

Examensarbete, Högskolan på Åland, Utbildningsprogrammet för maskinteknik

# **KONVERTERING AV BILDÄCKSUPPVÄRMNINGEN PÅ M/S VIKING GRACE**

**- Undersökning av alternativ metod med hetvatten**

Anton Rehnström, Simon Stenman



19:2018

Datum för godkännande: 03.12.2018  
Handledare: Göran Henriksson

# EXAMENSARBETE

## Högskolan på Åland

<b>Utbildningsprogram:</b>	Maskinteknik
<b>Författare:</b>	Anton Rehnström, Simon Stenman
<b>Arbetets namn:</b>	Konvertering av bildäcksuppvärmningen på M/S Viking Grace - Undersökning av alternativ metod med hetvatten
<b>Handledare:</b>	Göran Henriksson
<b>Uppdragsgivare:</b>	Viking Line ABP

### Abstrakt

Det här arbetet är en undersökning av alternativ metod för uppvärmning av bildäck på M/S Viking Grace. Syftet är att komma bort ifrån de problemen som finns med nuvarande ångsystem som dras med oljud och på så sätt förbättra boende- och arbetsmiljön för besättningen. Målet är att finna en lösning på hur en konvertering och ombyggnad av fartyget kan utföras och den primära inriktningen för undersökningen är vattenburna system med en värmeväxlare mellan ånga och vatten samt en cirkulationspump för vattnet ut till de olika elementen.

Vi kom fram till att en konvertering är möjlig så länge vi utgår från en ny stamledning och nya ledningar till värmeelementen för att få ett tillräckligt vattenflöde.

### Nyckelord (sökord)

Viking Grace, bildäck, värmning, värmeväxlare

<b>Högskolans serienummer:</b>	<b>ISSN:</b>	<b>Språk:</b>	<b>Sidantal:</b>
19:2018	1458-1531	Svenska	44 sidor

<b>Inlämningsdatum:</b>	<b>Presentationsdatum:</b>	<b>Datum för godkännande:</b>
29.11.2018	30.11.2018	03.12.2018

# DEGREE THESIS

## Åland University of Applied Sciences

<b>Study program:</b>	Mechanical Engineering
<b>Author:</b>	Anton Rehnström, Simon Stenman
<b>Title:</b>	Conversion of Cardeck Heating onboard M/S Viking Grace - Analysis of alternative method using hot water
<b>Academic Supervisor:</b>	Göran Henriksson
<b>Technical Supervisor:</b>	Viking Line ABP

<b>Abstract</b>
<p>This thesis is an analysis of an alternative way of heating the car deck onboard M/S Viking Grace. The aim is to get rid of the problems that are occurring with the current steam system which suffers from slamming/noises and by that improving the living and working environment for the crew. The goal is to find a solution from which a conversion and retrofitting of the ship can be made and the primary orientation of the analysis will be towards waterborne systems containing a heat exchanger between steam and water and a circulation pump for the water to the heating elements.</p> <p>Our conclusion is that a conversion is possible as long as a new main pipeline as well as new pipes to the heating elements is installed in order to achieve a sufficient water flow.</p>

<b>Keywords</b>
Viking Grace, car deck, heating, heat exchanger

<b>Serial number:</b>	<b>ISSN:</b>	<b>Language:</b>	<b>Number of pages:</b>
19:2018	1458-1531	Swedish	44 pages

<b>Handed in:</b>	<b>Date of presentation:</b>	<b>Approved on:</b>
29.11.2018	30.11.2018	03.12.2018

# INNEHÅLLSFÖRTECKNING

<b>ORDLISTA</b>	<b>6</b>
<b>1. INLEDNING</b>	<b>8</b>
1.1 Syfte	8
1.2 Bakgrund	8
1.3 Fakta om fartyget	8
1.4 Nulägesanalys	9
1.5 Problem	10
1.6 Tidigare undersökningar	11
1.7 Metoder och material	11
1.8 Avgränsningar	12
<b>2. KOMPONENTER</b>	<b>13</b>
2.1 Cirkulationsmedium	13
2.1.1 Allmänt	13
2.1.2 Frågeställningar och problem	13
2.2 Värmeväxlare	14
2.2.1 Allmänt	14
2.2.2 Plattvärmeväxlare	14
2.2.3 Tubvärmeväxlare	15
2.2.4 Frågeställningar och problem	15
2.3 Element	16
2.3.1 Allmänt	17
2.3.2 Frågeställningar och problem	17
2.4 Cirkulationspump	17

2.4.1 Allmänt	17
2.4.2 Frågeställningar och problem	18
2.5 Rörledningar	18
2.5.1 Allmänt	18
2.5.2 Frågeställningar och problem	19
2.6 Reglering	19
2.6.1 Allmänt	19
2.6.2 Frågeställningar och problem	19
2.7 Ventilation	20
2.7.1 Däck 3	20
2.7.2 Däck 5	20
2.8 Hjälpplanna	20
2.9 Avgasplanna	22
<b>3. MÄTNINGAR OCH MATERIAL</b>	<b>23</b>
3.1 Besök ombord	23
3.1.1 Mätutrustning	23
3.1.2 Mätpunkter	24
3.1.3 Svårigheter vid mätningarna	25
3.2 Material från tillverkare	25
<b>4. ÅNGSYSTEM</b>	<b>27</b>
4.1 Elementens nuvarande värmeeffekt	27
<b>5. HETVATTENSYSTEM</b>	<b>29</b>
5.1 Elementen	30
5.1.1 k-värden	30
5.1.2 Elementens medietemperaturer	33
5.2 Värmeväxlare	35
5.2.1 Värmeväxlarens sluttemperatur	35
5.2.2 Värmeväxlarens effekt	36

5.3 Rörledningar	36
5.3.1 Tryckförlust	37
5.4 Cirkulationspump	38
5.5 Reglering	40
<b>6. SLUTSATSER</b>	<b>41</b>
6.1 Fortsatta undersökningar	41
6.1.1 Sänkning av flödet	41
6.1.2 Uppvärmning med spillvärme	42
6.1.3 Installationskostnad och återbetalningstid	42
6.1.4 Undersökning av värmebehovet på bildäck	42
<b>KÄLLFÖRTECKNING</b>	<b>43</b>
<b>BILAGOR</b>	<b>44</b>
Bilaga 1	
Bilaga 2	
Bilaga 3	
Bilaga 4	
Bilaga 5	
Bilaga 6	
Bilaga 7	

# ORDLISTA

- Värmeväxlare - komponent som överför värmeenergi mellan två medier, finns både i varianter där medierna är åtskilda och såna där de blandas.
- Ångbalans - av varvet beräknad energifördelning för ångproduktionen ombord.
- Vattenslag - oljud som kan uppstå i ångledningar p.g.a. felkonstruktion, t.ex då vatten samlas i krökar och låga punkter eller då varmt och kallt kondens går in på samma ledning.
- Frekvensomvandlare - en elektrisk komponent som används för att omvandla en växelspänning med en frekvens till en växelspänning på en annan frekvens och på så vis kan man varvtalsstyra pumpar för att effektivisera dessa.
- Värmekapacitet - ett mått på den mängd energi som måste tillföras en massenhet av ett ämne för att höja dess temperatur en grad.
- Värmeövergångskoefficient -  $\alpha$ -värde, ett hjälptal för att beräkna temperaturändring mellan arbetsmediet och en väggyta där värme skall överföras.
- Värmegenomgångskoefficient - k-värde, ett hjälptal för att beräkna värmetransporter genom väggar utifrån förhållanden runt om och i materialet.
- Värmekonduktivitet - Ett materials förmåga att leda värme.
- Etylenglykol - en av de vanligaste sorterna av glykol som frostskydd.
- Diffusor - spridningsmunstycke på en rörända, minskar hastigheten och ökar trycket.
- Hotwell - uppsamlingstank för varmt kondensat innan det cirkuleras till pannan.
- Uppfordringshöjd - mått på en pumps kapacitet, den nyttiga delen av vätskans tillståndsförändring mätt i meter vätskepelare.
- DN-rör - standardiserad rördimension, inom ISO-standarderna avser siffran innermättet på röret, godset bygger på utsidan av röret. T.ex DN25 har innermättet 25 mm.

- AutoCAD - Datorprogram som används för att göra ritningar.
- IP-klass - Kapslingsklass, klassificering av inkapslingen för elektrisk utrustning, talar om hur väl utrustningen är skyddad för vatten, damm och beröring.
- General description - Allmän beskrivning över visst system på fartyget.



# 1. INLEDNING

Detta examensarbete undersöker en alternativ lösning på bildäcksuppvärmningen ombord på M/S Viking Grace. Målet är att komma fram till ett förslag på en lösning som Viking Line kan använda för att bygga om fartyget för att komma undan de problem vi kommer ta upp. Arbetet kommer att rikta in sig på en lösning med hetvatten, då det är det som uppdragsgivaren främst efterfrågat.

## 1.1 Syfte

Syftet med det här arbetet är att undersöka huruvida det är möjligt att vintertid värma upp bildäck med hjälp av hetvatten ombord på Viking Grace. Det innebär en konvertering av det nu ångburna uppvärmningssystemet till ett vattenburet. Detta för att öka komforten ombord och komma undan de problem vi tar upp närmare i kapitel 1.5.

Vi ser att vi genom det här arbetet kommer att fördjupa våra kunskaper inom termodynamiska beräkningar på system med fler komponenter än vi tidigare beräknat på och även få en djupare förståelse om hur man dimensionerar och tar fram dessa system och planerar in en möjlig ombyggnad av ett befintligt fartyg.

## 1.2 Bakgrund

Detta projekt har blivit aktuellt då nuvarande lösning med ånga har visat sig ha problem som Viking Line vill komma undan. Problemen rotar sig främst i oljud och störningar av arbetsmiljön ombord och detta är den största orsaken till att en ombyggnad och konvertering är önskad.

## 1.3 Fakta om fartyget

Nedan följer teknisk och allmän data om fartyget i fråga (se fig. 1).

- Byggt: 2013 på STX Finland
- Bredd: 31,8 meter
- Längd: 218 meter
- Bruttodräktighet: 57 565

- Nettodräktighet: 38 039
- Passagerare: 2800
- Besättning: 200
- Hyttplatser: 2980
- Filmeter: 1275 meter
- Klassning: Lloyd's Register
- Huvudmotorer: 4 x Wärtsilä 8L50DF á 7600 kW
- Drivmotorer: 2 x ABB á 10,5 MW
- Bogpropellrar: 2 x 2300 kW
- Sidopropellrar: 1 x 1500 kW
- Hjälppanna: 2 x 7000 kg/h, 7 bar
- Avgaspanna: 4 x 1710 kg/h, 7 bar
- Fart: 22 knop
- Isklass: 1A super



Figur 1. Fartyget M/S Viking Grace. (Sjöström, 2018)

## 1.4 Nulägesanalys

I nuläget värms bildäcken medelst ånga som skickas till olika element ute på bildäcken. Utöver värmeelementen så finns ett skilt ventilationssystem för till- och frånluft som endast

kommer att tas upp ytligt i detta arbete. Elementen används endast under vinterhalvåret då temperaturerna kräver detta och står helt ur bruk under de varma månaderna. I ångbalansen har man utgått från ett vinterväder med en lufttemperatur på  $-25^{\circ}\text{C}$  och en vattentemperatur på  $0^{\circ}\text{C}$  och det är även detta vi har utgått ifrån i våra beräkningar och då ska systemet klara av att hålla  $5^{\circ}\text{C}$  inne på bildäck.

Det finns totalt 16 stycken värmeelement: 12 stycken jämnt fördelat på bildäck 3 och 4 samt 4 stycken på det mindre bildäcket på däck 5. De värms av mättad ånga som produceras av antingen någon av de 4 avgaspannorna eller de 2 hjälppannorna. Avgaspannorna producerar var och en 1710 kg ånga per timme med ett tryck på 7 bar övertryck och hjälppannorna producerar ånga vid 7 bar övertryck och har en kapacitet upp till 7000 kg ånga per timme styck.

## 1.5 Problem

Det största problemet ombord är oljuden som kommer från rören på ett flertal ställen runt om på fartyget. Främst är det nere i maskinrummet, men även på däck 3 och 5 i anslutning till värmeelementen för bildäcket och ljudet hörs bland annat till personalhytterna vilket förstör arbetsmiljön för de som bor där.

Problemet uppstår som mest då man kör elementen på lite lägre effekt så att ångflödet till elementen är lägre. Då finns det ställen i rörledningarna där den snabba ångan drar med sig kondensat i matarledningarna och då uppstår det smällar när vätskan inte kan komprimeras som ångan. Det andra problemet är att varmt kondensat går in på ledningar med kallare kondensat och när det varmare kondensatet kyls hastigt uppstår smällar.

Dessa problem undviks i nuläget med att höja termostaten och köra mera ånga till elementen. Det ökade flödet gör att oljuden minskar. Problemet med detta är att man får onödigt hög temperatur på bildäck. Detta i sin tur kompenseras genom att ha flera element ur bruk och bara köra stort flöde till några färre element istället. Uppdraget är nu att finna en bättre och smidigare lösning där systemet fungerar utan dessa nödlösningar.

## 1.6 Tidigare undersökningar

Viking Line har redan tidigare tagit upp dessa problem med varvet Meyer Turku (tidigare STX Finland, då fartyget byggdes) som har byggt fartyget och under åren har flera små ombyggnationer av ångsystemet gjorts i hopp om att bli kvitt problemet, dock utan större framgång. Den 15-16.2.2017 utfördes således en inspektion ombord av en grupp bestående av två representanter från varvet och en från Spirax Sarco. Spirax Sarco är ett företag som både designar och dimensionerar ångsystem samt tillhandahåller diverse komponenter till ångsystem.

Gruppen tittade på de olika områdena där det uppkommit slamming och kom med ett förslag på lösning för varje enskilt fall. Deras lösningar tar sig an de olika felkonstruktionerna som gjorts i rörsystemet och handlar om både nya rördragningar samt installation av diffusorer och ångfällor på nya ställen och kontroll samt reparation av befintliga ångfällorna som anses ha tvivelaktig funktion på vissa ställen.

## 1.7 Metoder och material

Arbetet kommer i stor grad att utgå ifrån egna mätningar ombord över det nuvarande systemet. Utgående från våra mätningar kan beräkningar göras och på så vis kan vi dimensionera de nya komponenterna så att vi får ett system som klarar behovet. Även en del datablad från tillverkare av befintliga komponenter används som riktlinjer. Då det är svårt att få tag på mer ingående data från tillverkarna så kommer vi att jobba med en del antagande av värden på komponenterna utgående från de datablad vi har, i brist på exakta data. Sedan när vi fått våra resultat kan man jämföra med olika tillverkares produkter och hitta det som passar.

Förutom material från tillverkare kommer vi att använda oss av en hel del facklitteratur inom främst termo- och hydrodynamik. Det rör sig om bland annat formler och tabeller från både böcker och internet. Medan vi gjorde undersökningarna ombord så pratade vi även en del med förste maskinisten för att få ett grepp om driften och deras problem och under beräkningsstadiet har vi haft en del samtal med vår handledare för att få guidning under räknandets gång, främst vad det gäller kontroll av att våra värden och resultat vi fått under

tiden har varit rimliga och något vi kunnat gå vidare med. Vi har hållit en konstant dialog och regelbundna samtal.

## **1.8 Avgränsningar**

Arbetet kommer uteslutande att handla om att bygga om ångsystemet till ett hetvattensystem. Tidigare utredning av Meyer Turku har redan gett förslag på lösningar på att bygga om och förbättra det befintliga ångsystemet, så den lösningen finns redan. Hetvattensystemet kommer att bestå av en värmeväxlare som använder ånga att värma upp hetvattnet och sedan kommer en cirkulationspump att cirkulera det uppvärmda vattnet till elementen.

Våra beräkningar kommer att fokusera på att dimensionera dessa för att dels se om det är möjligt inom rimliga gränser och utan alltför stora ingrepp och om det är möjligt att komma med förslag på produkter som kan användas. Vi kommer ej att ta upp kostnader och inbesparingar i detta arbete, utan lämnar detta till uppdragsgivaren ifall de väljer att gå vidare med vår lösning. Vi kommer ej heller att ta upp reglering annat än ytligt och optimering av cirkulationen i systemet, då det är ett helt arbete i sig.

## **2. KOMPONENTER**

Konverteringen kommer dels att kräva ett par helt nya komponenter och dels att de befintliga antingen är kompatibla och har tillräcklig kapacitet eller att de byts ut till andra som passar.

Vi kommer att kunna ge förslag på vad man ska tänka på angående komponenterna, men det är upp till uppdragsgivaren att närmare höra med varven för att få offert och förslag på komponenter som varvet erbjuder.

### **2.1 Cirkulationsmedium**

Genom att nu ta in ett nytt medium vid sidan om ånga blir det en del att tänka på.

Egenskaperna kommer att vara en hel del annorlunda och det är något som måste tas i beaktande på flera håll. Några av de befintliga komponenterna kan bli felkällor i fall det nya cirkulationsmediet inte väljs med omtanke.

#### **2.1.1 Allmänt**

Det kommer ej att gå att använda helt vanligt obehandlat vatten i hetvattensystemet.

Problemet som främst skulle kunna uppstå med obehandlat vatten är frysning.

Systemet bör kunna stå stilla även det råder minusgrader, vid till exempel dockning och liknande. Även då fartyget lastar och lossar i sträng vinterkyla finns det en risk för att det fryser i rören. Därför bör vattnet innehålla någon form av anti-frys, förslagsvis glykol.

#### **2.1.2 Frågeställningar och problem**

Det finns två sorters glykol som är aktuella i detta fall: etylen- och propylenglykol. Båda har lite olika egenskaper. Det som främst bestämmer här är troligtvis vilken sorts glykol som redan används ombord, för att förenkla vid service och lagerhållning. Till exempel i sprinklerledningar på bildäck använder man glykol av samma orsaker som i detta fall. Om flera sorter används ombord är det egenskaperna som spelar in på valet.

Sedan bör det undersökas om det lönar sig att behandla vattnet något mera. Systemet kommer att vara slutet, så varken korrosion eller nedsmutsning lär bli ett problem såvida systemet sköts korrekt och fylls på med ren och korrekt blandad glykollösning.

## **2.2 Värmeväxlare**

Värmeväxlaren kommer att bli länken mellan det gamla systemet och det nya systemet, där ångan som tidigare for till elementen och värmdessa, nu kommer att värma vattensidan i värmeväxlaren.

### **2.2.1 Allmänt**

Det finns flera typer av värmeväxlare. I detta fall är det endast aktuellt med värmeväxlare där medierna ej blandas, eftersom vi behöver ha ett slutet system med behandlat vatten som går ut till elementen. De alternativ som är närmast till hands är antingen en tubvärmeväxlare eller en plattvärmeväxlare. Båda kommer med sina olika fördelar och nackdelar.

### **2.2.2 Plattvärmeväxlare**

Plattvärmeväxlare består av ett antal plattor som har någon form av kors- eller vågmönster där vattnet passerar. Plattorna är upphängda på ett flertal bärande stänger som också är det som spänner ihop plattorna mot varandra. Uppe och nere på värmeväxlaren finns sedan anslutningarna där medierna går in och ut ur värmeväxlaren.

En plattvärmeväxlare är kan vara väldigt kompakt i sin utformning och kräver ganska lite utrymme vid isärtagning och service. Vidare så bidrar det turbulenta flödet i en plattvärmeväxlare att de hålls väldigt rena utan att avlagringar byggs upp och skulle man behöva ta upp och rengöra den så är det väldigt enkelt att få plattorna rena. Eftersom att den är väldigt enkelt uppbyggd så är det lätt att åtgärda problemet ifall man får läckage på ett plattpar. Den här utformningen gör även att man kan öka på antalet plattor ifall man behöver öka effekten. Då plattvärmeväxlare har ett högt värmeöverföringstal så kan den anses vara den effektivare värmeväxlaren och man kan således använda en mindre värmeväxlare och få samma effekt. (Frozee, 2014)

Plattvärmeväxlare är generellt sett dyrare i inköp då de ofta är dyrare att tillverka och använder dyrare material. Vid läckage är de svårare att felsöka då man ej kan trycktesta enkelt och sättet som plattorna är hopfogade kan vara väldigt begränsande vad det gäller värmeväxlarens tålighet för tryck och temperaturer. Heltvetsade varianter finns, men då försvinner alla fördelar som finns med att enkelt kunna plocka isär plattvärmeväxlaren. En

nackdel med att kunna plocka isär den enkelt är det sätter stora krav på monteringen för värmeväxlarens funktion. Överspänner man vid montering eller skadar någon platta när man handskas med den så uppstår det lätt läckage som kan vara svåra att åtgärda. (Frozee, 2014)

### **2.2.3 Tubvärmeväxlare**

En tubvärmeväxlare är uppbyggd kring ett paket av små, långa rör; tuberna. Runt dessa finns en stor cylinder som är skalet på värmeväxlaren. Ett av medierna går i tuberna, oftast det man vill värma/kyla och det andra flödar i skalet och i mellanrummen runt tuberna.

Tubvärmeväxlare är billigare att tillverka och klarar högre tryck och temperaturer. Den avlånga designen kan i vissa fall vara till en fördel vad det gäller placering av värmeväxlaren. De är lättare att felsöka vid läckage och man kan enkelt plugga den tuben som läcker och sedan fortsätta driften. De har även en låg tryckförlust över värmeväxlaren vilket i vissa tillämpningar är helt nödvändigt. (Frozee, 2014)

Tubvärmeväxlare är inte lika effektiva som plattvärmeväxlare och kan därför behöva vara ganska stora, vilket i vissa fall gör dem svårplacerade i ett maskinrum. De behöver också ganska stora utrymmen vid demontering då det krävs att man kan ta bort ena eller båda gavlarna och få ut hela paketet med tuber. En annan nackdel är att tubvärmeväxlare ej går att justera ytan i som man kan med en plattvärmeväxlare genom att sätta in eller ta bort plattor. (Frozee, 2014)

### **2.2.4 Frågeställningar och problem**

Vi började med att fundera kring vilken typ av värmeväxlare vi vill ha och kom ganska snabbt fram till att fokusera på plattvärmeväxlare. Fördelarna med dessa överväger nackdelarna i detta fall. Framförallt det att de är väldigt effektiva är bra i detta fall, då det gör att vi kan använda oss av en mindre värmeväxlare som inte tar så mycket plats. Speciellt i fall som detta då det rör sig om en eftermontering i ett maskinrum där det kan vara svårt att få plats med ny stor utrustning så är det en stor fördel. Sedan finns det en rad plattvärmeväxlare ombord som är väldigt lika i storlek och effekt som det vi söker efter, så det går bra att utgå från dessa när vi gör våra beräkningar och tittar på dimensioneringen. Att använda sig av

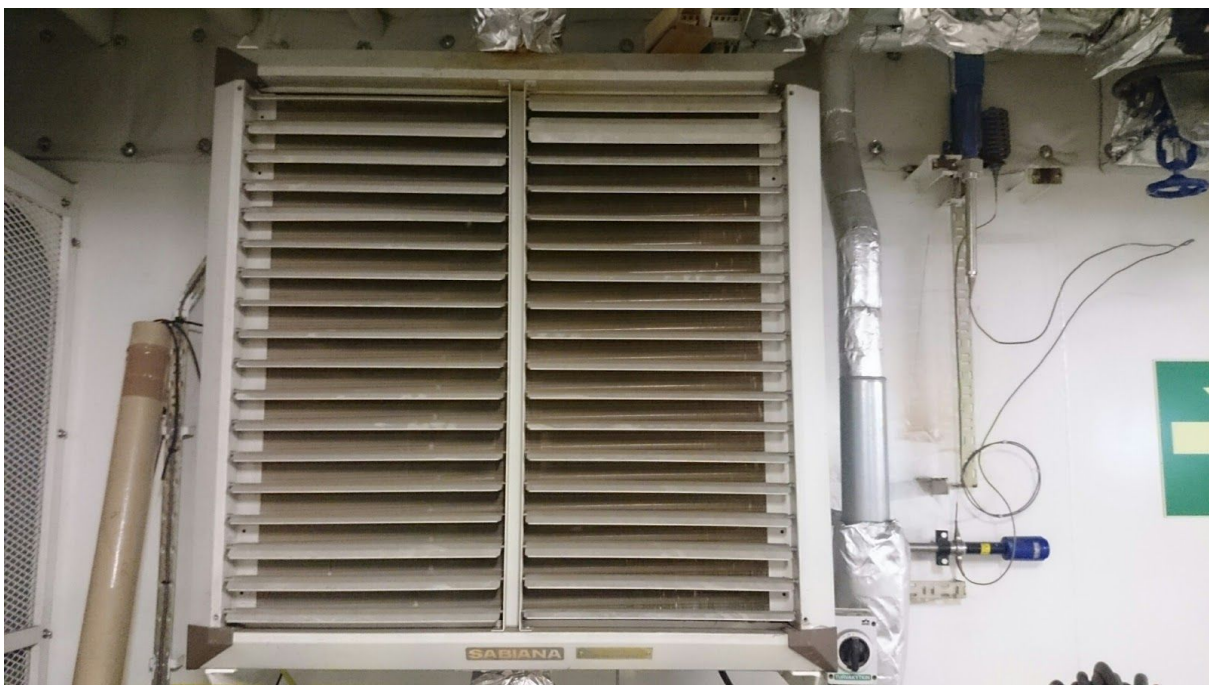


modeller från befintliga tillverkare ombord är en stor fördel för enhetlighetens skull vid service och support.

Nästa steg blir att fundera på vilken effekt värmeväxlaren behöver kunna överföra från ångan till vårt andra medium. Vi dimensionerar den tillgängliga ångan enligt ångbalansen och räknar med att kunna använda all ånga som nu används till elementen till att gå till värmeväxlaren istället. På så vis finns det ganska mycket effekt att tillgå om det är så att det skulle behövas.

## 2.3 Element

För att arbetet inte ska bli för stort och för att konverteringen ska vara försvarbar så bör systemet dimensioneras så att de befintliga elementen kan användas efter konverteringen. Elementen är därför det vi utgått från i våra beräkningar. Efter att ha studerat elementen så har vi fått klart att de är tillverkade för att klara drift både med ånga och vatten. På nästa sida finns en bild på ett av elementen i figur 2.



*Figur 2. Ett av fartygets värmeelement på bildäck.*

### **2.3.1 Allmänt**

I elementen löper det fyra slingor med klenare kopparrör runt vilka det är tunna flänsar för att öka värmeupptagningsarean. Sedan sitter det en inbyggd fläkt i elementet som tar omgivningsluft från bildäck och blåser den över värmeslingorna och vidare tillbaka ut på bildäck. Mättad ånga matas in i elementen och kondensatet som kommer ut ur elementet leds in på en gemensam kondensatledning in till *hotwell*. Temperaturen i elementen regleras med en termostat på matarledningen som styr ångflödet och fläktarna styrs från kontrollrummet.

### **2.3.2 Frågeställningar och problem**

Då elementen ej kommer att kunna bytas ut så kretsar mycket frågor kring om elementen kommer att vara tillräckligt effektiva då de körs på vatten istället för ånga. Vatten är nämligen ett mindre effektivt medium för värmning då det har lägre energiinnehåll. Vidare så påverkar elementen flödets karaktär på hetvattensidan. Allt från trycksänkning över elementen till möjligt flöde genom elementet är sånt som måste tas i beaktande när systemet designas.

## **2.4 Cirkulationspump**

Cirkulationspumpen är en av de nya komponenterna som kommer krävas. Ånga cirkulerar naturligt på ett annat sätt än vad vatten gör. Därför kommer det att krävas åtminstone en cirkulationspump för att få ut vattnet till alla element.

### **2.4.1 Allmänt**

I detta fall kommer vi ej att behöva ta hänsyn till statiska uppfodringshöjden då vi dimensionerar pumpen, då det är ett slutet system som utjämnar uppfodringshöjden till 0. Det som blir dimensionerande vid sidan om det erforderliga flödet är de olika motstånden som finns i systemet i form av elementen, ventiler, krökar med mera så är det är en av de mest kritiska punkterna vid dimensioneringen.

Det finns ett flertal av olika sorters pumpar som lämpar sig för olika installationer och sammanhang. Den som vi ansett vara mest lämplig är en centrifugalpump. Den fungerar genom att ett pumphjul snurras med hög hastighet i ett pumphus med hjälp av en elmotor i

detta fall. Den snabba farten på pumphjulet kommer göra att vätskan i pumphjulet slungas ut i periferin av centrifugalkraften och med pumphuset utformning så trycks den vätskan vidare. Då vätskan slungas iväg så bildas det ett undertryck bakom som suger in mer vätska i pumphjulet och processen fortgår. De är utrymmeseffektiva, ger ett jämnt flöde och har god möjlighet att reglera då de kan installeras med en varvtalsreglerad elmotor som ger bra flexibilitet och effektivitet.

## **2.4.2 Frågeställningar och problem**

Storleken på pumpen är en stor fråga som vi kommer räkna på. Pumpen har ganska höga krav på sig, men vi vill inte installera en pump som blir en sån stor elförbrukare att den börjar påverka elsystemet för mycket under sin drift. Därför är det viktigt att försöka hålla nere strömförbrukningen.

Sedan är frågan om det kommer krävas flera cirkulationspumpar eller som hela rörsystemet kan cirkuleras tillräckligt med en enda pump. För enkelhetens skull vore det givetvis vara att föredra med en enda pump, men rörsystemets utformning kan göra det omöjligt att genomföra det så. Elementen är ej kopplade i serie, utan de olika matningarna till elementen utgår ifrån en gemensam stam och skulle även göra så vid en ombyggnad. Därför måste även denna möjlighet utredas.

## **2.5 Rörledningar**

De befintliga rörledningarna är dimensionerade för att transportera ånga och det vore fördelaktigt att kunna återanvända dessa, för att förenkla ombyggnaden och hålla kostnaderna nere.

### **2.5.1 Allmänt**

Rörledningarna till elementen är DN32 och de från elementet är DN25. Dessa är isolerade med ånga i åtanke. De är dragna så att elementen är parallellkopplade. Från elementen går både ång- och kondensatrören in på gemensamma stammar. Därför är det möjligt att köra elementen oberoende från varandra.

## 2.5.2 Frågeställningar och problem

Rörsystemet är dimensionerat för ånga och då vatten är en mindre effektiv värmeöverförare så finns risken att dessa rör är för klena. Mängden vatten som behöver passera elementet riskerar att bli så stor att strömningshastigheten blir för stor för dessa rör. Men då isoleringen är väl tilltagen på ångrör kan vi räkna med en väldigt liten värmeförlust på vätskan längs rörledningarna istället.

Det kommer att krävas en del ombyggnationer av rören. Istället för ångrören in på alla element ska det dras en enda matning till den nya värmeväxlaren. Sedan ska de befintliga matningarna och returerna från elementen dras så att det blir ett slutet system på andra sidan värmeväxlaren tillsammans med cirkulationspumpen.

## 2.6 Reglering

Det nya systemet kommer likt det gamla att kräva någon form av reglering av temperaturen. På det gamla systemet satt det termostatstyrda ventiler på ångmatningen in i varje element där varje termostat kunde justeras skilt för sig.

### 2.6.1 Allmänt

Det finns flera vägar att gå med regleringen beroende på hur komplicerat och noggrant man vill göra det. Ett enkelt och smidigt sätt vore att använda liknande system som nu, där man sätter temperaturgivaren på utblåset på elementet så att ventilen justerar vattenflödet beroende på temperaturen på luften ut.

Pumpen borde regleras mot tryckdifferensen i systemet. Då skulle man sätta en tryckgivare på något element längst bort i systemet, där tryckskillnaden över elementet fallerar först. På så vis finns det alltid tillräckligt med tryck över varje element.

### 2.6.2 Frågeställningar och problem

Det bör kontrolleras om pumpen klarar av att gå kontinuerligt med samma varvtal under dessa förhållanden utan att den överansträngs. Med bra reglering kan dock belastningen se annorlunda ut och även valet av pumpmodell och dess data spelar in. Även kavitationen är något som måste beaktas och beräkningar bör göras för att kontrollera att detta inte uppstår.

Detta kan göras först då man vet mera om hur man exakt planerar att dra de nya rören och andra installationerna. Först då vet man med säkerhet systemets utformning och karaktäristiska.

## **2.7 Ventilation**

Ventilationen på bildäck sker longitudinellt från fören till aktern. Syftet med ventilationen är att vädra bort farliga ångor och förorenad luft. Ventilationen skall också säkerställa en säker miljö för passagerare och personal som rör sig på bildäcket. De aktuella delarna av beskrivningen av systemet från varvet kan ses i bilaga 2.

### **2.7.1 Däck 3**

Under sjöresan blåser 4 stycken fläktar frisk luft in i fören med ett flöde av 38,4 m<sup>3</sup>/s. I aktern blåses luften ut med 3 stycken fläktar på varsin sida. Fläktarna körs normalt på halvfart.

### **2.7.2 Däck 5**

På däck 5 blåser 2 fläktar frisk luft in midskepps på var sin sida med ett flöde av 13,2 m<sup>3</sup>/s. 2 stycken fläktar ventilerar ut luften i aktern.

## **2.8 Hjälppanna**

De två hjälppannorna Saacke FMB-VM är av typen vattenrörspanna (se fig. 3). De har en kapacitet på 7000 kg/h mättad ånga vid en temperatur på 170,4 °C och 7 bar övertryck. De vertikala, cylindriska pannorna består av en eldstad och en konvektionssektion sammanbunden med ångdomen. Den förbrukade ångan som kondenserats leds till fartygets *hotwells* (se fig. 4).



*Figur 3. En av fartygets två pannor.*





*Figur 4. En av fartygets två hotwells.*

## **2.9 Avgaspanna**

Avgaspannorna Saacke -TPK typen EME-VFT är vattenrörspannor med påtvingad cirkulation som används för att ta tillvara på spillvärme från motorernas avgaser.

Avgaspannorna är utformade för att arbeta i kombination med hjälppannornas ångdom. När motorerna körs på LNG och Normal continuous rating (NCR 85%), kan avgaspannorna producera ånga om 2320 kg/h vid ett tryck på 7 bar övertryck.

## 3. MÄTNINGAR OCH MATERIAL

Vi inledde arbetet med att ta del av material från uppdragsgivaren. Vi bildade oss en uppfattning om systemet genom att studera ritningarna över de aktuella bitarna av ångsystemet tillsammans med ångbalansen och datablad över de olika pannorna. Vi förberedde oss sedan för ett besök ombord för att göra erforderliga mätningar.

### 3.1 Besök ombord

Den 1 februari 2018 gjordes ett besök ombord på fartyget, dels för att studera systemet närmare på plats och dels för att ta värden så att vi skulle kunna börja med våra beräkningar. Vi diskuterade även med fartygets förste maskinist för att bättre förstå problemen ombord och hur driften sköttes och elementen reglerades.

Då vi var ombord var fyra element i drift på det nedre bildäcket. Uttemperaturen var 4 °C och på bildäcket var det en medeltemperatur på ungefär 14 °C.

#### 3.1.1 Mätutrustning

All mätutrustning vi hade med oss kom från skolans maskinlaboratorium och bestod av:

- Ultraljudsflödesmätare, Flexim FLUXUS F601
- Temperaturmätare för rör, Fluke 52 K/J
- Temperaturmätare för omgivningen, Fluke
- Flödesmätare för luft, Testo 435

Ultraljudsmätaren använder två sensorer som spänns fast på röret och skickar ultraljudsvågor som studsar i röret och fångas upp av den andra sensorn. Genom att ställa in rörets egenskaper och avstånd mellan sensorerna så kan man sedan mäta flödes hastighet och volymflöde på mediet. Data kan sedan loggas i handenheten och föras över till en dator eller läsas av i realtid. I figur 5 på nästa sida syns en bild från pågående flödesmätning ombord.





*Figur 5. Flödesmätning med hjälp av Flexim Fluxus F601.*

Temperaturmätarna var i grunden multimetrar med tilläggsutrustning för att kunna mäta temperaturer. Den vi använde för rören hade en mätenhet som trycktes emot ett oisolerat rör och på så vis kunde man mäta temperaturen på röret. Vi utgår sedan att mediet har samma temperatur pga god värmeöverföring. Den vi mätte omgivningen med hade en enkel sensorkabel som tog temperaturen på omgivningen.

Luftflödesmätaren har en varmtrådsgivare på en teleskopisk stav som kan mäta flödeshastigheten och även temperatur på luft. Den användes för att undersöka flödeshastigheten på elementets luftsida.

### **3.1.2 Mätpunkter**

Mätningarna som gjordes riktades in på elementen med flöden och temperaturer till och från dem, både på luft och ångsidan. Ångans temperatur före elementet mättes tillsammans med kondensatets temperatur på utgående rör. På så vis fick vi temperaturskillnaden och entalpifallet i elementet.

Luftflödet och dess temperatur in och ur elementet mättes genom att vi tog flera mätvärden jämnt utspritt över elementets in- och utblås och vi fick således ett medeltal på detta. För att få reda på omgivningstemperaturen på bildäcket så mätte vi temperaturen på 14 olika ställen runt om på bildäcket. För att ta reda på utomhustemperaturen användes övervakningssystemet i maskinkontrollrummet; Wärtsiläs system Valmarine.

### **3.1.3 Svårigheter vid mätningarna**

Under mätningarna ombord uppkom en del bekymmer som vi behövde lösa på plats. En svaghet med vår ultraljudsmätare är att den endast klarar av att mäta vätskor. Detta betydde att vi inte kunde mäta ångflödet på ingående rör på elementet som vi velat. Men då inget media tas bort i elementet, utan allt fortsätter igenom och ut på andra sidan, kunde vi istället mäta flödet på kondensatet på vägen ut.

Vidare visade det sig att vi inte kunde mäta direkt på rören vid elementen som vi tänkt. Från elementet går rören nämligen vertikalt rakt ner till nästa däck, bortsett från ett par krökar med ventiler som är horisontella. För att kunna mäta vertikalt med vår mätare krävs att röret är fyllt till 100%, något vi visste att var omöjligt i detta fall då flödet är för litet.

Dessutom krävdes det att vi hittade en tillräckligt lång ostörd sträcka med horisontellt rör. Alla ventiler, rörkrökar och liknande är sådant som stör flödet och ger felaktiga data. Efter samråd med fartygets förste maskinist kunde vi dock följa och hitta en rörsträcka som uppfyllde kraven enligt ultraljudmätarens manual.

## **3.2 Material från tillverkare**

En hel del tid har gått åt att försöka få tag på data från olika tillverkare, främst av värmeväxlare, men även från tillverkaren av elementen. Vi mailade tidigt i arbetet till Sabiana som är tillverkaren av värmeelementen. Vi saknade datablad och egenskaper på elementen då det inte fanns ombord eller på kontoret, vilket hade underlättat våra beräkningar.

Tyvärr var detta en återvändsgränd då vi ej kom vidare direkt hos tillverkaren. Vi gjorde även ett försök via Viking Line som kontaktade deras leverantör av elementen, men ej heller de

kunde få tag på uppgifter om elementen som vi kunde använda. Vi bestämde därför att själva försöka mäta och utreda det vi behöver.

I grundskedet av dimensioneringen av värmeväxlaren har vi även sökt mycket information hos bland annat Alfa Laval som är en stor tillverkare av värmeväxlare. Tyvärr fann vi att deras kataloger och datablad saknar de uppgifter vi behöver för beräkningarna och var främst inriktade på försäljning och reklam framför dimensionering.

Vi kontaktade därför Viking Line och begärde de datablad de har på befintliga värmeväxlare ombord. Vi fick datablad på en uppsjö olika värmeväxlare för att hitta en som eventuellt matchar det vi kommer behöva till denna tillämpning. Förutom ett par mindre värmeväxlare från Alfa Laval så var de flesta tillverkade av APV.

Databladerna var bra och hade all den informationen vi behövde. Utgående från dessa kunde vi göra säkrare uppskattning av de data vi saknade genom att titta på deras olika areor, medium, effekter och värmegenomgångskoefficienter.

Vi har även vänt oss till Grundfos under arbetet. Grundfos är ett av de ledande företagen inom pumptillverkning och vi har bekantat oss med deras utbud av pumpar då vi dimensionerat vårt system. De har bra och lättillgänglig data och på deras hemsida har de till och med ett program för att dimensionera och hitta rätt pump. Där kunde vi enkelt fylla i alla uppgifter vi hade och få förslag på flera olika pumpmodeller.

## 4. ÅNGSYSTEM

Tittar man på fartygets ångbalans så finns det flera fall beräknade. Först finns det flera olika driftsfall på olika bränslen till maskinerna: LNG-, DO och HFO-drift uppdelat i drift på vintern respektive sommaren. Dessa var sedan uppdelade i 3 olika scenarion för varje driftsfall: *max steam consumption*, *at sea* och *in harbour*. Vi kommer att beräkna på maximala förbrukningsläget för att säkerställa att nya systemet har samma maximala prestanda. Sjöläget (*at sea*) är dock det som kommer användas största delen av tiden under driften av fartyget och alla beräkningar för maximala förbrukningsläget kan göras likadant för sjöläget genom att bara ändra effekten. För att göra arbetet lättare att följa kommer vi dock inte att ta upp dessa beräkningar i texten. Ångbalansen för drift med LNG finns att studera i bilaga 1.

I det maximala läget är det bestämt 3200 kW till värmningen och i sjöläget är det 1600 kW. Dessa kan räknas om till kg/h ånga enligt given formel på databladet. I fartygets *general description* från varvet över ventilationen står det även att effekten för varje värmeelement är 200 kW.

Vi valde hur vi skulle lägga upp arbetet med beräkningarna och kom fram till att det är bäst att börja med elementen då de är den komponenten som måste behållas i det nya systemet för att det ska vara genomförbart. Utgående från det kunde vi sedan börja räkna på det nya systemet med dess komponenter.

### 4.1 Elementens nuvarande värmeeffekt

Massflödet luft genom elementen beräknades enligt formeln:

$$\dot{m} = \rho * c * A \quad \text{Ekvation 1.}$$

Där densiteten för luften vid 89°C,  $\rho$  är 0,987 kg/m<sup>3</sup>. Hastigheten,  $c$  mättes till 6,03 m/s. Och genomströmningsarean,  $A$  mättes till 0,892 m<sup>2</sup>. Massflödet kunde då beräknas till 5,31 kg/s.

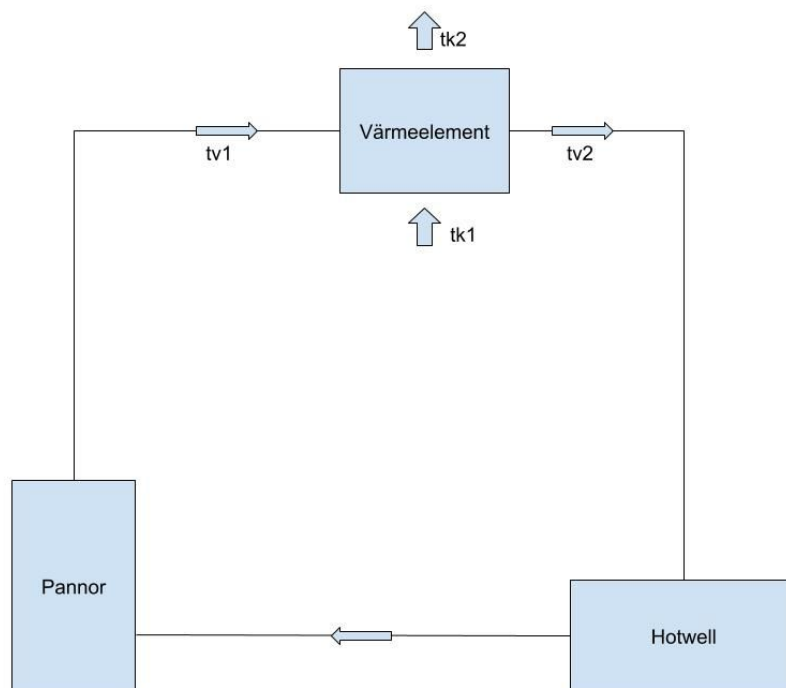
Elementens värmeeffekt kunde nu beräknas med hjälp av formeln:

$$P = \dot{m} * c_p * (t_v - t_k)$$

Ekvation 2.

Det specifika värmevärdet för luften är här 1,009 kJ/kg. Den varma luftens temperatur var 89°C och den kalla luftens temperatur var 14°C . Värmeeffekten kunde nu beräknas till 401 kW. Denna effekt skiljer sig från den som uppgetts i dokumenten från varvet, men vi väljer att beräkna k-värdet för elementen med denna effekt, då den härstammar från våra uppmätta värden och ger rimliga resultat i beräkningarna.

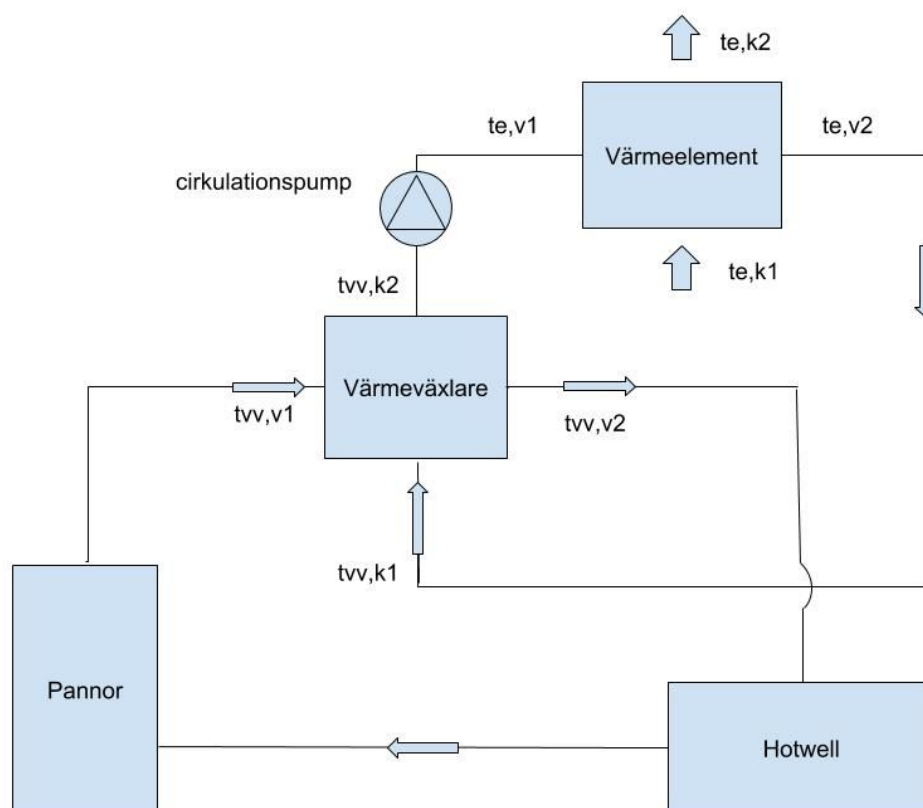
En förklaring till att effekten skiljer sig från den angivna är att systemet nu ej körs som det är planerat från början. Som tidigare nämnt är ett färre antal element i drift för att hålla samma eller högre temperatur, så därav den höga värmeeffekten. Ett schema över systemet kan ses i figur 6 nedanför.. Där syns även de olika temperaturerna som ingår i våra beräkningar.



Figur 6. Enkelt schema över bildäckets nuvarande uppvärmning.

## 5. HETVATTENSYSTEM

Utgående från elementens effekt i det ångbaserade systemet kunde vi nu räkna vidare på prestandan för systemet om det skulle vara ett hetvattensystem istället. I figur 7 finns ett schema över hur systemet är tänkt att byggas upp, med endast 1 av 16 element inritade för att förenkla figuren. Där finns alla temperaturer utritade så att det skall vara lättare att följa med i de olika beräkningarna.



Figur 7. Enkelt schema över det tänkta hetvattensystemet.

## 5.1 Elementen

### 5.1.1 k-värden

Först behöver man veta den värmeöverförande arean. Elementet är uppbyggda så att från flänsarna går det fyra stycken kopparrör med innerdiametern 20 mm och ytterdiametern 22 mm. Dessa är dragna runt om i elementet och överför värme från ångan till den omkringliggande luften som blåses genom elementet av fläkten.

Arean för den inre mantelytan har vi räknat enligt följande:

$$A = 2 * \pi * r * l \quad \text{Ekvation 3.}$$

I formeln betecknas rörlängden som  $l$  och har mätts upp till ungefär 40 m. Detta ger oss en total area på ungefär 2,51 m<sup>2</sup>.

Elementens k-värde bestämdes först för det nuvarande systemet som värms med ånga med hjälp av formeln;

$$k = \frac{P}{A * \theta_m} \quad \text{Ekvation 4.}$$

Här är  $A=2,51 \text{ m}^2$  och  $\theta_m=46,44 \text{ }^\circ\text{C}$ . Effekten,  $P$  använde vi det uträknade 401 kW. Detta gav oss ett k-värde på 3084 W/m<sup>2</sup>°C.

Vid k-värdesberäkningar vid flänsförsedda rör finns det formler anpassade för just det. Vi har gått igenom en del litteratur och internet i jakt på formler för flänsar likt våra, där flänsarna är ett enda stort paket som röret dras igenom. Bild på hur elementen ser ut inuti ses här nedan i figur 8.



Figur 8. Bild på innanmätet på elementet är rördragningen och värmevlänsarna syns.

Det enda vi kan hitta är för flänsar med olika form som utgår från rör eller en plan yta. Vidare kräver alla de formler vi hittar att möjligheten finns att mäta temperaturer både på rörytan och ute i flänsarnas ända. Då vår utrustning saknar möjligheten att mäta med såna noggrannheter och då det finns för mycket störningar och felkällor så väljer vi till slut att använda den allmänna formeln för k-värdet istället. Den allmänna formeln för k-värdet är:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_k} \quad \text{Ekvation 5.}$$

Här är  $\alpha_v$  det varma mediets värmeövergångskoefficient i detta fall ånga och  $\alpha_k$  är det kalla mediets värmeövergångskoefficient och i vårt fall är det luft.  $\delta$  är det mellan medierna förbundna materialets tjocklek och  $\lambda$  är värmekonduktiviteten. I vårt fall kommer  $\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_k}$  förbli konstant och  $\frac{1}{\alpha_v}$  kommer ändra när vi använder oss av vatten istället för ånga.

Ångans värmegenomgångskoefficient,  $\alpha_{v, \text{ånga}}$  beräknas enligt (Alvarez, 2006):

$$\alpha_{v, \text{ånga}} = 0,725 * \left( \frac{\rho * \lambda^3 * r}{v * D * \Delta t} \right)^{0,25} \quad \text{Ekvation 6.}$$



Där tyngdaccelerationen  $g=9,81 \text{ m/s}^2$ , ångans densitet  $\rho=1,1295 \text{ kg/m}^3$ , ångans värmekonduktivitet  $\lambda=0,0278 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ , ångans kinematiska viskositet  $\nu=10,55 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , ångbildningsvärmens  $r=2201,6 \text{ kJ/kg}$ ,  $d=0,02 \text{ m}$  och  $\Delta t=37 \text{ }^\circ\text{C}$ . (Lervik, 1994)

Värdet för  $\alpha_{\text{v ånga}}$  blir då  $11\,670,08 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ .

Från formeln för k-värdet (ekvation 5) kan vi nu beräkna ett nytt k-värde för vattensystemet. Detta genom att använda oss av samma konstant för summan av uttrycket  $\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_k}$  och räkna ut ett  $\alpha_{\text{v vatten}}$ . Då vi bröt ut konstanten med hjälp av tidigare beräknat k-värde och  $\alpha_{\text{v ånga}}$  här ovan fick vi att den är  $0,00024 \text{ m}^2\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ . För att ta reda på vad värmeövergångskoefficienten blir vid vatten använder vi oss av formeln för Nusselts tal (Alvarez, 2006):

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda} = 0,116(Re^{2/3} - 125) * Pr^{1/3} * [1 + (\frac{d_h}{L})^{2/3}] * (\frac{n_f}{n_v}) \quad \text{Ekvation 7.}$$

Beräknas Nusselts tal, Nu, kan värmeövergångskoefficienten  $\alpha$  brytas ut för att sättas in i formeln för k-värde. Vi utgår från en vatten/glykol-blandning med inloppstemperaturen  $95^\circ\text{C}$  och antar att temperaturfallet över elementen är  $20^\circ\text{C}$ . Längden L är här  $10 \text{ m}$ , istället för  $40 \text{ m}$  som användes tidigare då beräkningarna nu endast berör ett av rören av fyra för att få korrekt värde. Formeln innehåller även den dynamiska viskositeten vid medeltemperatur  $n_f=65 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}$  och den dynamiska viskositeten vid väggtemperatur  $n_v=70 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}$ . (Dowtherm, 2008)

Reynolds tal beräknas enligt formeln:

$$Re = \frac{d_h * c}{\nu} \quad \text{Ekvation 8.}$$

Med hydraulisk diameter  $d_h = 0,02 \text{ m}$ , strömningshastighet  $c = 3 \text{ m/s}$  och kinematiska viskositeten  $\nu=6,4 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$  (Dowtherm, 2008) blev Reynolds tal  $Re=93750$ .

Strömningshastigheten bestämdes till  $3 \text{ m/s}$  av oss då det är den maximala hastigheten man brukar vilja hålla i rörsystem för värmecirkulation, just för att undvika oljud och andra problem som uppstår vid för snabba flöden. (The Engineering Toolbox, 2003b)

Prandts tal beräknas enligt formeln:

$$Pr = \frac{\nu * \rho * c_p}{\lambda} \quad \text{Ekvation 9.}$$

Med kinematiska viskositeten  $\nu=6,4 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ , densiteten  $\rho=1002,6 \text{ kg/m}^3$ , specifika värmekapaciteten  $c_p=3,688 \text{ kJ/kgK}$  och värmekonduktiviteten  $\lambda=0,439 \text{ W/mK}$  (för 40% glykollösning) (Dowtherm, 2008) blev Prandts tal  $Pr=5,39$ .

Med dessa värden blir nu Nusselts tal  $Nu=371,95$ . Sätts den in i första delen av Nusselts formel (ekvation 7) kan värmeövergångskoefficienten  $\alpha_{v, \text{vatten}}$  beräknas. Den blev med våra värden  $8164,3 \text{ W/m}^2\text{C}$ .

Det nya k-värdet kan slutligen beräknas med  $\alpha_{v, \text{vatten}}$  och konstanten i den allmänna formeln för k-värdet (ekvation 5) och blev i vårt fall  $2758,73 \text{ W/m}^2\text{C}$ .

### 5.1.2 Elementens medietemperaturer

Elementen fungerar som en motströmsvärmeväxlare där temperaturen för det varma inkommande vattnet betecknas  $t_{e,v1}$ , det utgående kalla vattnet betecknas  $t_{e,v2}$ , den inkommande kalla luften betecknas  $t_{e,k1}$  och den utgående varma luften betecknas  $t_{e,k2}$ . I kapitel 5 figur 7 finns ett schema där dessa tydliggörs. För att ta reda på elementens värmeeffekt måste först massflödet för vattnet och samtliga temperaturer beräknas.

De minsta rören i systemet är kopparrören inuti elementen som har en innerdiameter på 20 mm. Dessa blir dimensionerande för resten av systemet, då den maximala flödes hastigheten först kommer att uppnås här. Densiteten för det glykolblandade vattnet är  $1002,6 \text{ kg/m}^3$  (The Engineering Toolbox, 2003a) och hastigheten är som tidigare nämnt 3 m/s. Arean för röret beräknas enligt:

$$A = r^2 * \pi \quad \text{Ekvation 10.}$$

Arean blir  $0,000314 \text{ m}^2$ . Volymflödet kan nu beräknas med hjälp av detta och strömningshastigheten  $c$  enligt:

$$V = c * A \quad \text{Ekvation 11.}$$

Volymflödet blir då  $3,391 \text{ m}^3/\text{h}$ . Massflödet per sekund kan nu beräknas enligt:

$$\dot{m} = \frac{V * \rho}{3600s} \quad \text{Ekvation 12.}$$

Massflödet för vattnet blir då 0,944 kg/s för ett rör. Då det går fyra parallella rör i elementet så blir flödet fyra gånger så stort, alltså 3,777 kg/s.

Vi vet att effekten för varje element är 200 kW, vilket vi kan använda för att beräkna temperaturerna på luft- och vattensidan av elementen. För luftsidan visste vi omgivningstemperaturen som kommer in i elementet (5°C) och kunde beräkna temperaturen på utblåsluften enligt följande formel:

$$P = \dot{m}_k * c_k * (t_{e,k2} - t_{e,k1}) \quad \text{Ekvation 13.}$$

Från den formeln bröt vi ut utblåstemperaturen  $t_{e,k2}$  och med luftens  $c_k = 1,009$  kJ/kg (Lervik, 1994) och massflödet luft  $\dot{m}_k = 5,31$  kg/s fick vi resultatet  $t_{e,k2} = 42,4^\circ\text{C}$ . I schemat i figur 7 i kapitel 5 ses temperaturernas förklaring.

Värmeeffekten på vattensidan kommer att vara samma som på luftsidan (200 kW) vilket vi kunde använda för att räkna ut temperaturskillnaden på varma sidan i parenteserna i följande formel:

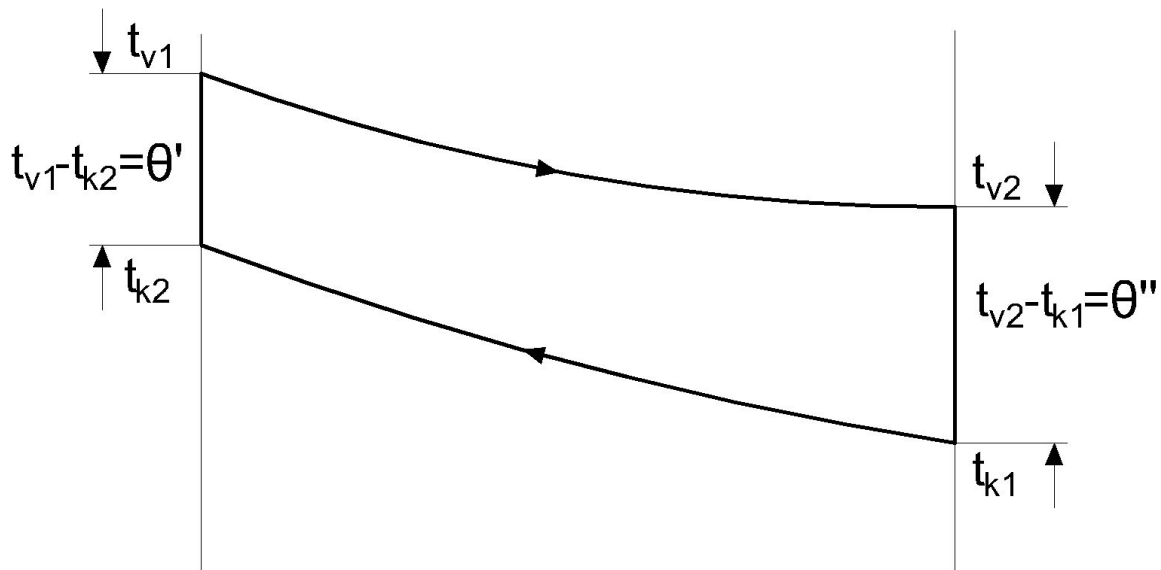
$$P = \dot{m}_v * c_v * (t_{e,v1} - t_{e,v2}) \quad \text{Ekvation 14.}$$

Den specifika värmekapaciteten för vattnet  $c_v$  är 3,7 kJ/kg (Lervik, 1994) och massflödet vatten  $\dot{m}_v = 3,77$  kg/s gav oss en temperaturskillnad på 14,33°C.

Vi kunde nu göra en passningsberäkning med hjälp av formlerna för effekterna samt formeln för logaritmiska medeltemperaturdifferensen  $\theta_m$  (ekvation 4). Vi visste  $t_{k1}$  och  $t_{k2}$  och så visste vi att  $t_{v2}$  var 14,33°C lägre än  $t_{v1}$ . Med hjälp av ekvation 4 kunde vi sedan få ett  $\theta_m$ . Genom att pröva olika  $t_{v1}$  kunde vi sedan få det  $\theta_m$  att matcha det  $\theta_m$  vi kunde räkna ut från temperaturerna, enligt formeln:

$$\theta_m = \frac{\theta'' - \theta'}{\ln \frac{\theta''}{\theta'}} \quad \text{Ekvation 15.}$$

En grafisk förklaring hur  $\theta_m$  hänger ihop med de olika temperaturerna ses i bild 9 nedan.



Figur 9. Ett diagram över flödet och temperaturerna i en motströmsvärmväxlare.

Detta gav oss att  $t_{e,v1}$  blir  $50^{\circ}\text{C}$  och  $t_{e,v2}$  blir  $35,5^{\circ}\text{C}$ .

## 5.2 Värmväxlare

### 5.2.1 Värmväxlarens sluttemperatur

Ångan som produceras ombord har en temperatur på  $170^{\circ}\text{C}$ . Detta kommer bli  $t_{vv,v1}$ , det inkommande varma mediet till värmväxlaren. Den utgående kalla sidan för värmväxlaren kommer bli det för elementen inkommande varma sidan, kallat  $t_{vv,k2}$  i dessa beräkningar. Utgående från beräkningarna på elementet kan vi säga att kalla sidan ut från värmväxlaren behöver ha en temperatur på  $50^{\circ}\text{C}$ . Den inkommande kalla sidan till värmväxlaren blir det samma som den utgående varma sidan från elementet, kallat  $t_{vv,k1}$  i beräkningarna för värmväxlaren. Massflödet för ångan är enligt ångbalansen  $1,27\text{ kg/s}$  för  $3200\text{ kW}$ . Dess specifika värmekapacitet är  $2,504\text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$ . (Lervik, 1994)

Massflödet för det kalla sidan beräknades tidigare till  $3,777\text{ kg/s}$  per element. Flödet delar upp sig vid ett parallellkopplat rörnät med 16 element, så på huvudstammarna in och ut ur värmväxlaren blir flödet 16 gånger större, alltså  $60,416\text{ kg/s}$ .

Eftersom effekten även här måste vara lika för den varma och den kalla sidan kan man ta reda på  $t_{vv,v2}$ , den varma sidans inloppstemperatur genom formlerna:

$$P_v = \dot{m}_v * (i_{vv,v1} - i_{vv,v2}) \quad \text{Ekvation 16.}$$

$$P_k = \dot{m}_k * c_k * (t_{vv,k2} - t_{vv,1}) \quad \text{Ekvation 17.}$$

Ur ekvationen för varma mediet (se ekvation 14) kunde vi bryta ut  $i_{vv,v2}$  och då får reda på kondensatets uttemperatur  $t_{vv,v2}$ . Vi fick entalpin till 248 kJ/kg vilket motsvarar 60 °C. Detta ger en värmeeffekt på den varma sidan på 3200 kW.

Sedan tidigare känner vi till temperaturerna på kalla sidan, då dessa kommer ifrån beräkningarna för elementet.

### 5.2.2 Värmeväxlarens effekt

Värmeväxlarens effekt beräknas med formeln:

$$P = k * A * \theta_m \quad \text{Ekvation 18.}$$

Vi använder oss av data från beräkningarna på 3200 kW, då det är det maximala denna värmeväxlare kan tänkas behöva presteras. Vi har även plockat uppgifter från en befintlig värmeväxlare ombord som sitter installerad på re-heatingssystemet. Den är en Alfa Laval M10-MFG som likt vår önskade värmeväxlare har ånga på varma sidan och kylvattenlösning på andra sidan. Dess effekt är 3211 kW vilket är kring det vi siktar på. Den har k-värde på 7336 W/m<sup>2</sup> °C och arean 4 m<sup>2</sup>. Utgående från temperaturerna vi beräknat för värmeväxlaren så fick vi  $\theta_m = 104,75$  °C och det gav oss effekten 3204,5 kW då vi justerade värmeväxlarens area till 4,17 m<sup>2</sup>.

## 5.3 Rörledning

Som tidigare nämnts skulle det vara fördelaktigt i detta projekt att använda så mycket av de nuvarande ångledningarna som möjligt. Detta för att installering av systemet skulle bli enklare samt att kostnaderna skulle hållas nere.

Dock har det visat sig under arbetets gång att elementen under maximal last kommer att behöva ha fullt flöde på sina ställen ombord. På grund av att elementen är uppbyggda med flera mindre rör som fördelar flödet så kommer rören in och ut ur elementen att bli för små

för att klara av det flödet utan att den rekommenderade maximala flödehastigheten överskrider 3 m/s alltför mycket. (The Engineering Toolbox, 2003b).

De nuvarande rören har ett innermått på 32 mm och 25 mm på in respektive ut från elementet. Hastigheten för dessa beräknades genom att kombinera ekvation 10, 11 och 12. Detta ger oss att flödehastigheten i röret med 32 mm innerdiameter blir 4,68 m/s, vilket är för högt. Ökar man däremot diametern till 40 mm så får vi en flödehastighet på 2,99 m/s. Därför är det önskvärt att rören in och ut till elementen byts ut till rör med denna innerdiameter så att det ej uppstår några strypningar in eller ut från elementen.

Eftersom de nuvarande ångledningarna som används till bildäcksuppvärmningen förgrenar sig med andra konsumenter av ånga kommer vissa ändringar i rördragningen behöva göras. Med hjälp av ritningar över det befintliga ångsystemet som vi importerade till AutoCAD kunde vi göra dessa ändringar. Med hjälp av ritningarna kunde vi även uppskatta systemets rörlängd och motstånd i krökar, ventiler och förgreningar. Detta användes senare för dimensionering av cirkulationspumpen. En ritning över systemet ses i bilaga 3.

I det nya systemet utgår vi från två huvudstammar; en matningsstam och en returstam. Matningsstammen förbinds med utloppet från värmeväxlaren och returstammen med inloppet. Utifrån dessa två huvudstammar förgrenar sig rören till värmeelementen. Stammarna skulle om möjligt placeras på styrbordssida på däck 1 och värmeväxlaren skulle förslagsvis placeras i det förliga generator- och pumprummet.

Vidare kommer det även att krävas möjligheter att serva vattensidan av det nya systemet. Man bör kunna avlufta systemet, dränera ur det samt fylla på helt eller dosera kemikalier i vattnet. Även något form av filter bör finnas för att fånga upp partiklar i systemet, till exempel ett magnetfilter. Sådana "servicepunkter" får ombord på fartyget placeras på lämpligt ställe där utrymme finns och det blir praktiskt möjligt.

### **5.3.1 Tryckförlust**

För att bestämma vilka rörstorlekar och vilken pump som bör användas så behövde vi veta tryckförlusten där den var som högst. Genom att räkna på den förgrening som fick störst tryckförlust i förgreningen så kunde vi få fram den högsta tryckförlusten i systemet. Det blev den förgreningen som innehöll de längsta rörledningarna. Detta kunde vi sammanställa i en

kalkyl som ses i bilaga 5. Vi studerade ritningarna med placeringarna av elementen och dess rörledning och gjorde ett enkelt schema över dessa för att se hur de hängde ihop. Detta schema finns i bilaga 6.

Vi vet inte exakt hur systemet kommer att byggas om och hur rören kommer att dras, så vi fick göra en uppskattning då vi räknade motståndet i längden rör och antalet krökar.

Rördimensionen räknades om för varje sektion mellan elementen utgående från det aktuella flödet för att hålla oss så nära 3 m/s som möjligt. Sedan valde vi en standard rördimension i de fortsatta beräkningarna. Det hela avslutades med formeln för tryckförlust (Alvarez, 2006):

$$\Delta p = \left( \lambda * \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{c^2}{2} \rho \quad \text{Ekvation 20.}$$

Detta gav oss tryckförlusten i de olika rörsektionerna inom den aktuella förgreningen och dessa adderades samman för att få den maximala tryckförlusten i systemet. För  $\Sigma \zeta$  användes värden för olika ventiler, krökar och t-korsningar ur Energiteknik av H. Alvarez. För första sektionen användes även tryckförlusten över ett element enligt tillverkarens specifikation och för sista sektionen så användes tryckförlusten över den Alfa Laval värmeväxlare vi jämfört och tagit data från. Detta gav oss en tryckförlust på 4,7 bar på denna del av rörsystemet och detta räknar vi som den maximala tryckförlusten som kan uppstå i systemet.

## 5.4 Cirkulationspump

För att ta fram en lämplig cirkulationspump valde vi att använda oss av tillverkarens egna dimensionsprogram istället för att göra egna beräkningar. I detta fall riktade vi in oss på Grundfos då deras pumpar redan finns ombord och använde deras Product Center där det är möjligt att få fram förslag på lämpliga pumpar utgående från olika kriterier man fyller i.

Vi valde utgående från vårt flöde på 60,42 kg/s och den uträknade tryckförlusten från föregående kapitel. Vidare fyllde vi i att det rörde sig om 40 procentig etylenglykol med en högsta driftstemperatur på 50°C. Vi dimensionerade även systemet enligt att det endast skulle finnas en huvudcirkulationspump i systemet.

Då man dimensionerar pumpar tar man ofta in driftkostnaderna i beräkningarna. Detta är delvis beroende på belastningsprofilen som beror på hur pumpen används och i vad för sorts system den sitter i. I detta fall kommer pumpen endast att vara i bruk under de kalla

månaderna då det krävs uppvärmning på bildäcket, men i sin tur har vi räknat med att pumpen ska kunna gå på full belastning hela den perioden om så skulle krävas. Det är möjligt att man med bra reglering av systemet skulle kunna få ner belastningen på pumpen och se ett mönster där det krävs en lägre pumpkapacitet, till exempel efter en längre sjöresa då portarna till bildäck stått stängda längre och temperaturen har stabiliserats på bildäcket.

Även pumpens elförsörjning bestämdes i dimensioneringen. I elsystemet ombord är frekvensen 50 Hz och det finns olika spänningsnivåer: 230 V, 400 V samt 6,6 kV. Endast de två första lämpar sig till drift av pumpen, då 6,6 kV är högspänning som endast används till framdriften av fartyget. Pumpen bör även levereras med någon form av frekvensstyrning så att det går att reglera varvtalet på den om man vill kunna reglera den i systemet. Elektronikerna bör således ha en IP-klassning som klarar av miljön nere i maskinrummet, både vad det gäller damm, vätska och temperatur. Därför har vi satt krav på IP54 på elkomponenterna, så att de är bättre inkapslade mot damm och fukt. Komponenterna ska också klara av en omgivningstemperatur på 30°C, då det lätt blir lite varmare än vanlig rumstemperatur i ett maskinrum.

I listan över rekommenderade pumpar vi fick vid dimensioneringen så var listan sorterad enligt hur väl pumparna passade våra ifyllda krav. Vi fick som förslag pumpen TP 200-470/4. Det är en enstegs centrifugalpump med DN200-anslutning på både trycksidan och sugsidan och har anslutningarna i linje med varandra. Den har en maxeffekt på 75 kW och en pumphjulsdiameter på 373 mm. Dess varvtal regleras utgående från tryckdifferentialen över ett element som väljs utgående från tidigare beräkningar på tryckförlusten. Givare för detta ingår i paketet tillsammans med en extern frekvensomformare för varvtalsreglering av pumpen. Vid vår driftpunkt har den en total verkningsgrad (pump + motor + frekvensomformare) på 55,8% och en effekt på 51,72 kW. Pumpkurvor och data över pumpen kan ses i bilaga 7 och en bild på TP 200-470/4 syns här i figur 10.





*Figur 10. Bild på hur pumpmodellerna i TP-serien är utformad. (Grundfos Sweden, 2018)*

## **5.5 Reglering**

Som tidigare nämnt finns det flera vägar att gå med regleringen. Efter att ha räknat och funderat på resten av systemet så står vi fast vid vår lösning att försöka använda samma reglering för före varje värmeelement, men att temperaturgivaren istället mäter utgående luftens temperatur enligt kapitel 2.6.1.

Vi rekommenderar fortsättningsvis att reglera cirkulationspumpen enligt tryckdifferensen över elementet längst bort där differensen blir störst, som vi tog upp som förslag i kapitel 2.6.1. Pumpen som valdes ut i föregående kapitel kommer med en frekvensstyrning som medger varvtalsstyrning enligt behov.

## 6. SLUTSATSER

I vårt arbete kom vi fram till att en konvertering av bildäcksuppvärmningen från ånga till ett hetvattensystem är möjligt att genomföra ombord på Viking Grace. För att få bättre mätningar och för att säkerställa att ångbalansen stämmer borde våra mätningar gjorts då utetemperaturen var så nära  $-25^{\circ}\text{C}$  som möjligt. På grund av mycket långtradare på bildäck som var i vägen kunde vi endast utföra mätningar på ett av de fyra elementen som var i drift under besöket. Det är dock svårt att hitta förutsättningar för en perfekt mätning. Även en långtidsmätning från att värmningen sätts igång på hösten till att den tas ur bruk på våren är att rekommendera för att grundligt undersöka hur förbrukningen och behovet förändras över tid, då detta är något som kan skilja sig från dag till dag beroende på en mängd olika faktorer.

### 6.1 Fortsatta undersökningar

Nedan följer förslag på fortsatta undersökningar som inte togs upp i detta arbete för att säkerställa att konverteringen är realiserbar.

#### 6.1.1 Sänkning av flödet

I arbetet har vi räknat på ett fall där flödes hastigheten är maximerad och temperaturen är så låg som möjligt men att värmebehovet fortfarande blir uppfyllt. Vi kom fram till att det krävs en vattentemperatur på  $50^{\circ}\text{C}$  för att tillgodose värmebehovet och då det får ses som relativt lågt så finns det en möjlighet att optimera detta.

Genom att utgående från vårt arbete göra nya beräkningar med en lägre flödes hastighet genom elementet och således mindre flödesmängd kommer man få en högre vattentemperatur och detta leder till att det inte kommer krävas lika grova rör som vi kommit fram till. Ett lägre flöde med högre temperaturer kommer att påverka både valet av värmeväxlare samt valet av cirkulationspump. På så vis kan man behålla åtminstone rören in på elementen utan att behöva byta dimension till en grövre och då spara in i både arbete och materialkostnader under ombyggnaden.

### **6.1.2 Uppvärmning med spillvärme**

I och med att vi kommit fram till att det endast krävs en vattentemperatur 50 °C om man byter rördimension kanske inte ånga skulle behöva användas för uppvärmningen av bildäcket. Man skulle kunna utreda huruvida kylvatten från motorerna kunde användas istället och överlopps ånga kunde användas till att t.ex driva en ångturbin för att generera elektricitet. På detta viset skulle en konvertering eventuellt kunna bli en lönsam investering och åtminstone en stor inbesparing vad det gäller bunker till pannorna.

Det man bör ta i beaktande ifall värmen återvinns i andra system så att man ej försämrar ett system där man redan tar tillvara på energin. Det kommer inte heller gå att ta tillvara på värme från motorerna vid hamnuppehåll och andra tider då motorerna står stilla. Så systemet kommer ej kunna bli helt oberoende av ånga utan att i så fall montera någon form av ackumulatortank för detta.

### **6.1.3 Installationskostnad och återbetalningstid**

I detta arbete tog vi inte upp den ekonomiska delen överhuvudtaget. Konverteringen kommer även innefatta anskaffandet av värmeväxlare, pumpar, reglering och byte av vissa rörledningar. Detta kommer kräva en kostnadskalkyl med återbetalningstid.

### **6.1.4 Undersökning av värmebehovet på bildäck**

I vårt arbete har vi utgått från ångbalansen som STX Finland tagit fram för att göra våra beräkningar. Eftersom man inte vet vad denna ångbalans baserar sig på, kunde det vara bra att göra en egen undersökning av det faktiska värmebehovet på bildäck. Vi antar att den givna värmeeffekten i ångbalansen är i överkant så vårt tänkta hetvattensystem kunde säkert optimeras med hjälp av en sådan undersökning.

# KÄLLFÖRTECKNING

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

Dowtherm. (2008, februari). Engineering And Operating Guide. Hämtad från

[http://msdssearch.dow.com/PublishedLiteratureDOWCOM/dh\\_010e/0901b8038010e413.pdf?filepath=/heattrans/pdfs/noreg/180-01190.pdf&fromPage=GetDoc](http://msdssearch.dow.com/PublishedLiteratureDOWCOM/dh_010e/0901b8038010e413.pdf?filepath=/heattrans/pdfs/noreg/180-01190.pdf&fromPage=GetDoc)

Frozee, J. (2014, maj 2). Advantages and Disadvantages of Shell and Tube and Plate type Heat Exchangers. Hämtad från

<http://marineengineeringonline.com/advantages-disadvantages-shell-tube-plate-type-heat-exchangers/>

Grundfos Sweden. (2018). *Grundfos TP 200-240/4*. Mölndal, Sweden: Grundfos Sweden. Hämtad från

[https://net.grundfos.com/restserver/imaging/product?productnumber=97927156&frequency=50&languagecode=SVE&productrange=gsv&searchdomain=SALEABLE&unitsystem=4&UC.mH=UC\\_bar&w=1034&h=611](https://net.grundfos.com/restserver/imaging/product?productnumber=97927156&frequency=50&languagecode=SVE&productrange=gsv&searchdomain=SALEABLE&unitsystem=4&UC.mH=UC_bar&w=1034&h=611)

Lervik, P. (1994). *Värmetekniska tabeller*. (Åbo Akademi Institutionen, Red.).

Sjöström, P.-H. (2018). *Viking Grace*. Hämtad från

[https://www.sjofartstidningen.se/assets/2018/04/viking\\_grace\\_180412\\_phs\\_web-1220x915.jpg](https://www.sjofartstidningen.se/assets/2018/04/viking_grace_180412_phs_web-1220x915.jpg)

The Engineering Toolbox. (2003a). Ethylene Glycol Heat-Transfer Fluid. Hämtad från

[https://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d\\_146.html](https://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html)

The Engineering Toolbox. (2003b). Maximum Flow Velocities in Water Systems. Hämtad från

[https://www.engineeringtoolbox.com/flow-velocity-water-pipes-d\\_385.html](https://www.engineeringtoolbox.com/flow-velocity-water-pipes-d_385.html)

## **BILAGOR**

1. Ångbalans
2. Ventilation
3. Ritningar med nya rördragningar
4. Data på använd värmeväxlare
5. Kalkyl över tryckförlustberäkning
6. Elementschema
7. Pumpdata

# Bilaga 1

## Ångbalans

STX Finland

15.4.2011

2(5)

### NB 1376 Viking Line CRUISE FERRY STEAM BALANCE CALCULATION

(0.7 kW = 1.0 kg/h)

14.4.2011

No	Consumer kW	Max steam consumption Kw	PCS / in use	LNG	LNG	LNG	LNG
				Weather +28 °C	Weather -25 °C	Weather +28 °C	Weather -0 °C
				Sea water +28 °C	Sea water -0 °C	SUMMER	
				At sea	In harbour	At sea	In harbour
1	Accommodation						
	Preheating	1200		0	0	1200	1200
	Reheating (normal HT water use or accumulator tanks)	3800		0	0	0	0
2	Hot water (100% heat from HT water )	2000		0	450	0	450
3	Engine room heating	200		0	0	60	180
4	FO preheating for MEs	280		0	0	0	0
5	Boiler FO heating	50		0	0	0	0
6	ACCUMULATOR TANKS	600		600	0	600	0
7	HFO separators	336		0	0	0	0
8	ME LO separators	336		300	300	300	300
9	DO separators	60		0	0	0	60
10	HFO tracing	100		0	0	0	0
11	Car deck heating	3200		0	0	1600	2600
14	Steam tracing	100		0	0	0	0
HEATING WITHOUT TANKS		12 262 kW		900 kW	750 kW	3 760 kW	4 790 kW
TANK HEATING		225kW		0kW	0kW	115kW	115kW
<b>TOTAL CONSUMPTION</b>		<b>12 487kW</b>		<b>900kW</b>	<b>750kW</b>	<b>3 875kW</b>	<b>4 905kW</b>
<b>STEAM PRODUCTION</b>		<b>PRODUCTION</b>					
BOILERS:							
2 x 7000 kg/h max production		9 800 kW		-5 596 kW	-874 kW	-2 621 kW	3 281 kW
Production with boilers kg/h		14000 kg/h		-7 994 kg/h	-1 249 kg/h	-3 744 kg/h	4 687 kg/h
Exhaust gas economizers:		1					
1 x 2050 kg/h 85% MCR DO MODE		1 435 kW					
1 x 2220 kg/h 85% MCR LNG MODE		1 624 kW			1 624 kW		1 624 kW
4 x 2050 kg/h 85% MCR DO MODE		5 700 kW					
4 x 2220 kg/h 85% MCR LNG MODE		6 496 kW		6 496 kW		6 496 kW	
To DUMPER / -- WITH BOILER				5 596 kW	874 kW	2 621 kW	-3 281 kW
<b>STEAM PRODUCTION</b>		<b>PRODUCTION</b>					
BOILERS:							
2 x 7000 kg/h max production		9 800 kW		-3 972 kW	-874 kW	-997 kW	3 281 kW
Production with boilers kg/h		14000 kg/h		-5 674 kg/h	-1 249 kg/h	-1 424 kg/h	4 687 kg/h
Exhaust gas economizers:		1					
1 x 2050 kg/h 85% MCR DO MODE		1 435 kW					
1 x 2320 kg/h 85% MCR LNG MODE		1 624 kW			1 624 kW		1 624 kW
3 x 2050 kg/h 85% MCR DO MODE		4 275 kW					
3 x 2320 kg/h 85% MCR LNG MODE		4 872 kW		4 872 kW		4 872 kW	
To DUMPER / -- WITH BOILER				3 972 kW	874 kW	997 kW	-3 281 kW

## Bilaga 2

### Ventilation



STX Europe

#### **Car Deck Ventilation**

##### ***General Description***

##### **Cargo Spaces**

The vessel is provided with longitudinal type ventilation. The purpose of the ventilation is remove polluted air and dangerous fumes from cargo space and ensure safe working atmosphere to employees and passengers.

Deck 3 (Main Deck)	trailers.
Deck 4 (Hoistable deck)	private cars.
Deck 5	Private cars

##### **Operation**

##### **Loading cargo from after port.**

Main cargo decks 3 and 4. Total velocity of cargo decks 27540m<sup>3</sup>.

Fans 5641.001 - 5641.004 at the bow ship are now working at the full power and are blowing fresh air to the cardecks. Total capacity of fans 153,6 m<sup>3</sup>/s. Fans 5641.005 - 5641.010 are suctioning polluted air from cargodecks 3 and 4 working.

##### **Loading cargo from after port and bunkering LNG at the same time.**

Main cargo decks 3 and 4. Total velocity of cargo decks 28540m<sup>3</sup>.

Fans 5641.001 - 5641.004 at the bow ship are now working at the full power and are blowing fresh air to the cardecks. Total capacity of fans 153,6 m<sup>3</sup>/s. Fans 5641.005 - 5641.010 are suctioning polluted air from cargodecks 3 and 4 working.

##### **Loading cargo from bow port.**

Fans 5641.001 - 5641.004 at the bow ship are now working at the full power and are blowing fresh air to the cardecks. Total capacity of fans 153,6 m<sup>3</sup>/s. Fans 5641.005 - 5641.010 are suctioning polluted air from cargodecks 3 and 4 working.

## **Loading cargo from side port.**

Private car deck 5. Total velocity of the private car deck 4721m<sup>3</sup>.

Fans 5641.011 - 5641.012 at the midship are now working at the full power and are blowing fresh air to the cardecks. Fans 5641.015 - 5641.016 at the aftship are now working at the full power and are suctioning polluted air from cargodeck. Total capacity of fans 26,4 m<sup>3</sup>/s.

## **At sea all cargo decks on normal use.**

Main cargo decks 3 and 4.

The polluted air will be taken out through the blowers 5641.005 - 5641.010. Total capacity of fans 76,8 m<sup>3</sup>/s. Fans 5641.001 - 5641.004 are running at the halfspeed.

Private car deck 5.

The polluted air will be taken out with fans 561.013 - 5641.014. The blowers 5641.011 - 5641.012 are running at the halfspeed. Total capacity of fans 13,2 m<sup>3</sup>/s.

## **Starter cabinets.**

Starter cabinet is located at bow and aft Cargo Offices.

## **Damper Control Panels.**

Damper control panels are located at bow and stern Cargo Offices.

## **Heating of cardecks.**

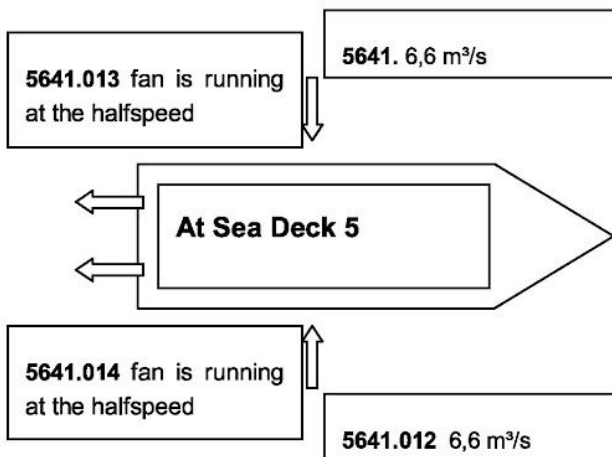
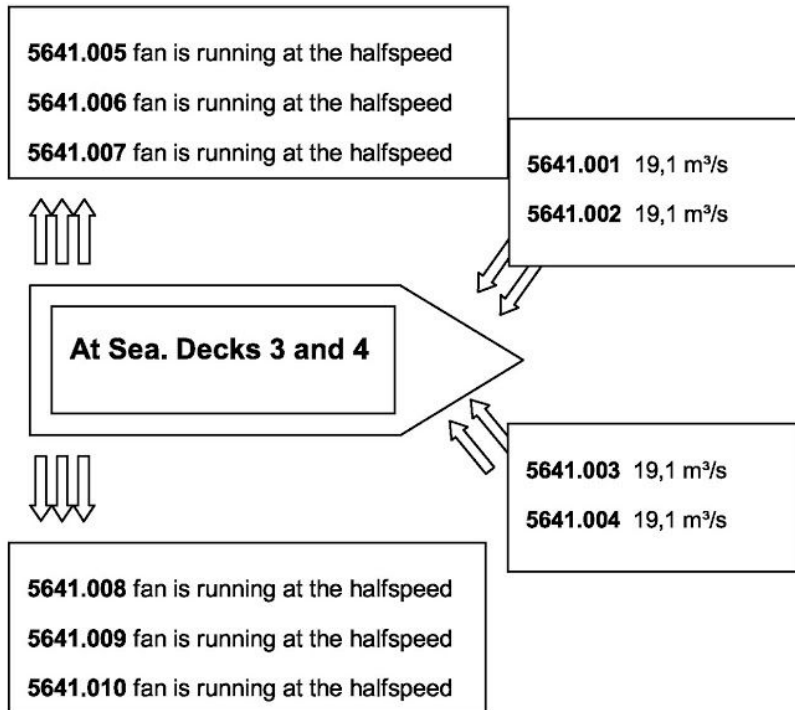
Heating of cardecks is divided between decks 3 and 4 , and deck 5.

Decks 3 and 4 having twelve (12) steamheatingcoils with fans on S+P-sides. Each heatingcoil is having power of 200kW.

Deck 5 having four (4) steamheatingcoils with fans on S+P-sides. Each heatingcoil is having power of 200kW.



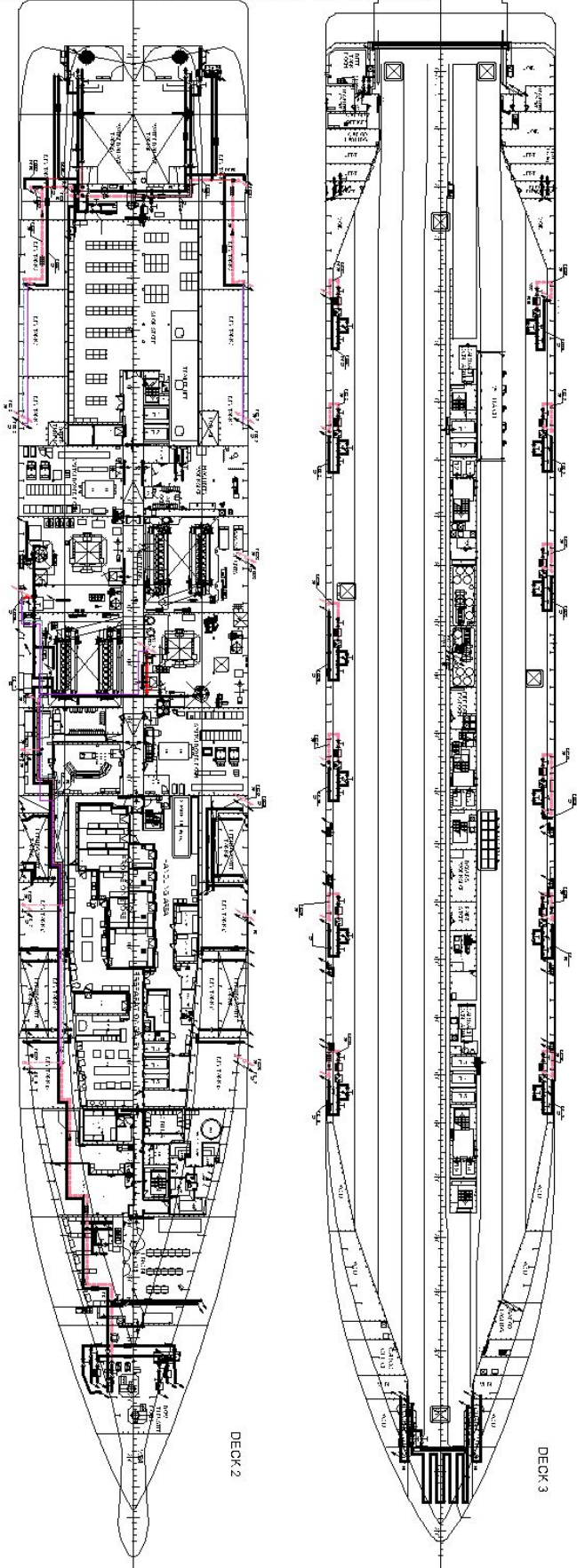
**At sea all cargo decks on normal use.**



# Bilaga 3


## Ritningar med nya rördragningar

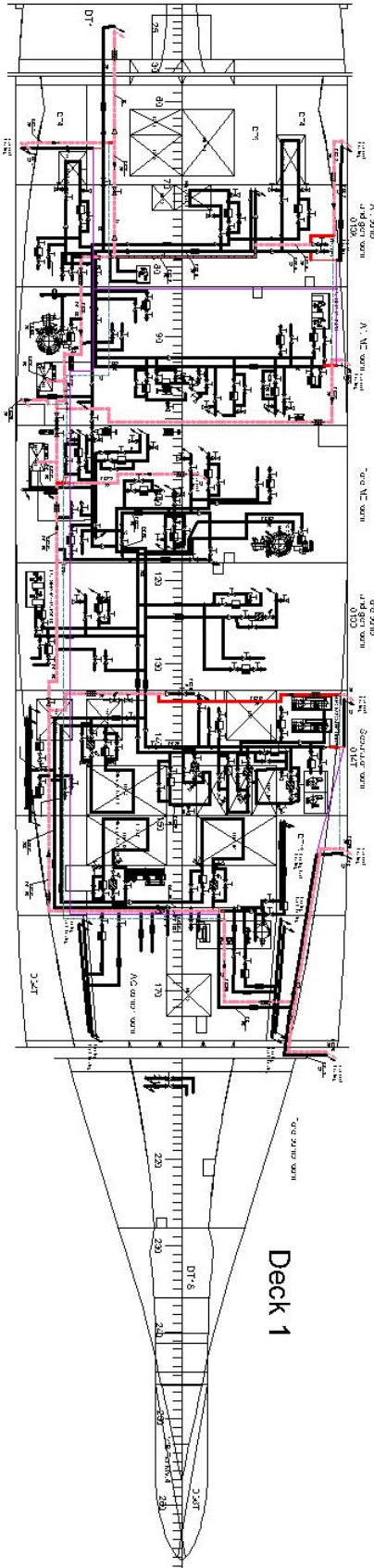
PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION



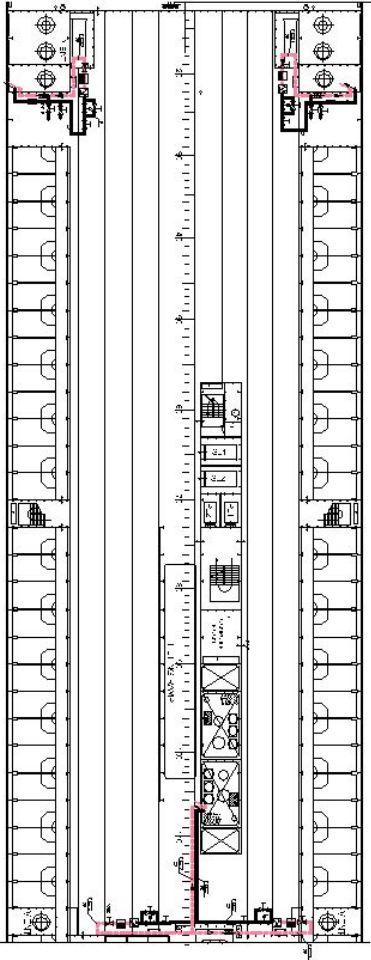
	Kondensat
	Framledning ånga
	Framledning, vatten
	Returledning, vatten
	Borttagbar ångledning

PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION

RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked																				
<table border="1"> <tr> <td>Item#</td> <td>Quantity</td> <td>Titel/Item, delnamn, material, dimension, etc</td> <td>Ytelse No./Referens</td> </tr> <tr> <td>Designed by</td> <td>Checked by</td> <td>Approved by - date</td> <td>Released</td> </tr> <tr> <td>RE,ST</td> <td></td> <td></td> <td>01.06.18</td> </tr> <tr> <td>Order</td> <td>Titel/Item</td> <td>Drawing number</td> <td>Order</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>					Item#	Quantity	Titel/Item, delnamn, material, dimension, etc	Ytelse No./Referens	Designed by	Checked by	Approved by - date	Released	RE,ST			01.06.18	Order	Titel/Item	Drawing number	Order				
Item#	Quantity	Titel/Item, delnamn, material, dimension, etc	Ytelse No./Referens																					
Designed by	Checked by	Approved by - date	Released																					
RE,ST			01.06.18																					
Order	Titel/Item	Drawing number	Order																					
 <p><b>HÖGSKOLAN PÅ ÅLAND</b></p>																								



Deck 5



_____	Kondensat
_____	Framledning ånga
_____	Framledning, vatten
_____	Returledning, vatten
_____	Borttagbar ångledning

RevNo/Revision note

Date

Signature Checked

Itemnr	Quantity	Titel/Varus, delbeträning, material, dimension etc	Artikel No./Referens
Designed by <b>RE,ST</b>	Created by	Approved by: - data	Date <b>01.06.18</b>
Owner	Titel/Varus	Design number	Scale



HÖGSKOLAN PÅ ÅLAND

Design number

Edition

Sheet

# Bilaga 4

## Data på använd värmeväxlare

TOTAL LENGTH 730  
TOTAL WIDTH 470  
TOTAL HEIGHT 1084

PRESSURE DROP 43.05 kPa  
PRESSURE DROP 75.49 kPa

FLOW RATE 1.480 kg/s  
FLOW RATE 19.05 kg/s

TEMP. 168.1 °C  
TEMP. 80.0 °C

TEMP. 170.4 °C  
TEMP. 38.0 °C

OUTLET S2  
OUTLET S4

INLET S1  
INLET S3

F.L.D.G. S1  
F.L.D.G. S3

LIQUID VOL. 9.6 dm³  
LIQUID VOL. 10.6 dm³

REMARKS: SIDE 1 SIDE 2

TEST PRESSURE	15 bar	15 bar	GASKET	EPDMP CLIP-ON
DESIGN PRESSURE	10 bar	10 bar	PLATE MATERIAL	ALLOY 316
MAX TEMPERATURE	175 °C	85 °C	PLATE THICKNESS	0.60 mm
MIN TEMPERATURE	0 °C	0 °C	HEATING SURFACE	4 m²
NETWEIGHT	381 kg		PLATE GROUPING	1*9L/1*10L
WEIGHT WITH WATER	401 kg		HEAT LOAD	3211 kW

SUPPLIER REF. ITEM NO. PLATE HEAT EXCHANGER

AGENT / REF.

CUSTOMER NAME / REF. NO.

SIGN. RISK CATEGORY N/A

# M10-MFG

## PED

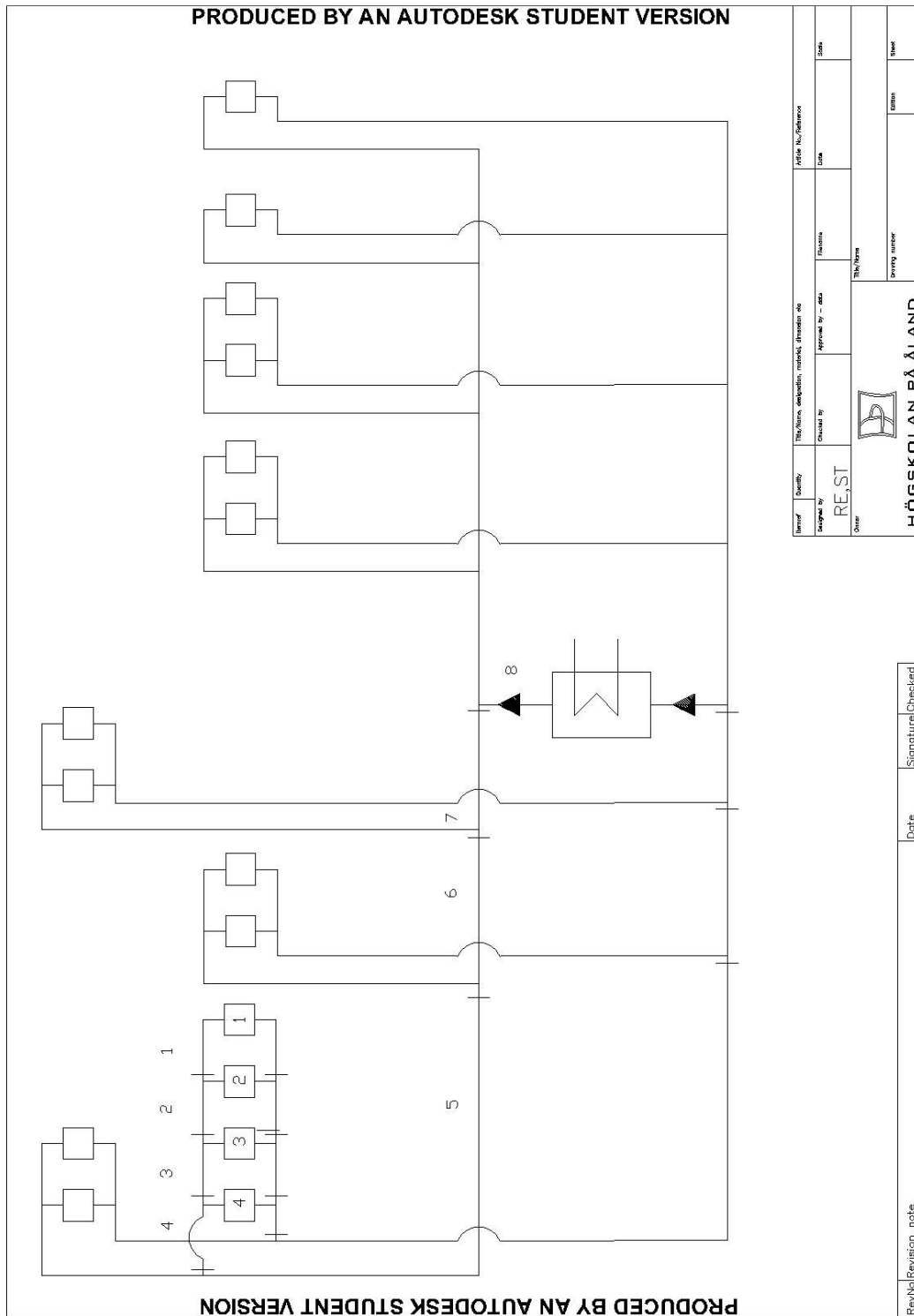
(Untitled 0)  
Page 152  
DATE 2011-05-16 REV NO. 0



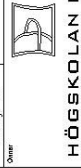
# Bilaga 6

## Elementschema

PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION



Formid	Quantity	File/Name, description, material, dimension etc.	Article No./Reference
Approved by	Checked by	Approved by - Date	Date
RE:ST			
Drawn		File/Name	Drawing number
			Date
			Sheet



HÖGSKOLAN PÅ ÅLAND

Rev/No Revision note

Date

Signature

Checked

PRODUCED BY AN AUTODESK STUDENT VERSION



# Bilaga 7

## Pumpkurvor

