systemet som temperatur- och entropiändringar sker (Alvarez, 2006). Detta beskrivs senare i ett diagram.

Rankinecykeln grundar sig i Carnotprocessen. Cykeln och processen påminner om varandra till viss del. Carnotprocessen är en ideal ångkraftsprocess som enbart är teoretiskt genomförbar, detta på grund av att det i verkligheten finns förluster som inte beaktas i Carnots process (Alvarez, 2006). En sådan process illustreras i figur 1.

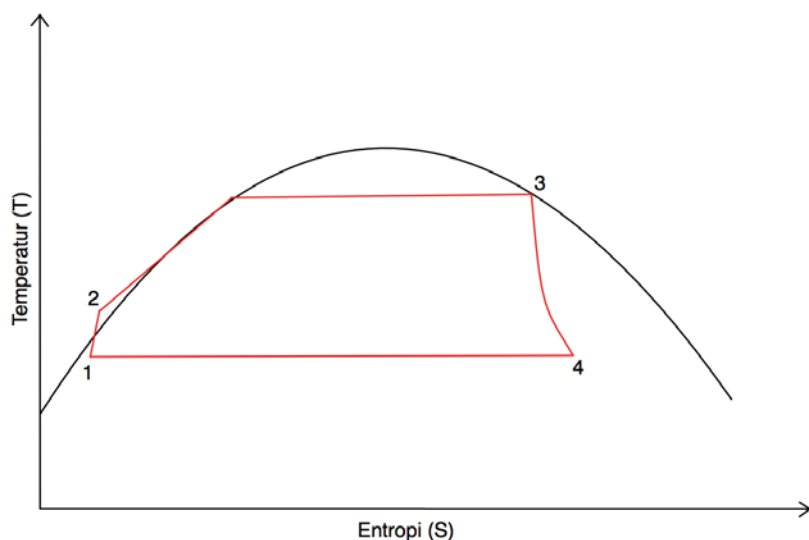


Figur 1. Bild som förklarar Carnotprocessen. (Egenritad)

I figur 1 illustreras en vanlig ångkraftanläggning med en ångturbin. Kurvan i grafen är mättningskurvan för ånga. Ångan är fuktig då den befinner sig i ett tillstånd placerat under kurvan.

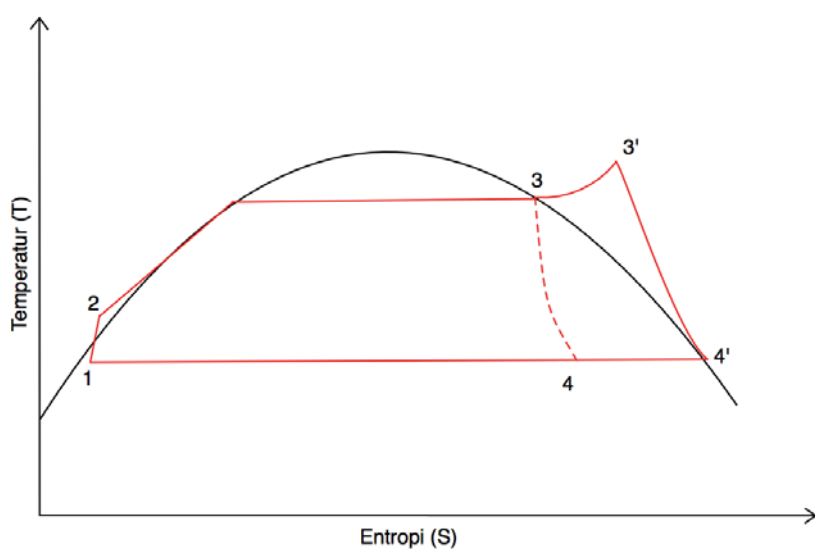
- 1 → 2 – Kompression av matarvattnet sker samtidigt som det pumpas till ångpannan.
- 2 → 3 – Matarvattnet förångas vid konstant tryck. Entropin ökar.
- 3 → 4 – Mättad ånga lämnar pannan och förs in i turbinen där den expanderar och utför arbete.
- 4 → 1 – Den fuktiga ånga som lämnar turbinen kondenseras i en kondensator för att åter kunna pumpas av matarvattenpumpen.

Som tidigare nämndes består Rankinecykeln också av fyra delprocesser. Dessa syns tydligt i ett diagram (figur 2). Det sker en uppvärmning vid konstant tryck där vätska omvandlas till ånga (2-3). Vidare en reversibel adiabatisk expansion där arbete utförs genom att i detta fall driva en ångturbin (3-4). Kylning av fluiden sker vid konstant tryck för att kondensera ånga till vätska (4-1) så att den därefter kan pumpas. Detta görs genom en reversibel adiabatisk kompression (1-2) då pumpning av vätskan till ångpannan sker (Smith, Stosic, Mujic och Kovacevic, 2011).



Figur 2. Bild som förklarar Rankinecykeln. (Egenritad)

Vid konventionell ångturbindrift används överhettad ånga för att få en lägre fukthalt. Detta för att undvika skador på turbinen. Tillstånd 3 och 4 förskjuts då till 3' och 4', enligt *figur 3* (Alvarez, 2006).



Figur 3. Bild som förklarar Rankinecykeln med överhettning. (Egenritad)

Den termiska verkningsgraden för processen kan uttryckas på följande vis,

$$\eta_c = 1 - \frac{T_1}{T_m}$$

där T_1 är kondenseringstemperaturen och T_m är medeltemperaturen mellan punkt 2 och 3, alltså medeltemperaturen vid ångbildningen/värmetillförseln (Alvarez, 2006).

För att få en ökad verkningsgrad krävs en högre medeltemperatur eller en lägre kondenseringstemperatur. (Alvarez, 2006). Då det i dessa system vanligtvis är vattenkylda kondensorer så är det i studiens fall sjövattnets temperatur som styr hur lågt kondenseringstryck och således hur låg kondenseringstemperatur systemet kan arbeta vid.

2.4 Ångturbin

En ångturbin är en maskin som omvandlar värmeenergi från ett medium, vanligtvis vattenånga, till mekanisk energi. Detta arbete möjliggörs genom att trycksatt ånga tillåts expandera och flöda genom turbinen (Wester, 1978).

En ångturbin består av ett turbinhus som håller ihop hela konstruktionen och de flesta av dess stillastående delar. Genom huset löper en axel som är försedd med flera turbinsteg. Ett turbinsteg består av ledskenor och löpskovlar. Ledskenorna är konstruerade för att leda ångan i rätt riktning genom löpskovlarna. Skovlarna i sin tur är vinklade på ett sådant sätt att det ger axeln en roterande kraft då ångan strömmar genom turbinen. Det i sin tur leder till att ett mekaniskt arbete utförs (Wester, 1978).

På det fartyg där fallstudien genomförts produceras en mättad ånga. När en sådan ånga expanderar över en turbin så sänks tryck och temperatur och ångan blir fuktig. Små droppar av vatten bildas då i ångan. Det är en vanlig ångturbin känslig för, då ånga kan flöda med en hastighet på flera hundra meter per sekund. Erosion uppstår på turbinbladen när dessa vattendroppar slår mot turbinbladen, vilket sänker effektiviteten och i slutändan förstör turbinen (Smith, Stosic, Mujic och Kovacevic, 2011).

Det finns våt-ångturbiner där turbinbladen försetts med en speciell beläggning för skydd mot erosion. Detta i utbyte mot en viss förlust i effektivitet. Sådana turbiner är dock ovanliga. På marknaden existerar inga sådana turbiner som kan ta våt ånga vid turbininloppet, vilket däremot en steam screw expander (skruvexpander) är konstruerad för (Smith, Stosic, Mujic och Kovacevic, 2011).

2.5 Skruvexpander

I de system som studien undersöker produceras en mättad ånga. Det uppstår ett problem med applicering av vanliga turbiner då de inte klarar av denna ånga utan att ta skada. Detta nämns i avsnitt 2.4.

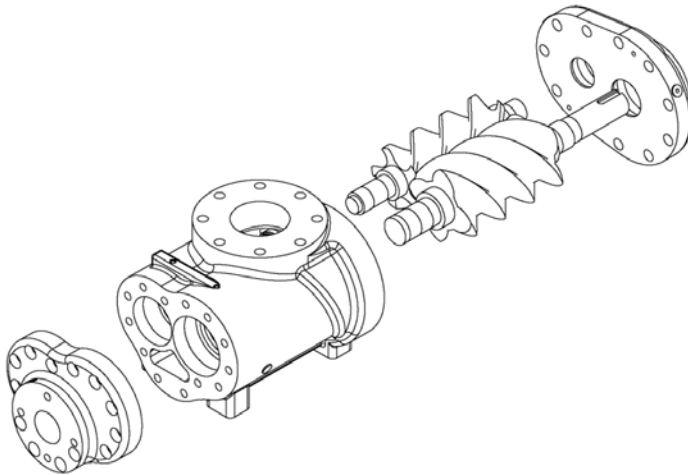
För ångsystem där effektuttaget ligger mellan 20kW till 1MW är det mer lämpligt att använda en deplacerande maskin i stället för en konventionell turbin. I dessa fall används en våt-

ångturbin, en så kallad skruvexpander, som accepterar en lägre ångkvalitet (Smith, Stosic, Mujic och Kovacevic, 2011).

En deplacerande maskin arbetar genom att släppa in en fluid i en arbetskammare där den innesluts och därefter komprimeras eller expanderas (Smith, Stosic och Kovacevic, 2014). I detta fall används denna typ av maskin för att expandera och vidare dra nytta av ångans energiinnehåll. Dessa maskiner roterar relativt långsamt och är stora då de jämförs med konventionella ångturbiner. De passar därför bättre för mindre massflöden och lägre effektuttag (Smith, Stosic och Kovacevic, 2014).

En skruvexpander är alltså en ångturbin konstruerad för att arbeta med fuktig ånga. Den är i sitt utförande lik en skruvkompressor, men istället för en kompression sker en expansion.

Figur 4 visar en sprängskiss på en skruvexpander.



Figur 4. Sprängskiss på en skruvexpander. (Elsevier books, 2014)

En betydande fördel med skruvexpander, jämfört med en vanlig ångturbin, är dess möjlighet att i högre grad expandera ånga ytterligare då ångan är våt. Detta för att utfällning av vätska i ångan inte är ett problem för en skruvexpander. Fluiden i en skruvexpander har en betydligt lägre hastighet jämfört med en ångturbin och effekten som utvinns via fluidens dynamiska rörelse är relativt liten. Därav uppstår inte skador i maskinen på grund av erosion. En skruvexpander kan operera med fluider i både vätske- och gasfas utan att skada sker på maskinen (Smith, Stosic och Kovacevic, 2014). Det innebär att det är möjligt att sänka trycket ytterligare i kondensorn, på så vis erhålls en högre termisk verkningsgrad.

Skrudevanders har relativt låg rotationshastighet. Den låga rotationshastigheten resulterar i

ännu en fördel då de enkelt kan anpassas och kopplas direkt till generatorer med frekvensen 50-60 Hz. Då behovet av en mellanliggande växel ej finns, blir antalet komponenter mindre. De är därför ett bra lågkostnadsalternativ vid låga effektuttag (Smith, Stosic och Kovacevic, 2014).

2.6 Marina ångsystem

Detta avsnitt beskriver hur ångproducerande marina anläggningar kan se ut. Beskrivningen refererar till *figur 4* och följer kretsen för det värmetransporterande vattnet. Hänvisning till en viss del i figuren signaleras genom att komponenten skrivs i kursiv stil. Detta gäller för avsnitt 2.6.2 och 2.6.3. Avsnitten redogör främst för systemets huvudkomponenter men också för delkomponenter såsom vattenbehandlings- och säkerhetsanordningar. Stycket ger en bild av ett exempel och inte en bild av hur samtliga marina anläggningar ser ut. Exempelbilden beskriver ett system där en oljeeldad panna och en avgaspanna ingår. Det förekommer även anläggningar där en oljeeldad panna och två avgaspannor ingår i samma system. I det fallet förses avgaspannorna med vatten genom varsin cirkulationspump. Anläggningar på fartyg kan också vara utrustade med dubbla system. Omfattningen av systemen beror på värmebehovet och varierar från fartyg till fartyg.

2.6.1 Låg- mellan- och högtryckssystem

Marina ångsystem vars huvuduppgift är att försörja förbrukare med värme har normalt ett arbetstryck mellan 5 och 10 bar. De ångsystem som arbetar i tryck högre än detta, upp till 20 bar, drivs ofta för att förse dels förbrukare i uppvärmningssyfte men också lastpumpar och turbiner för elproduktion. Det förekommer även högtryckanläggningar och tillämpas då för framdrivning av fartyg. Dessa system arbetar med tryck över 50 bar. Andra exempel är varmvatten- och hetvattenanläggningar. Dessa system har ett arbetstryck lägre än det för ångpanneanläggningar och därmed även en lägre arbetstemperatur (Gabriellii, 2016).

2.6.2 Ångprocessen och dess huvudkomponenter

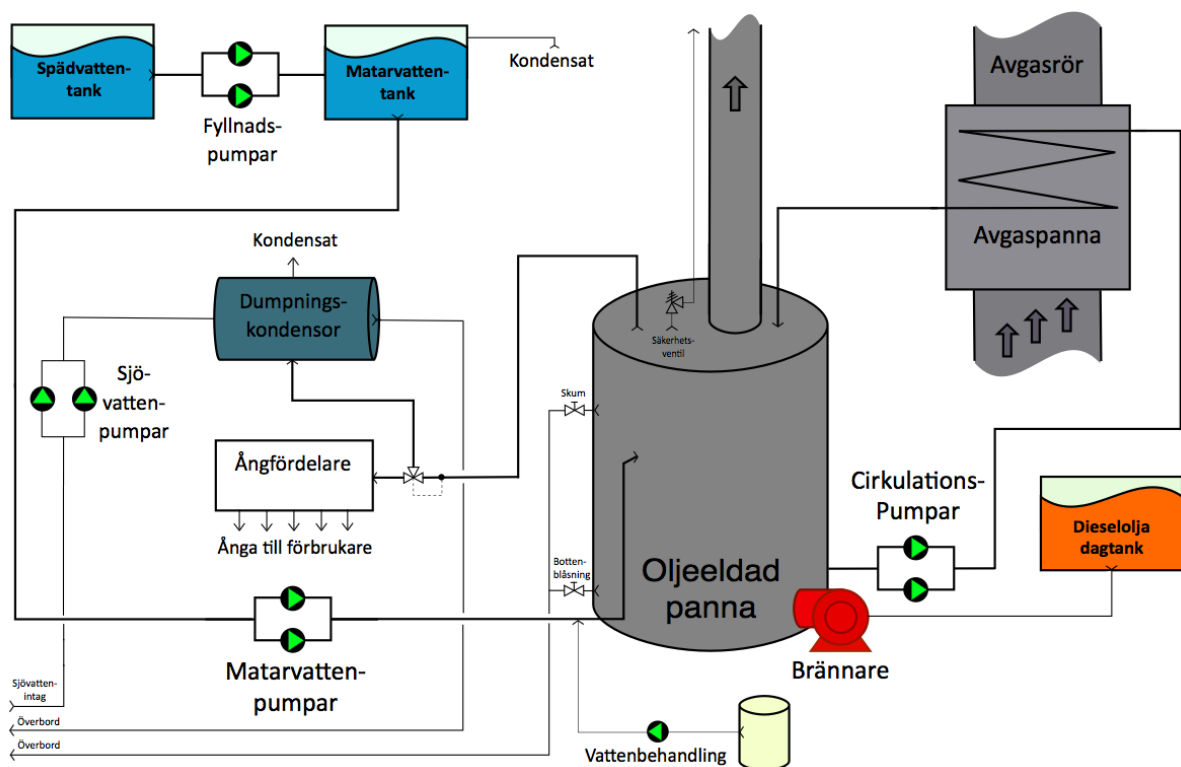
Kretsen kan lämpligen antas börja vid *matarvattentanken*. Hit transfereras vatten från *spädvattentanken*. Från matarvattentanken tas vatten med hjälp av en *matarvattenpump* som sätter det önskade ångtrycket. *Matarvattenpumpen* startar och stoppar när vattenytan i den *oljeeldade pannan* passerar nivågivare. Om lastförhållandet är sådant att fartygets förbränningsmotorer inte är startade eller sådant att temperaturen i *avgaspannan* inte är hög nog, värms vattnet med hjälp av en *brännare* i den *oljeeldade pannan* (Gabriellii, 2016).

Det förekommer anläggningar där vatten tillåts cirkulera mellan *oljeeldad panna* och *avgaspanna*, över tiden, även då inga rökgaser passerar genom förbränningsmotorernas *avgasrör*. Detta för att undvika att vatten blir stillastående i rör och kanaler. Då vatten tillåts

att stå stilla kan en återstart av cirkulationen leda till hög temperaturredifferens på vatten och metall. Detta kan vidare skada *avgaspannan* på grund av materialets hastiga temperaturökning. När avgaserna väl har temperatur och flöde som uppfyller systemets krav för att *avgaspannan* ska förångna det cirkulerande vattnet, slutar *brännaren* att elda. Vattenkanalerna genom *avgaspannan* är riktade på ett sådant sätt att vattnet leds motströms avgaserna. På så vis uppnås en mer effektiv värmeöverföring (Gabrielii, 2016).

Vatten som omvandlats till ånga, antingen från värmen i förbränningsmotorernas avgaser eller från *brännarens* strålningsvärme, lämnar den *oljeeldade pannan* och strömmar vidare till en *ångfördelare* som leder ångan till fartygets *förbrukare*. Vid *förbrukaren* sker normalt en så stor värmeväxling att vattnet kondenserar. Vidare leds *kondensatet* åter till *matarvattentanken* (Gabrielii, 2016).

Då värmeöverföringen i *avgaspannan* är så stor att värmeväxlingen vid *förbrukarna* är lägre än vad som fordras för att omvandla ånga till kondensat, kan vattnet ledas till ytterligare en värmeväxlare. Denna värmeväxlare är ingen förbrukare utan en *sjövattnenkyld dumpningskondensator*. Precis som i fallet för kondensatet efter förbrukarna, leds vattnet vidare till *matarvattentanken*. Att omvandla ånga till vatten i denna del av kretsen är önskvärt då det ska vara pumpbart när det lämnar *matarvattentanken*. Flödet till *kondensorn* regleras via en *trevägsventil* som öppnar och stänger beroende på rådande tryck vid ventilen (Gabrielii, 2016).



Figur 5. Ritning marint ångsystem (Egenritad)

2.6.3 Kringutrustning

Trots att system är slutna kan visst läckage förekomma. Läckagen kan ske där rörledningar möter komponenter då vatten i delar av anläggningen är trycksatt. Detta tillsammans med bland annat kontinuerlig provtagning av vattnet resulterar i att systemets totala vattenmassa minskar. Minskningen ligger till grund för *spädvattentanken* som kompenserar för förlusten av vatten. *Spädvattentanken* förses många gånger med vatten som producerats i fartygets färskvattengenerator (Gabrielii, 2014_b).

För att behålla en godtagbar vattenkvalitet testas systemets vatten med jämna mellanrum. En god vattenkvalitet är viktig dels för anläggningens verkningsgrad men också för anläggningens livslängd. Intressanta värden vid provtagning är de för kloridhalt, syrehalt, pH-värde samt vattnets alkalinitet. Då dessa värden inte ligger inom önskat intervall kan anläggningen drabbas av bland annat korrosion och pannsten. Både lågt alkalinitet- och PH-värde samt hög syrehalt kan leda till korrosion. En hög kloridhalt kan ge upphov till pannsten. Förekomst av pannsten kan leda till utfällning på en pannas värmeöverförande ytor, samt i en vattenrörspannas kanaler. Utfällningen försämrar pannans värmeöverföring och därmed den totala verkningsgraden. Utfällningen kan även föranleda ytskador på pannans rökgassida, där kylning av ytor blir otillräcklig. Kloridhalten är särskilt intressant strax efter *kondensorn*. En eventuell skada på rör eller plattor i *kondensorn* kan få sjövattnet, och därmed salt, att blandas med kondensatvattnet. Att tillföra spädvatten via ett fartygs färskvattengenerator är fördelaktigt då processen även leder till en avsättning av sjövattnet. Efter provtagning analyseras värden och resultatet ger en vägledning för hur vattnet kan behandlas. *Vattenbehandlingen* tillsätts pannvattnet i form av en kemikalielösning. En doseringspump trycker lösningen som späds ut i matarvattenflödet (Gabrielii, 2014_b).

Utöver nämnd behandlingsmetod finns ytterligare två tillvägagångssätt för att behålla en god vattenkvalitet. Dels finns möjligheten att släppa ut *skum* som samlats på pannvattenytan. Dels att släppa ut oönskad substans som sjunkit till botten av pannan genom en bottenblåsning. Då skum på pannvattenytan inte avlägsnas, finns risk att vattendroppar följer med ånga vidare till *förbrukare*. Bottenblåsning av pannan utförs för att avlägsna bland annat salter och utfällningar som frigjorts. Vid öppning av *skum-* eller *bottenblåsningsventil* gör trycket i pannan att de oönskade resterna lämnar fartyget. Detta bidrar också till att systemets totala vattenmassa minskar (Gabrielii, 2014_b).

Ånganläggningarna är konstruerade och klassade för ett visst tryckintervall. Om systemet av någon anledning skulle få ett tryck över intervallet, öppnar en eller flera *säkerhetsventiler*. Detta för att undvika pannexplosion till följd av ett allt för högt tryck. *Säkerhetsventilen* öppnar automatiskt då panntrycket överstiger det tryck som utgörs av en spänd fjäder (Gabrielii,

2014_b)..

Brännaren kan tillföras bränsle utan hjälp från någon pump. *Dieseloljetanken* kan placeras på ett sådant vis att bränslet når *brännarens* inlopp med hjälp av lägesenergi. *Brännaren* drivs av en elmotor som vidare ger drivkraft åt en pump. Pumpen trycksätter bränslet då en god atomisering är viktig vid förbränning. Elmotorn driver också en fläkt vars uppgift är att trycka luft in i eldstaden. I *brännaren* finns även en tändfunktion som aktiveras i början av förbränningsprocessen. Vidare kan värmeöverföringsfunktionen för oljeeldade pannor förekomma på två sätt. Dels genom att rökgaserna från förbränningen stiger i kanaler som omges av pannvatten. Dels på så vis att pannvatten leds genom rör som är i kontakt med förbränningslåga och rökgaser. Dessa pannfunktioner delas in i varsin kategori och kallas eldrörspanna respektive vattenrörspanna (Gabrielii, 2014_a).

2.7 Stena Saga

Informationen som presenteras i detta avsnitt grundas på egna observationer som gjorts under ett studiebesök på Stena Saga.

Stena Saga är en passagerarfärja byggd 1981. Fartyget ägs och opereras av Stena Line AB. Idag trafikerar fartyget rutten Oslo-Fredrikshamn.

Fartygets framdrivningsmaskineri består av fyra Wärtsilä Pielstick 12PC2.5V dieselmotorer med en gemensam effekt på 22 948 kW. Framdrivningskonstruktionen består också av två växlar, en på vardera sida, med två huvudmaskiner till varje växel. Dessa driver varsin propelleraxel med funktionen CPP (Controlable Pitch Propeller). Fartygets elförsörjning sker via tre Wärtsilä Vasa 6R32 dieselmotorer, med effekten 1850kW vardera. Dessa är kopplade till generatorer på 1500kW av fabrikatet Strömberg. Elförsörjningen sker även via två axelgeneratorer kopplade till varsin växel. För uppvärmning av diverse system använder man ånga. Därav finns det två ångpannor som drivs av brännolja samt fyra avgaspannor för huvudmaskinerna.

På Saga utnyttjas idag vid normal drift endast två avgaspannor. Ombord finns tillgång och möjlighet att nyttja fyra avgaspannor, men behovet att producera så mycket ånga saknas. Avgaspannorna kan som mest producera 8 bar(a) ånga med massflödet 8 ton/h då maskinerna körs på 85% last.

Stena Saga använder bränslet RMD-80 för framdrivning. Nedan presenteras fakta för bränslet.

Tabell 1. Fakta om RMD-80

Bränsle	Flytpunkt	Flampunkt	Svavelhalt	Värmevärde
RMD-80	30°C	60°C	0,1%	42 210 kJ/kg

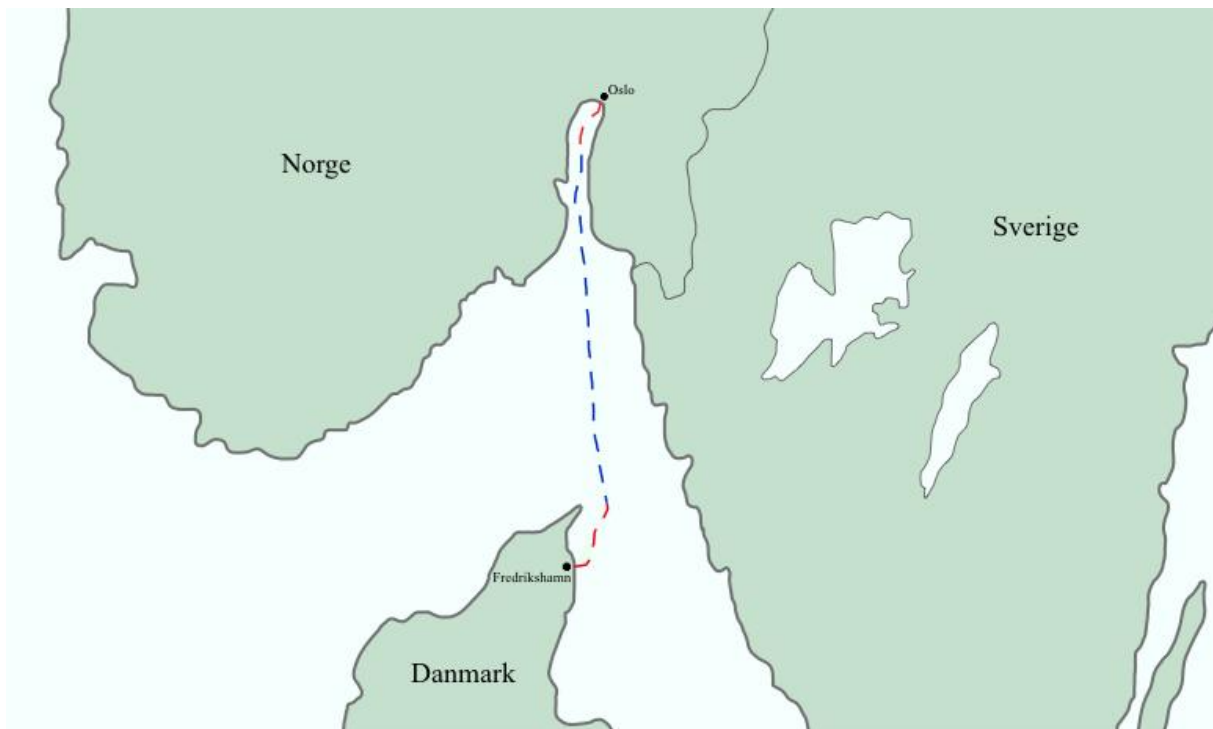
Faktan om bränslet har tillhandahållits av F. Laliberté (personlig kontakt, 2017-02-22) som jobbar på Stena Oil, samt egna observationer under studiebesök på Stena Saga.

Fartyget går enligt turlistan nedan.

Tabell 2. Stena Sagas turlista

Veckodag	Ankomst Fredrikshamn	Avgång Fredrikshamn	Ankomst Oslo	Avgång Oslo
Måndag	07.00	18.00	-	-
Tisdag	-	-	07.00	18.00
Onsdag	07.00	09.00	18.00	19.30
Torsdag	07.00	09.00	18.00	19.30
Fredag	07.00	09.00	18.00	19.30
Lördag	07.00	09.00	18.00	19.30
Söndag	07.00	09.00	18.00	19.30

Resan från Fredrikshamn till Oslo avverkas på 9 timmar, medan Oslo till Fredrikshamn körs på 12 timmar. De kör alltså med en högre belastning på huvudmaskinerna när fartyget går mot Oslo jämfört med när hon går mot Fredrikshamn. *Figur 6* illustrerar rutten för Saga. Det blå streckade området visar den sträcka då fartyget går från Fredrikshamn till Oslo och har det lastförhållande då överskott av ånga är som störst, se bilaga 2 - driftfall 2.



Figur 6. Karta och rutt för Stena Saga (Egenritad)

2.8 Förbränning av fossila bränslen och dess miljöpåverkan

De flesta fartygen som opererar idag använder sig av fossila bränslen för fartygets framdrivning. Förbränning av fossila bränslen har en negativ inverkan på miljön och leder till bland annat försurning och en ökad växthuseffekt. Ett fossilt bränsle består till en större del av kolväten samt en liten mängd svavel. Vid förbränning bildas olika sammansättningar som har olika påverkan på miljön.

Informationen som ges om ämnen i avgaser nedan är hämtad från kurslitteratur (Kuiken, 2008).

Ämnen i avgaser vid förbränning av fossilt bränsle:

Syrgas (O_2)

I en dieselmotor sker en förbränning, för att det skall kunna ske krävs det syre. Det finns ett visst överskott av luft i en dieselmotor och därav återfinns syre alltid i avgaserna.

Kvävgas (N)

För kväve gäller samma som syre. Det utgör den större delen av luften och återfinns därför i avgaserna på grund av att dieselmotorn har ett överskott på luft. Kväve är inert och reagerar inte med andra ämnen i förbränningen.

Vattenånga (H₂O)

Vätet i bränslet reagerar med syret under förbränningen och bildar vattenånga.

Kolmonoxid (CO)

Kolmonoxid bildas under ofullständig förbränning då det inte finns tillräckligt med syre för förbränningen. Det är en väldigt giftig gas som är skadligt för människan och djurvärlden.

Koldioxid (CO₂)

Koldioxid bildas under förbränningen när bränslet reagerar med syret. Det är bara möjligt att reducera koldioxidutsläppet från en dieselmotor genom att byta till ett bränsle med mindre mängd kolatomer och mer väteatomer, eller genom att minska bränsleförbrukningen.

Koldioxid bidrar till växthuseffekten.

Svaveldioxid (SO₂)

Svaveldioxid bildas under förbränningen till följd av en reaktion mellan svavel och syre. Utsläppet av svaveldioxider kan minskas genom att byta till ett bränsle med mindre svavelinnehåll. Svaveldioxid leder till försurning.

Kväveoxider (NO_x)

Kväveoxider bildas genom en reaktion mellan kväve och syre som sker vid väldigt höga temperaturer under förbränningen. Kväveoxider leder till övergödning och försurning.

3 Metod

3.1 Studiens metod

Utifrån avsikten med arbetet har syfte och mål med projektet formulerats. Syftesformuleringen har lett till en frågeställning. Med utgångspunkt i frågeställning avgjordes vilken metod som är bäst lämpad för att kunna ge ett svar på frågorna. Beslutet föll på metoden fallstudie. Då studien ämnar att undersöka endast en enhet föreföll fallstudiemetoden som lämplig (Denscombe, 2009).

Fallstudien som är utförd på fartyget Stena Saga är kvalitativ, men delvis kvantitativ i form av mätdata som tagits. Data har primärt samlats in genom observationer vid ett besök ombord (Denscombe, 2009). Vid observationer har fältanteckningar förts. Viss information har även inhämtats genom att läsa manualer för fartygets maskinkomponenter. För att bekräfta uppfattningen från observationer har maskinpersonal svarat på frågor.

Målet med besöket ombord på Stena Saga var att få data för ångans tryck, temperatur och flöde vid anläggningens dumpningskondensator. Senare visade det sig att fartygets lastförhållande under besöket var så lågt att anläggningens tryck aldrig gick över det för vilken ventilen till dumpnings-kondensorn öppnar. En överenskommelse med Stena Sagas maskinbesättning gjorde det dock möjligt att, vid ett senare tillfälle, få den data som önskades. Mätning utfördes av maskinpersonal som sedan skickade resultatet till författarna. Temperaturdifferensen för sjövattnet genom dumpnings-kondensorn har registrerats med hjälp av en infraröd termometer. Det har inte tagits hänsyn till rörens godstjocklek vid mätningen då enbart temperaturdifferensen söktes.

Urvalet föll på Stena Saga eftersom fartyget har en överproduktion av ånga. Vidare var Saga vara lämplig då det var praktiskt möjligt att besöka fartyget.

Teoretisk bakgrund till antaganden och beräkningar har hämtats från kurslitteratur som tillämpas för utbildning inom sjöingenjörsprogrammet på Chalmers Tekniska Högskola. Information om ämnet har även samlats in via vetenskapliga artiklar.

3.2 Redogörelse för beräkningar och driftfall

I studien har beräkningar gjorts utifrån tre olika driftfall. De driftfall som valts är baserade på Stena Sagas rutt och hur de kör. Detta visas tydligt i *Figur 6*. Vid dessa driftfall gjordes mätningar av temperaturdifferens på sjövattnet genom dumpkondensorn.

De tre olika driftfallen är:

- Driftfall 1: Fredrikshamn till Skagen (Rödmarkerad i *Figur 6*)
- Driftfall 2: Skagen till Dröbak (Blåmarkerad i *Figur 6*)
- Driftfall 3: Dröbak till Oslo (Rödmarkerad i *Figur 6*)

Studien har även gjort en känslighetsanalys kring olika bränsleförbrukningar. Det gjordes ett antagande att den specifika bränsleförbrukningen för Stena Sagas hjälpmaskiner var något högre än vad som gäller för en ny maskin. Därav gjordes beräkningar med två olika värden:

- $SFC_1 = 178,8 \text{ g/kWh}$
- $SFC_2 = 225,0 \text{ g/kWh}$

För att kunna räkna ut den mängd ånga som dumpas behövdes sjövattnenflödet genom dumpkondensorn. Det gjordes därför ett antagande att flödet är 41,4 ton/h. I *bilaga 1* görs beräkningar för att kontrollera och bevisa att detta antagande är rimligt.

Med detta till grund så beräknades den mängd ånga som dumpas vid de olika driftfallen, och lämpliga storlekar på skruvexpander och våt-ångturbin kunde tas fram. Denna beräkning presenteras i *bilaga 2*.

De olika ångflödena som räknades fram är:

- Driftfall 1: 490 kg/h
- Driftfall 2: 2670 kg/h
- Driftfall 3: 1150 kg/h

Därefter beräknades hur mycket bränsle som skulle kunna besparas under en resa och per år vid applicering av de två olika systemen vilket presenteras i resultatkapitlet. Dessa beräkningar presenteras i *bilaga 3* och *bilaga 4*.

4 Resultat

Utifrån mätvärden och beräkningar har följande resultat uppnåtts.

Resultaten presenteras för två olika bränsleförbrukningsfall. I *tabell 4* och *tabell 6* ges värden för dessa fall. SFC_1 gäller den specifika bränsleförbrukningen för en hjälpmaskin av nyare modell. SFC_2 gäller för en hjälpmaskin av äldre modell. Antaganden som gjorts kring detta presenteras i *bilaga 3*.

4.1 Ångturbin

Beräkningar som gjorts för detta avsnitt presenteras i *bilaga 3*.

Tabell 3. Information om ångturbin

Effekt:	326 kW
Pris:	5 140 000 kr
Dimensioner:	3,5 x 2,0 x 1,8 (m)

I *tabell 3* visas den fakta som tillhandahållits av M. Iezzi som jobbar på Heliex Power Ltd, (personlig kontakt, 2017-04-12).

Tabell 4. Resultat för ångturbin

	SFC_1	SFC_2
Bränslebesparing:	0,440 ton/dygn 112 ton/år	0,554 ton/dygn 142 ton/år
Kostnadsbesparing:	433 000 kr/år	546 000 kr/år
Återbetalningstid:	11,87 år	9,41 år

I *tabell 4* visas resultat för en ångturbin vid två olika specifika bränsleförbrukningarna. Beräkningar presenteras i *bilaga 3*.

4.2 Skruvexpander

Beräkningar som gjorts för detta avsnitt presenteras i *bilaga 4*.

Tabell 5. Information om skruvexpander

Effekt:	147 kW
Pris:	2 136 000 kr
Dimensioner:	3,0 x 1,85 x 2,0 (m)

I *tabell 5* visas den fakta som tillhandahållits av J. Vinberg som jobbar på Weckman AB, (personlig kontakt, 2017-03-23).

Tabell 6. Resultat för skruvexpander

	SFC ₁	SFC ₂
Bränslebesparing:	0,193 ton/dygn 49 ton/år	0,244 ton/dygn 62 ton/år
Kostnadsbesparing:	190 000 kr/år	240 000 kr/år
Återbetalningstid:	11,24 år	8,9 år

I *tabell 6* visas resultat för en skruvexpander vid två olika specifika bränsleförbrukningarna. Beräkningar presenteras i *bilaga 4*.

4.3 Jämförande analys

I detta avsnitt jämförs resultaten i avsnitt 4.1 och 4.2.

Tabell 7. Jämförelse av skruvexpander och ångturbin

	Skruvexpander	Ångturbin
Effekt:	147 kW	326 kW
Pris:	2 136 000 kr	5 140 000 kr
Dimensioner:	3,0x1,85x2,0 (m)	3,5x2,0x1,8 (m)

Tabell 7 är en sammanfogning av *tabell 3* och *tabell 5* som ger en tydlig jämförelse av de två olika systemen.

Tabell 8. Jämförelse av systemen vid SFC₁

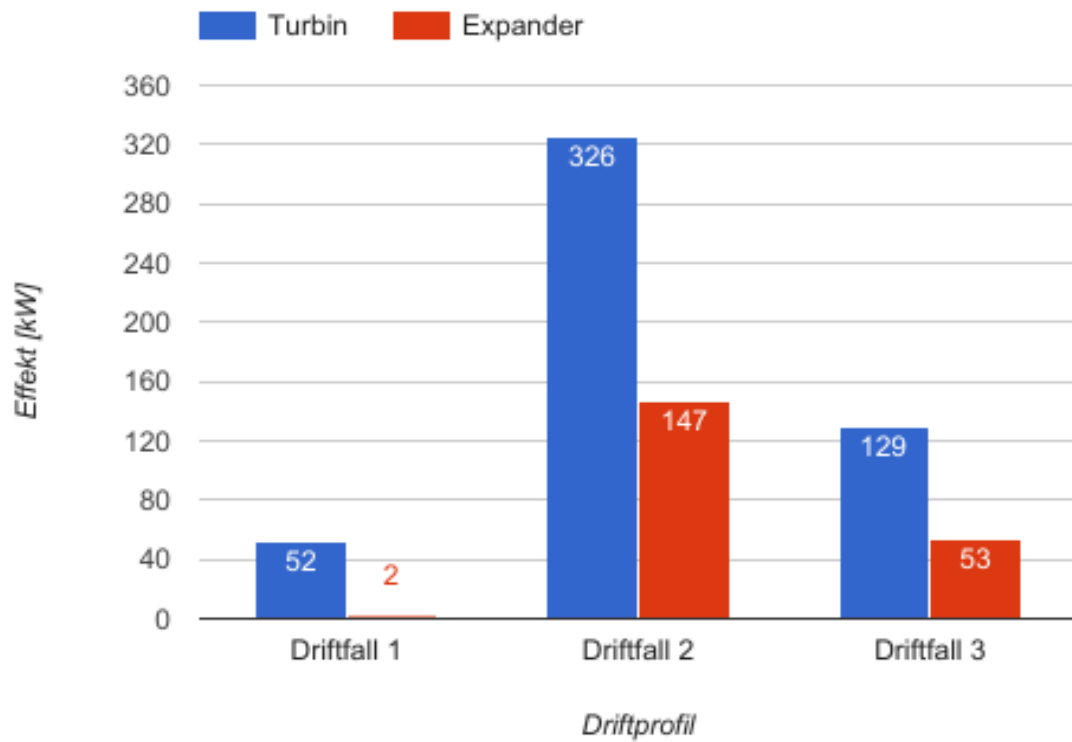
	Skruvexpander	Ångturbin
Bränslebesparing:	0,193 ton/dygn 49 ton/år	0,440 ton/dygn 112 ton/år
Kostnadsbesparing:	190 000 kr/år	433 000 kr/år
Återbetalningstid:	11,24 år	11,87 år

Tabell 8 är en jämförelse av de två olika systemen vid SFC₁.

Tabell 9. Jämförelse av systemen vid SFC₂

	Skruvexpander	Ångturbin
Bränslebesparing:	0,224 ton/dygn 62 ton/år	0,554 ton/dygn 142 ton/år
Kostnadsbesparing:	240 000 kr/år	546 000 kr/år
Återbetalningstid:	8,9 år	9,41 år

Tabell 9 är en jämförelse av de två olika systemen vid SFC₂.



Figur 7. Jämförelse av skruvexpander och ångturbin

Figur 7 är ett stapeldiagram som visar effekterna på de två olika systemen vid de tre olika driftfall som nämns i studien.

5 Diskussion

I detta kapitel motiveras de för studien nödvändiga antaganden. Resultatet diskuteras samt jämförs med tidigare studier. Avslutningsvis diskuteras valet av metod.

Gjorda antaganden framgår i *bilaga 1, 2 och 3*.

En separat pump till dumpkondensorn används då fartyget ligger till kaj och sjövätpumpar normalt är ur drift. Flödet av sjövätpen genom kondensorn, vid drift, är antaget och tros stämma bra överens med det som den separata pumpen levererar. Under besök på Stena Saga startades den separata pumpen vars display då visade ett konstant massflöde på 41.4 ton/h och trycket 1.8 bar. Genom att avläsa skärmen framgick också att pumpen var inställd på ett sådant vis att den levererade 80% av dess totala kapacitet. Eftersom pumpen endast levererar en del av dess kapacitet, samt att pumpen har en tryckgivare, har det vid diskussion med besättningen och handledaren kommits fram till att pumpen förmodligen har ett flöde som överensstämmer med det som huvudmaskinernas sjövätpumpar levererar till kondensorn. Det antas att det vid installation år 2007 utfördes mätningar och beräkningar på flödet från huvudmaskinernas sjövätpumpar och att det ledde till inställningen av pumpens massflöde.

Vid kontakt med en av marknadens turbinleverantörer lämnades mätvärden för de driftfall som registrerats på Stena Saga. För dimensionering av en eventuell turbinanläggning bad leverantören om den minimala och maximala sjövättentemperaturen. Värdena är nödvändiga för systemets mottrycksberäkningar då ångan kyls efter turbin. Kontakt togs med SMHI som hänvisade till en databas vid namn SHARKweb. I tjänsten finns att finna havsvättentemperaturer för utsjöstation Å14. Å14 är en mätstation placerad i Skagerak som Saga passerar under ruten mellan Oslo och Fredrikshamn. Mätvärdet tas på 5 meters djup, vilket antas stämma relativt bra med djupet för Sagas sjövättentag. Den lägsta respektive högsta temperaturen från det föregående året registrerades. En avrundning till närmsta heltal ledde till att temperaturerna som angavs till leverantören var 3°C respektive 18°C. Värdena anses rimliga för de vatten som Saga trafikerar. Temperaturerna gäller för februari respektive augusti månad.

5.1 Resultatdiskussion

Det visar sig vara en relativt likartad återbetalningstid vid en applicering av de två olika kraftverksanläggningarna som ingår i studien. En våt-ångturbin är dubbelt så dyr som en skruvexpander men levererar samtidigt dubbla effekten vid högsta ångproduktionen som iakttagits under mätvärdesinsamlingen. Skruvexpander är ekonomiskt fördelaktigt i båda bränsleförbrukningsfallen som studien berört, skillnaden är dock minimal. För att få en mer fullständig kostnadsjämförelse krävs att service- och installationskostnader tas i beaktning. Vid en jämförelse av denna sort bör också påpekas att resultaten visar på kostnader för ett och endast

ett fartyg.

Stena Saga sjösattes 1981 och är alltså idag 36 år gammal. Med en återbetalningstid på mellan 9 och 12 år kan det vara svårt att motivera en energieffektivisering av detta slag då det är okänt hur länge fartyget planeras vara i tjänst. Fartyg med motsvarande ångproduktion och med liknande tryck- och temperaturvärden som Stena Saga kan förvänta sig göra en liknande energieffektivisering. Vidare kan fartyg med olikartad driftprofil förvänta sig både kortare och längre återbetalningstid. Det relativt korta driftfall då Saga har högsta ångkvalitet kan mycket väl vara betydligt längre för ett annat fartyg. Fartyg seglande på oceanfart har ofta en avsevärt längre tid mellan hamnar och därmed en jämnare driftprofil över tid. Fartyg av denna typ med en påtaglig överproduktion av ånga bör kunna räkna hem en applicering och få en kortare återbetalningstid. Vidare kan givetvis både pris och effektuttag variera med val av leverantör och tillverkare.

Ombord Saga finns en spaavdelning för passagerare med bassänger och bastu. Även fartygets besättning har ett rekreativutrymme med bastu. Samtliga bassänger och bastuaggregat värms med elektriska värmare och därmed genom förbränning av bränsle i fartygets hjälpmaskiner. Ett alternativ till elektriska värmare är värmeutbyte med överskottsånga. En sådan installation skulle dock innebära ett stort ingrepp. Uppvärmning med överskottsånga skulle dessutom vara möjligt endast under färd då avgaser passerar genom avgaspannorna. Även om Saga redan idag har ett stort överskott av ånga så finns möjlighet till att förbättra ångkvaliteten ytterligare. Fartyget är utrustat med 4 avgaspannor, en panna per huvudmaskin. Dock används endast 2 pannor åt gången, även om 4 huvudmaskiner är i drift. Avgaspannorna är i drift i en vecka och sätts därefter ur drift i en vecka i utbyte mot de två resterande pannorna. Denna tillämpning brukas av flera anledningar. Dels anses det inte finnas behov av ånga med högre kvalitet. Även för att hålla nere drifttiden för avgaspannorna. En annan anledning är för att de pannor som inte nyttjas kan rengöras på grund av förekomsten av sot.

“Energieffektivisering genom Wet Steam Turbine” (L. Boström och V. Bengtzing, 2015), är en tidigare gjord studie som undersöker en tänkt applicering av en skruvexpander. Studien kommer fram till ett ångflöde på 1300 kg/h med en ånga av 8 bars tryck, vilket leder till att en skruvexpander på 100 kW går att driva. I det fall som den studien berör skulle då maximalt kunna spara 600 000kr per år.

Denna studie har gjort en del andra antaganden och använt andra metoder och tillverkare för att få fram ett resultat. I denna fallstudie visar det sig att en applicering av en skruvexpander skulle kunna spara 190 000 till 240 000 kr per år. Resultaten skiljer sig men detta beror på att fallstudier har utförts på olika fartyg och även att ångdatan har fått fram genom olika metoder.

5.2 Metoddiskussion

Att ge ett svar till frågeställningen genom att använda metoden fallstudie visade sig vara ett bra val. För att nå ett sådant resultat som levereras i rapporten ansågs det inte finnas en mer lämpad metod. Då författarna själva besitter visst marint kunnande hade de inga problem med att utföra de fallstudieobservationer som tillsammans med fältanteckningar ligger till grund för rapportens resultat. Vidare föreföll det obefogat att genomföra intervjuer. Fältanteckningar passade studien bättre under besöket då personal tog sig tid att svara på frågor i förbifarten.

Då anteckningar gjorts efter samtal med personal på fallstudieplatsen finns risk för feltolkning av information. Innan publicering av rapporten har samtliga informationskällor givit sitt godkännande, vilket stärker reliabiliteten.

En fördel med fallstudieobservationer är att resultaten baseras på vad som faktiskt sker snarare än på antaganden. En observatör kan emellertid göra observationsfel. En process som observeras av flera personer gör dock fel mindre förekommande. Att resultat kan baseras på vad som faktiskt sker under processer stämmer bra överens med erfarenheter från fallstudiebesöket - under genomförandet av fallstudien hade fartyget ett lastförhållande som avviker från vad som väntats, vilket påverkade mätvärdesinsamlingen. Detta visar på problematiken som kan förekomma med att göra antaganden.

Även om studien baseras på endast en enhet/anläggning anses validiteten vara god och målet är att läsaren, efter att ha läst rapporten, ska kunna dra liknande slutsatser för motsvarande anläggningar.

6 Slutsatser

6.1 Slutledning

Utifrån jämförelsen mellan kraftverksmaskinerna våt-ångturbin och skruvexpander kan följande slutsatser dras. För fallet med Stena Saga och fartygets driftprofil är ett eventuellt val av kraftverksmaskin tämligen likgiltigt. Då de båda varianterna resulterar i närmast identisk återbetalningstid blir det svårt att utreda vilken av maskintyperna som är mer fördelaktig än den andra. Återbetalningstiden för de båda maskinerna ligger mellan 9 och 12 år, beroende på vilken bränsleförbrukning som gäller för fartygets hjälpmaskiner. Turbinen levererar 326 kW vid fartygets högsta ångproduktion. Skruvexpandern producerar 147 kW vid detsamma. Att turbinen lämnar ifrån sig mer än dubbla effekten men hamnar på samma återbetalningstid beror på att den också har det dubbla inköpspriset. Det kan dock vara en tillfällighet att rapporten visar på ett resultat där maskintyperna är lika fördelaktiga. För ett fartyg som befinner sig i annat läge i livscykeln och har en avvikande driftprofil i förhållande till Stena Saga, kan återbetalningstiden vara kortare. Saga har en avsevärd överproduktion av ånga men också en driftprofil som talar emot en motivering till applicering.

6.2 Förslag på vidare studier

Ytterligare intressanta ingångsvärden för en mer gedigen utredning är bland annat installationskostnad, service- och underhållskostnader samt driftsäkerhet för de två olika systemen. Dessa frågor är förslag på fortsatta studier inom området. Dessa uppgifter hade även varit intressanta att beakta vid beräkning av återbetalningstiden för dessa system.

Weckman AB har berättat att de kommer förmedla en ny våt-ångturbin som skall kunna klara våt ånga vid turbininloppet, vilket tidigare i studien nämnts att det inte går. Det hade varit intressant att göra en studie kring denna typ av turbin.

Det hade även varit intressant med en jämförande studie kring applicering av de system som nämnts i studien, men på andra fartygstyper och/eller andra rutter än de som belysts i denna studie.

Referenser

Alvarez, H (2006). *Energiteknik*. (3. uppl.). Lund: Studentlitteratur AB.

Alvarez, H. och Elovsson, S.O. (1996) *Energiteknik Formler och Tabeller*. Lund: Studentlitteratur AB.

Atkins, P. (2010). *Laws of Thermodynamics*. Oxford: Oxford University Press. Hämtad 5 Maj, 2017 från: <http://ebookcentral.proquest.com/lib/chalmers/detail.action?docID=684582>

Bengtzing, V. och Boström, L. (2015) *Energieffektivisering genom Wet Steam Turbine: Ett system som omvandlar spillvärme till elektricitet*. (Examensarbete, Chalmers Tekniska Högskola, Institutionen för sjöfart och marin teknik)

Denscombe, M. (2009) *Forskningshandboken - För småskaliga forskningsprojekt inom samhällsvetenskaperna*. (2. uppl.) Lund: Studentlitteratur AB.

Gabrielii, C (2014_a). *förbränning - brännare - utsläpp* [PowerPoint-presentation]. Hämtad 5 Maj, 2017 från <https://pingpong.chalmers.se/courseId/4460/node.do?id=2074197&ts=1415277014088&u=1094148810>

Gabrielii, C (2014_b). *Vattenbehandling* [PowerPoint-presentation]. Hämtad 5 Maj, 2017 från Ping Pong: <https://pingpong.chalmers.se/courseId/4460/node.do?id=2074194&ts=1415276971413&u=1094148810>

Gabrielii, C (2016). *Ånganläggningar* [PowerPoint-presentation]. Hämtad 30 Mars, 2017 från Ping Pong: <https://pingpong.chalmers.se/launchCourse.do?id=7519>

Jiang, L., Kronbak, J. och Christensen, L. (2014). The costs and benefits of sulphur measures: Sulphur scrubbers versus marine gas oil. *Transportation Research Part D. Volym* (28), s. 19-27

Kjartansson, S. (2011). *A Feasibility Study on LPG as Marine Fuel*. (Masteruppsats, Chalmers Tekniska Högskola, Institutionen för sjöfart och marin teknik)

Kuiken, K (2012). *Diesel engines: for ship propulsion and power plants from 0 to 100 000 kW. Part 1* (2. uppl.). Groningen: Target Global Energy Training.

Kuiken, K (2012). *Diesel engines: for ship propulsion and power plants from 0 to 100 000 kW. Part 2* (2. uppl.). Groningen: Target Global Energy Training.

National Physical Laboratory (2017) http://www.kayelaby.npl.co.uk/general_physics/2_7/2_7_9.html

Ship & Bunker (2017) <https://shipandbunker.com/prices/emea/nwe/nl-rtm-rotterdam#ULSFO>

Smith, I.K., Stosic, N., och Kovacevic, A. (2014) Power Recovery from Low Grade Heat by Means of Screw Expanders. *Elsevier*

Smith, I.K., Stosic, N., Mujic, E. och Kovacevic, A. (2011). Steam as the working fluid for power recovery from exhaust gases by means of screw expanders. *SAGE Journals, Volym(225)*, 117-125. doi: 10.1177/2041300910393429

Stone, R (2012). *Introduction to internal combustion engines*. (4. uppl.). Basingstoke: Palgrave Macmillan.

Bilaga 1. Redogörelse för antagande av sjövattnenflöde genom dumpkondensator

På Stena Saga används huvudmaskinernas sjövattnepumpar för att pumpa sjövattnen genom dumpkondensatorn. Dessa sjövattnepumpar är frekvensstyrda och regleras av LT-vattnets temperatur. LT-vattnet är lågtemperaturkretsen i fartygets kylsystem för huvudmaskiner och diverse kringutrustning (Kuiken, 2012).

Under vintertid, då mätvärdena är tagna, opererar pumparna med en frekvens på 37Hz och ett tryck på 1,8 bar. Det flöde som pumparna ger antas vara konstant vid denna årstid, men kommer med största sannolikhet ändras när det är sommar då temperaturen stiger. Då kommer det krävas mer kylning till huvudmaskinerna.

En separat pump till dumpkondensatorn används då fartyget ligger till kaj och sjövattnepumpar normalt är ur drift. Denna pump levererar ett flöde på 41,4 ton/h, enligt display där mätvärden visas. Det är detta flödet som antas flöda genom dumpkondensatorn vid normal drift.

Antaganden för beräkningar

- Det maximala ångflödet som kan passera genom kondensatorn är enligt fartygets ritning 3000kg/h. Alltså $\dot{m}_{\text{ångmax}} = 3 \text{ ton/h}$.
- Entalpiändringen är enligt tabell $\Delta i_{\text{ånga}} = 2048,16 \text{ kJ/kg}$
- Enligt driftsfall 2 (se bilaga 2), då maskinerna har en högre belastning, är Δt för sjövattnen 33°C . Därför antas $\Delta t_{sv} = 33^\circ\text{C}$ vara ett normalt värde.
- $c_{p_{sv}} = 3,993 \text{ kJ/kg}\times\text{K}$

Beräkning av sjövattnenflöde vid maximal dumpning av ånga

För formler, se bilaga 2.

$$1. P_{\text{ånga}} = \dot{m}_{\text{ångmax}} \times \Delta i_{\text{ånga}}$$

$$P_{\text{ånga}} = \frac{3000}{3600} \times 2048,16 = 1706,8 \text{ kW}$$

$$2. P_{\text{ånga}} = P_{sv} = 1706,8 \text{ kW}$$

$$3. P_{sv} = \dot{m}_{sv} \times c_{p_{sv}} \times \Delta t_{sv} = 1706,8 \text{ kW}$$

$$1706,8 \text{ kW} = \dot{m}_{sv} \times c_{p_{sv}} \times \Delta t_{sv}$$

$$\dot{m}_{sv} = \frac{1706,8}{c_{p_{sv}} \times \Delta t_{sv}}$$

$$\dot{m}_{sv} = \frac{1706,8}{3,993 \times 33} = 12,95 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{sv} = 12,95 \text{ kg/s} = 12,95 \times 3,6 = 46,62 \text{ ton/h}$$

Slutsats

Enligt beräkningar med maximal ångdumpning (3 ton ånga/h) är sjövattenflödet genom kondensorn 46,62 ton/h. Antagandet att flödet är 41,4 ton/h (vid 2,671 ton ånga/h) anses därför vara rimligt.

Bilaga 2. Beräkning och analys av ångflöden vid olika driftsfall

Formler

- $P_{sv} = \dot{m}_{sv} \times cp_{sv} \times \Delta t_{sv}$
 P_{sv} = Överförd effekt för sjövatten genom kondensorn
 \dot{m}_{sv} = Massflöde sjövatten
 cp_{sv} = Specifik värmekapacitet för sjövatten
 Δt_{sv} = Tempskillnad för sjövatten över kondensorn
- $P_{\text{ånga}} = \dot{m}_{\text{ånga}} \times \Delta i_{\text{ånga}}$
 $P_{\text{ånga}}$ = Överförd effekt för ånga genom kondensorn
 $\dot{m}_{\text{ånga}}$ = Massflöde ånga
 $\Delta i_{\text{ånga}}$ = Entalpiändring för ånga över kondensorn
- $P_{\text{ånga}} = P_{sv}$
Energibalans över kondensorn

Antaganden

- Massflödet för sjövatten genom kondensorn är, $\dot{m}_{sv} = 41,4$ ton/h (Se Bilaga 1).

$$\dot{m}_{sv} = \frac{41,4}{3,6} = 11,5 \text{ kg/s}$$

- Entalpiändringen tas ur tabell (Alvarez, 1996)

- $cp_{sv} = 3,993$ kJ/kg×K taget ur tabell

(http://www.kayelaby.npl.co.uk/general_physics/2_7/2_7_9.html)

Mätvärden för olika driftsfall

$p_{\text{ånga}}$ = Ångtrycket i systemet

t_{1sv} = Temperatur på sjövatten in i kondensorn

t_{2sv} = Temperatur på sjövatten ut ur kondensorn

\dot{m}_{sv} = Massflöde sjövatten (Se bilaga 1 för förklaring)

Driftsfall 1 (Fredrikshamn till Skagen)

Belastning på huvudmaskiner = 85%

Varvtal = 430 rpm

Fart = 15,4 knop

$p_{\text{ånga}} = 6,7$ bar(a)

$t_{1sv} = 5,9^\circ\text{C}$

$t_{2sv} = 12,0^\circ\text{C}$

Driftsfall 2 (Skagen till Dröbak)

Belastning på huvudmaskiner = 89%

Varvtal = 482 rpm

Fart = 18,8 knop

$p_{\text{ånga}} = 8,4$ bar(a)

$t_{1sv} = 6,0^\circ\text{C}$

$t_{2sv} = 39,0^\circ\text{C}$

Driftsfall 3 (Dröbak till Oslo)

Belastning på huvudmaskiner = 85%

Varvtal = 427 rpm
Fart = 15,4 knop
 $p_{\text{ånga}} = 6,6 \text{ bar(a)}$
 $t_{1\text{sv}} = 3,4^\circ\text{C}$
 $t_{2\text{sv}} = 17,8^\circ\text{C}$

Beräkning av ångflöde vid driftfall 1

$$1. P_{sv} = \dot{m}_{sv} \times cp_{sv} \times \Delta t_{sv}$$

$$P_{sv} = 11,5 \times 3,993 \times (12,0 - 5,9) = 280,1 \text{ kW}$$

$$2. P_{\text{ånga}} = P_{sv} = 280,1 \text{ kW}$$

$$3. P_{\text{ånga}} = \dot{m}_{\text{ånga}} \times \Delta i_{\text{ånga}}$$

$$280,1 = \dot{m}_{\text{ånga}} \times \Delta i_{\text{ånga}}$$

$$\dot{m}_{\text{ånga}} = \frac{280,1}{\Delta i_{\text{ånga}}}$$

$$\Delta i_{\text{ånga}} \text{ vid } 6,7 \text{ bar(a)} = 2072,25 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{ånga}} = \frac{280,1}{2072,25} \approx 0,135 \text{ kg/s} = 0,135 \times 3,6 \text{ ton/h} = 0,486 \text{ ton/h}$$

Beräkning av ångflöde vid driftsfall 2

$$1. P_{sv} = \dot{m}_{sv} \times cp_{sv} \times \Delta t_{sv}$$

$$P_{sv} = 11,5 \times 3,993 \times (39,0 - 6,0) \approx 1515,3 \text{ kW}$$

$$2. P_{\text{ånga}} = P_{sv} = 1515,3 \text{ kW}$$

$$3. P_{\text{ånga}} = \dot{m}_{\text{ånga}} \times \Delta i_{\text{ånga}}$$

$$1515,3 \text{ kW} = \dot{m}_{\text{ånga}} \times \Delta i_{\text{ånga}}$$

$$\dot{m}_{\text{ånga}} = \frac{1515,3}{\Delta i_{\text{ånga}}}$$

$$\Delta i_{\text{ånga}} \text{ vid } 8,4 \text{ bar(a)} = 2041,23 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\text{ånga}} = \frac{1515,3}{2041,23} \approx 0,742 \text{ kg/s} = 0,742 \times 3,6 \text{ ton/h} = 2,671 \text{ ton/h}$$

Beräkning av ångflöde vid driftsfall 3

$$1. P_{sv} = \dot{m}_{sv} \times c_{p_{sv}} \times \Delta t_{sv}$$

$$P_{sv} = 11,5 \times 3,993 \times (17,8 - 3,4) \approx 661,2 \text{ kW}$$

$$2. P_{\dot{a}nga} = P_{sv} = 661,2 \text{ kW}$$

$$3. P_{\dot{a}nga} = \dot{m}_{\dot{a}nga} \times \Delta i_{\dot{a}nga}$$

$$661,2 \text{ kW} = \dot{m}_{\dot{a}nga} \times \Delta i_{\dot{a}nga}$$

$$\dot{m}_{\dot{a}nga} = \frac{661,2}{\Delta i_{\dot{a}nga}}$$

$$\Delta i_{\dot{a}nga} \text{ vid } 6,6 \text{ bar(a)} = 2074,21 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{\dot{a}nga} = \frac{661,2}{2074,21} \approx 0,319 \text{ kg/s} = 0,319 \times 3,6 \text{ ton/h} = 1,148 \text{ ton/h}$$

Bilaga 3. Beräkning av bränslebesparing med våt-ångturbindrift

I denna bilaga visas beräkningar av möjlig bränslebesparing vid applicering av en våt-ångturbin ombord på Stena Saga. På grund av två antaganden om olika specifika bränsleförbrukningsvärden, finns en känslighetsanalys med i stycket. Beräkningarna av båda värdena visas för att ge en jämförelse.

Då det är svårt att fastställa Stena Sagas belastningskurva för en resa så görs en uppskattning utifrån de tre driftfall som det i *bilaga 2* räknats på. En resa från Fredrikshamn till Oslo tar 9 timmar.

Det uppskattas att driftfallen över tid under en resa fördelas på följande vis:

- Driftfall 1 (Fredrikshamn till Skagen) - 1h
- Driftfall 2 (Skagen till Dröbak) - 7h
- Driftfall 3 (Dröbak till Oslo) - 1h

Enligt tillverkare så kan den tänkta turbinen vid de olika driftfallen producera:

- Driftfall 1 (Fredrikshamn till Skagen) - 52kW
- Driftfall 2 (Skagen till Dröbak) - 326 kW
- Driftfall 3 (Dröbak till Oslo) - 129 kW

Antaganden

- Enligt Wärtsilä är den specifika bränsleförbrukningen för de hjälpkärror som Saga har, $SFC_1 = 178,8 \text{ g/kWh}$. Detta värde gäller dock för en relativt ny och modern version. Motorerna i fråga är i skrivande stund 36 år gamla. Med hjälp av lärare på Chalmers Tekniska Högskola har författarna gjort ett antagande om att hjälpkärrorna på Stena Saga är, $SFC_2 = 225,0 \text{ g/kWh}$.

Beräkning av bränslebesparing per resa

Den totala energin som ångturbinen skulle kunna producera under en resa:

$$(P_{\text{Driftfall1}} \times \text{Tim}_{\text{Driftfall1}}) + (P_{\text{Driftfall2}} \times \text{Tim}_{\text{Driftfall2}}) + (P_{\text{Driftfall3}} \times \text{Tim}_{\text{Driftfall3}}) = \text{kWh}_{\text{Totalt}}$$
$$(52 \times 1) + (326 \times 7) + (129 \times 1) = 2463 \text{ kWh}$$

Vid specifik bränsleförbrukning 1:

Mängd bränsle som sparas på en resa då $SFC_1 = 178,8 \text{ g/kWh}$:

$$178,8 \times 2463 = 440\,384,4 \text{ g} \approx 0,440 \text{ ton}$$

Vid specifik bränsleförbrukning 2:

Mängd bränsle som sparas på en resa då $SFC_2 = 225,0 \text{ g/kWh}$:

$$225,0 \times 2463 = 554\,175 \text{ g} \approx 0,554 \text{ ton}$$

Beräkning av bränslebesparing per år

Som nämnts tidigare i rapporten är det endast under resan från Fredrikshamn till Oslo som det dumpas ånga. På nattresan är det för låg ångproduktion för att det skall ske.

Det görs en dagsresa om dagen på lågsäsong, förutom på måndagar och tisdagar då Stena Saga ligger still. På lågsäsong görs alltså 5 resor i veckan.

På högsäsong är det inga liggedagar, då görs alltså 7 resor i veckan.

Under de 52 veckor som utgör ett år räknas 3 veckor bort för varvsbesök och oplanerad liggetid. Högsäsongen varar 10 veckor, och lågsäsongen sträcker sig då över 39 veckor.

Antal dagar då dagsresa sker:

- Högsäsong: 70
- Lågsäsong: 195
- Totalt: 265

Aktuellt (2017-03-31) bunkerpris för RMD-80 är 431,50 \$/mt, hämtat från (<http://shipandbunker.com/prices/emea/nwe/nl-rtm-rotterdam#ULSFO>). Med dagens växlingskurs motsvarar detta 3850 kr/mt.

Vid specifik bränsleförbrukning 1:

Vid fall 1 kan $256 \times 0,440 = 112,64$ tonbesparas per år.

Med aktuella bunkerpriser skulle detta leda till en besparing på $112,64 \times 3850 = 433\,664 \approx 433\,000$ kr/år.

Vid specifik bränsleförbrukning 2:

Vid fall 2 kan $256 \times 0,554 = 141,824$ tonbesparas per år.

Med aktuella bunkerpriser skulle detta leda till en besparing på $141,824 \times 3850 = 546\,022 \approx 546\,000$ kr/år.

Beräkning av återbetalningstid

En offert för en lämplig turbin för dessa driftfall har tillhandahållits av Weckman AB som förmedlar ångturbiner både för marint bruk och på landsidan.

Enligt offert är det totala priset för inköp 540 000 EUR, vilket i dagens kurs (2017-04-03) motsvarar 5 140 000 kr.

Vid specifik bränsleförbrukning 1

Vid fall 1 fås återbetalningstiden $\frac{5\,140\,000}{433\,000} \approx 11,87$ år

Vid specifik bränsleförbrukning 2

Vid fall 2 fås återbetalningstiden $\frac{5\,140\,000}{546\,000} \approx 9,41$ år

Bilaga 4. Beräkning av bränslebesparing med skruvexpander

I denna bilaga visas beräkningar av möjlig bränslebesparing vid applicering av en skruvexpander ombord på Stena Saga.

På grund av två antaganden om olika specifika bränsleförbrukningsvärden, finns en känslighetsanalys med i stycket. Beräkningarna av båda värdena visas för att ge en jämförelse.

För att se gjorda antaganden kring beräkningarna som görs och förklaring av de olika driftfallen, se *bilaga 3*.

Enligt tillverkaren kan den tänkta turbinen vid de olika driftfallen producera:

- Driftfall 1 (Fredrikshamn till Skagen) - 2 kW
- Driftfall 2 (Skagen till Dröbak) - 147 kW
- Driftfall 3 (Dröbak till Oslo) - 53 kW

Beräkning av bränslebesparing per resa

Den totala energin som skruvexpandern skulle kunna producera under en resa:

$$(P_{\text{Driftfall1}} \times \text{Tim}_{\text{Driftfall1}}) + (P_{\text{Driftfall2}} \times \text{Tim}_{\text{Driftfall2}}) + (P_{\text{Driftfall3}} \times \text{Tim}_{\text{Driftfall3}}) = \text{kWh}_{\text{Totalt}}$$
$$(2 \times 1) + (147 \times 7) + (52 \times 1) = 1082 \text{ kWh}$$

Vid specifik bränsleförbrukning 1:

Mängd bränsle som sparas på en resa då $\text{SFC}_1 = 178,8 \text{ g/kWh}$:

$$178,8 \times 1083 = 183\,985,2 \text{ g} \approx 0,193 \text{ ton}$$

Vid specifik bränsleförbrukning 2:

Mängd bränsle som sparas på en resa då $\text{SFC}_2 = 225,0 \text{ g/kWh}$:

$$225,0 \times 1083 = 231\,525 \text{ g} \approx 0,244 \text{ ton}$$

Beräkning av bränslebesparing per år

Vid specifik bränsleförbrukning 1:

Vid fall 1 kan $256 \times 0,193 = 49,408 \text{ ton}$ besparas per år.

Med aktuella bunkerpriser skulle detta leda till en besparing på $49,408 \times 3850 = 190\,221 \approx 190\,000 \text{ kr/år}$.

Vid specifik bränsleförbrukning 2:

Vid fall 2 kan $256 \times 0,244 = 62,464 \text{ ton}$ besparas per år.

Med aktuella bunkerpriser skulle detta leda till en besparing på $62,464 \times 3850 = 240\,468 \approx 240\,000 \text{ kr/år}$.

Beräkning av återbetalningstid

Ett pris för en lämplig anläggning för dessa driftfall har tillhandahållits av Heliex Power som har en patenterad teknologi för skruvexpanders.

Enligt prispförslag skulle det totala priset för inköp vara 190 000 GBP, vilket i dagens kurs (2017-04-12) motsvarar 2 136 000 kr.

Vid specifik bränsleförbrukning 1

Vid fall 1 skulle återbetalningstiden bli $\frac{2\,136\,000}{190\,000} \approx 11,24$ år

Vid specifik bränsleförbrukning 2

Vid fall 2 skulle återbetalningstiden bli $\frac{2\,136\,000}{240\,000} \approx 8,9$ år