



CHALMERS



Analys av kapacitetsbegränsad kondensor för återvinning av processånga

vid Preemraff Lysekil

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskinteknik

KIM HASSE
ROBERT KUZET

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2021

www.chalmers.se

EXAMENSARBETE 2021

Analys av kapacitetsbegränsad kondensor för återvinning av processånga

vid Preemraff Lysekil

Kim Hasse

Robert Kuzet



CHALMERS

Institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2021

Analys av kapacitetsbegränsad kondensor för återvinning av processånga
vid Preemraff Lysekil
Kim Hasse, Robert Kuzet

© Kim Hasse, Robert Kuzet 2021.

Handledare: Docent Karin Munch, Chalmers Tekniska Högskola, Institution för Mekanik och maritima vetenskaper, avdelningen för förbränning och framdrivningssystem

Examinator: Docent Mats Andersson, Chalmers Tekniska Högskola, Institution för Mekanik och maritima vetenskaper, avdelningen för förbränning och framdrivningssystem

Examensarbete 2021:05
Institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper
Chalmers Tekniska Universitet
SE-412 96 Göteborg
Telefonnummer +46 (0)31-772 1000

Omslag: Luftkylarpaketet EA8401 sett underifrån i processen på Preemraff Lysekil

Förord

Detta är ett examensarbete som omfattar 15 HP har utförts i samarbete med Preemraff i Lysekil. Examensarbetet har bedrivits på distans med anledning av COVID-19 pandemin. Arbetet har utförts av två studenter; Kim Hasse och Robert Kuzet från Chalmers Tekniska Högskola på högskoleingenjörsprogrammet maskinteknik.

Först tackar vi Preemraff Lysekil att vi fick möjligheten att utföra examensarbete hos er och avdelningschefen Jan Rydh som organiserade och möjliggjorde examensarbetet. Stora tack till handledarna, Bo Hellström och Ibrahim Tahric, och Peter Govik som svarade på frågor samt deras värdefulla erfarenheter inom industriprocesser.

Slutligen tackar vi våra handledare Karin Munch, docent på institutionen Mekanik och maritima vetenskaper, och examinator Mats Andersson, docent på institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper, med deras stöd genom hela projektet.

Abstract

This study has been carried out in collaboration with Preemraff Lysekil which operates Scandinavia's largest oil refinery with an annual capacity to refine over 11 million tonnes of crude oil per year. The steam system at Preemraff is complex but essential for the industry. The project studies the problems of an air-cooled heat exchanger designed to condense low-pressure steam for reuse. The purpose of the project is to investigate the limitation of steam flow to the condenser. The objective is to identify limiting factors as to why the maximum capacity is lower than design specifications.

This report describes the function and thermodynamic properties of the condenser based on process specifications. The thermodynamic mechanism of heat transfer was studied such as convection, conduction, and energy balances. A model for the condenser was set up to apply the theory, and a sensitivity analysis was used as a tool to study the impact of operating conditions. The organization had previously conducted a field study that was used in this project in conjunction with measurement data to evaluate the system in contrast to the theory.

The results indicate that there are two contributing factors to the limited capacity. The probable cause is air pockets trapped inside the system and fouling on external finned tubes. Finally, proposed solutions are presented in the conclusion.

Keywords: air-cooled heat exchanger, convection, conduction, LMTD, fouling, steam

Sammanfattning

Arbetet har genomförts i samarbete med Preemraff Lysekil som bedriver Skandi-naviens största oljeraffinaderi med en årlig kapacitet att raffinera över 11 miljoner ton råolja per år. En viktig anläggning på Preemraff är ångsystemet som är komplext men väsentligt för att industrin ska fungera. Arbetet studerar problematiken för en luftkyld värmeväxlare vars uppgift är att kondensera ner lågtrycksånga för återanvändning. Syftet med arbetet är att undersöka kapacitetsbegränsningen av ångflödet hos kondensorn. Målet är att identifiera begränsande faktorer till varför kondensorns maximala flöde i verkligheten är lägre än design.

I denna rapport beskrivs kondensorns funktion och termodynamiska egenskaper utifrån specifikation. De termodynamiska principerna för värmeöverföring studerades, som konvektion, konduktion, och energibalanser. En modell för kondensorn upprättades för att tillämpa teorin och en känslighetsanalys användes som verktyg för att studera inverkan av driftförhållanden. Organisationen hade tidigare utfört en fältstudie som användes tillsammans med mätdata för att utvärdera mot teorin.

Resultatet tyder på två bidragande faktorer till begränsad kapacitet. Det troliga begränsande faktorerna är utav luftfickor i ångsystemet samt nedsmutsning av yttre kylflänsar. Avslutningvis presenteras förslag i slutsatsen.

Beteckningar

Beskrivning	Variabel	Enhet
Generella variabler		
Totalt massflöde av ånga	$\dot{m}_h$	kg/s
Totalt massflöde av luft	$\dot{m}_c$	kg/s
Värmeeffekt	$\dot{Q}$	W
Värmeeffekt vid kondensering	$\dot{Q}_{konv}$	W
Värmeeffekt vid konvektion	$\dot{Q}_{kond}$	W
Värmegenomgångskoefficient	U	$W/(m^2 K)$
Inloppstemperatur av ånga	$T_{h,in}$	$^{\circ}C$
Utloppstemperatur av ånga	$T_{h,ut}$	$^{\circ}C$
Mättnadstemperatur av ånga	$T_{h,sat}$	$^{\circ}C$
Inloppstemperatur av luft	$T_{c,in}$	$^{\circ}C$
Mid-temperatur av luft	$T_{c,mid}$	$^{\circ}C$
Utloppstemperatur av luft	$T_{c,ut}$	$^{\circ}C$
Temperatur vid kontaktpunkt	T_s	$^{\circ}C$
Medeltemperatur i en flödande fluid	T_m	$^{\circ}C$
Totalt volymflöde av luft	$\dot{V}_{air}$	m^3/s
Volymflöde av luft per fläkt	$\dot{V}_{fan}$	m^3/s
Värmeöverföringskoefficient	h	$W/(m^2 K)$
Materialets värmeledningsförmåga	k	$W/(m K)$
Areafördelning mellan Sektion A och B	r_{sekt}	%
Logaritmiskt medelvärdestemperatur	ΔT_{lm}	-
Logaritmiskt medelvärdestemperatur vid tvärflöde	$(\Delta T_{lm})_{CF}$	-
Korrektionsfaktor	F	-
Totala resistansen mellan två separerade fluider	R_{total}	K/W
Ledningsresistansen i vägg	$R_{vägg}$	K/W
Resistans vid konvektion	R_{konv}	K/W
Yttre fouling-faktor	$R_{f,o}$	$m^2 K/W$
Inre fouling-faktor	$R_{f,i}$	$m^2 K/W$
Fysiska dimensioner		
Antal kondensatorer	n_{bays}	-
Antal fläktar per kondensor	n_{fans}	-
Total överföringsyta	A_s	-
Utvändig överföringsyta	$A_o = A_s$	m^2

Beskrivning	Variabel	Enhet
Invändig överföringsyta	A_i	m^2
Luftkanalens bredd	W	m
Luftkanalens höjd	D	m
Fluidtvärsnitt	A_c	m^2
Innerradie av cylindriskt tvärsnitt	r_1	m
Ytterradie av cylindriskt tvärsnitt	r_2	m
Totala rörlängden	L	m
Tublängd	l_{tub}	m
Antal tuber per kondensor	n_{tub}	-
Karakteristisk längd	L_c	m
Termodynamiska egenskaper		
Specifika värmekapacitet för ånga	c_{ph}	$J/(kg\ K)$
Specifika värmekapacitet för luft	c_{pc}	$J/(kg\ K)$
Förångningsentalpi för vatten	h_{fg}	$J/(kg\ K)$
Fluidens densitet	ρ	m^3/s
Fluidens kinematiska viskositet	μ	$kg/m\ s$
Prandtl tal för en fluid	Pr	-
Nusselt-tal för en fluid	Nu	-
Reynolds tal för en fluid	Re	-

Innehållsförteckning

1	Inledning	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Syfte	1
1.3	Avgränsningar	1
1.4	Frågeställningar	2
2	Teori	3
2.1	Vattnets aggregationstillstånd	3
2.2	Värmeväxlare	4
2.3	LMTD-metoden	5
2.4	Konvektion	6
2.5	Konduktion	6
2.6	Strömning	7
2.7	Fouling	7
2.8	Värmeegenomgångskoefficienten	7
3	Anläggningsbeskrivning	9
3.1	Ångsystem	9
3.2	Kondenseringssystem	10
3.2.1	Kondensor	12
3.2.2	Fläktar och drivlina	14
3.2.3	Turbiner	14
4	Metod	15
4.1	Kondensorns teoretiska värmeeffekt	15
4.2	Framtagning av modell	16
4.2.1	Areafördelning	17
4.2.2	Tillämpning av LMTD-metoden	17
4.2.3	Tillämpning av termisk resistans	17
4.3	Känslighetsanalys	18
4.4	Yttre foulingfaktor	18
4.5	Fälttest	18
5	Resultat	21
5.1	Teoretiskt fall	21
5.1.1	Värmeeffekt	21
5.1.2	Areafördelning	22

5.1.3	Framtagna värmeöverföringskoefficienter	23
5.1.4	Systemets termiska resistans	24
5.2	Känslighetsanalys	25
5.3	Fouling litteraturstudie	29
5.4	Tidigare fälttest	30
5.4.1	Kylfläkt och luftflöde	30
5.4.2	Yttre fouling	30
5.4.3	Testkörning	31
6	Diskussion	35
7	Slutsats	41
	Referenser	43
	Bilagor	I
	Bilaga A: Datablad - Kondensor (EA8401)	II
	Bilaga B: Fälttest - Testkörning 1 från IP.21	VIII
	Bilaga C: Fälttest - Testkörning 2 från IP.21	IX
	Bilaga D: Fälttest - Testkörning 3 från IP.21	X

1

Inledning

1.1 Bakgrund

Preemraff i Lysekil invigdes år 1975 och är Skandinavians största oljeraffinaderi med en årlig kapacitet att raffinera över 11 miljoner ton råolja (Preem, 2019). Raffinaderiet producerar i huvudsakligen bensin, diesel och eldningsolja där cirka två tredjedelar exporteras internationellt. Organisationen bedriver ett systematiskt effektiviseringsarbete där det kontinuerligt arbetas med optimering av industrins produktion.

På raffinaderiet finns en kondensor som har till syfte att återanvända vatten till anläggningens processer. Utan kondensorn hade överskottet av vattenånga släppts till atmosfären. Den största delen av ångan kommer från turbiner på anläggningen och systemet är designad för ett flöde på 20 ton/h. I verkligheten är det begränsat till runt 15 ton/h och vid ökad kapacitet är kondenseringen inte fullständig. Detta resulterar till att vattnet inte återanvänds.

1.2 Syfte

Syftet med examensarbetet kommer vara att undersöka kondensorns termodynamiska egenskaper. Med tekniska specifikationer och mätdata givet från Preemraff ska systemet undersökas för att ta reda på orsaken till kapacitetsbegränsningen.

1.3 Avgränsningar

Analysen ska med termodynamiska kunskaper undersöka kondensorns prestanda från datablad tillhandahåvet av Preemraff. En teoretisk modell ska upprättas för att jämföra mot kondensorns tekniska specifikation. Modellen ska därefter användas för att undersöka verkligt fall.

Projektet kommer inte utföra något nytt fälttest då tid och resurs inte finns. Data från tidigare fältstudie mellan Preemraff och Kelvion kommer att användas. Fältstudien täcker flertalet aspekter som kan bidra till begränsningen som undersöks under detta projekt. Ingen simuleringsmodell över fluidmekaniken kommer att utföras. En känslighetsanalys används som verktyg för att undersöka systemets prestanda.

Systemet som analyseras kommer att vara kondensorns värmeväxling och tillhörande kylsystem som består av fläktar.

1.4 Frågeställningar

Nedan är de frågeställningar som togs fram utifrån projektets syfte

- Stämmer den verkliga ångdata med data som har använts vid dimensionering?
- Är det forcerat luftflödet otillräckligt?
- Är luftkylaren underdimensionerad för flöde på 20 ton/h?
- Finns det betydligt läckage i systemet som begränsar kapaciteten?
- Finns det luftfickor i systemet som bidrar till ojäm kyling?
- Ger den yttre foulingen en märkbar effekt??

2

Teori

Kapitlet beskriver beräkningsmetoden LMTD med tillhörande benämningar. Princip analys av värmeväxlare och strömningslära. Grundläggande begrepp inom termodynamiken sammanställs utifrån litteratur.

2.1 Vattnets aggregationstillstånd

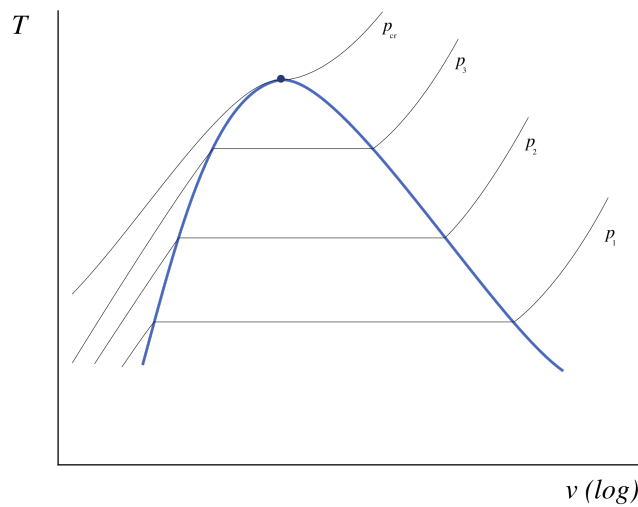
Vattnets aggregationstillstånd är beroende av tryck och temperatur. Vid rumstemperatur (20°C) och atmosfärtryck (101 kPa) är vattnet flytande. Om trycket förblir konstant och temperaturen höjs till 100°C är ämnet fortfarande i flytande form. Om ytterligare värmeenergi tillförs börjar vattnet att koka och en fasförändringsprocess sker där ämnet är en mättad blandning av vätska och gas. Temperaturen förblir konstant vid 100°C under hela förångningsprocessen om ingen tryckändring sker. Temperatur då vatten kokar vid ett givet tryck kallas mättnadstemperatur (Çengel m. fl., 2017, Kapitel 4.3).

När all vätska förångats vid 100°C återgår ämnet till ett enfasigt tillstånd angett som torr mättad ånga. Förekommer värmeförluster vid denna fasen kondenserar en del av gasen. Tillförs mer värmeenergi ökar temperaturen och den specifika volymen på gasen expanderar. Vid högre temperaturer övergår gasen till överhettad ånga, dvs ingen fasomvandling sker vid värmeförluster (Çengel m. fl., 2017, Kapitel 4.3).

Mättnadstemperaturen är temperaturen då vattnet kokar vid konstant tryck. Mättnadstrycket är trycket i omgivningen då vattnet börjar koka vid konstant temperatur. Relationen mellan dessa egenskaper definieras enligt

$$T_{sat} = f(P_{sat}) \quad (2.1)$$

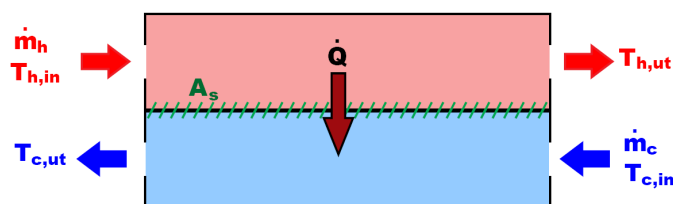
Nedan i figur 2.1 visas en principiell tryck-volym diagram för ett rent ämne vid konstant tryck. Faserna är uppdelade vid mättnadslinjen där den vänstra regionen är ämnet i flytande form. Den högra regionen i gasform och regionen under linjen är en mättad blandning av gas och flytande ämne. (Çengel m. fl., 2017, Kapitel 4.4)



Figur 2.1: T - v diagram av ett rent ämne med konstant tryck. T - v diagram for a liquid vapor [File], av Olivier Cleynen, 2013. CC0 1.0. (Cleynen, 2013)

2.2 Värmeväxlare

En värmeväxlare är en anordning som används för att överföra energi i form av värme från ett medie till ett annat där drivkraften är temperaturskillnaden. Varma och kalla sidan är avskild med en yta, A_s , värmeöverföringen sker genom konvektion till överföringsytan och konduktion genom skiktet. Det varma flödet passerar ett inlopp och avger energi som sedan absorberas av ett kallt flöde genom en värmeväxlingsprocess. Detta resulterar i en differens på utloppstemperaturerna. Ett principiellt värmeväxlarsystem kan ses i figur 2.2 som visar in- och utflöden samt värmeöverföringsenergin till systemet.



Figur 2.2: Principiell värmeväxling mellan varmt (röd markering) och kallt (blå markering) medium

För att analysera en värmeväxlare används en effektbalans där värmeeffekten $\dot{Q}$ för systemet beräknas enligt

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot c_{ph} \cdot (T_{h,in} - T_{h,ut}) = \dot{m}_c \cdot c_{pc} \cdot (T_{c,in} - T_{c,ut}) \quad (2.2)$$

där $\dot{Q}$ är värmeeffekten, $\dot{m}$ är fluidens massflöde, c_p är fluidens specifika värmekapacitet, och skillnaden mellan inlopps- och utloppstemperaturerna för fluiden (Çengel m. fl., 2017, Kapitel 22.3). Beräknas utifrån varma eller kalla sidan.

Vid en kondensering eller förångning är temperaturen konstant. Värmeeffekten för en kondensering (Çengel m. fl., 2017, Kapitel 22.3) beräknas enligt

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m} \cdot h_{fg} \quad (2.3)$$

där $\dot{m}$ är fluidens massflöde och h_{fg} är skillnaden mellan mättade gasens och vätskans specifika entalpi som benämns förångningsentalpi (Armaterc, 2012).

2.3 LMTD-metoden

LMTD-metoden används för att dimensionera ett värmeväxlersystem när temperaturerna på medierna är kända. Det logaritmiska medelvärde betecknas med ΔT_{lm} och är temperaturskillnaden mellan varma och kalla flödet. Metoden är beroende utav konfigurationen av ett system. För en värmeväxlare med tvärflöde beräknas enligt

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CF} \quad (2.4)$$

Korrektionsfaktorn F för tvärflödeskonfigurationer ges i figur 22-19 i boken (Çengel m. fl., 2017, Kapitel 22.4) där man jämför värdet med två temperaturförhållanden P och R definierade nedan

$$P = \frac{T_{h,ut} - T_{h,in}}{T_{c,in} - T_{h,in}} \quad (2.5)$$

$$R = \frac{T_{c,in} - T_{c,ut}}{T_{h,ut} - T_{h,in}} \quad (2.6)$$

där varma sidan är *mixed* och kalla sidan är *unmixed*. Vid ett fall av kondensering eller förångning används en fix korrektionsfaktor på $F = 1$ oavsett konfiguration.

Logaritmiska medelvärde $\Delta T_{lm,CF}$ beräknas enligt

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (2.7)$$

ΔT_1 och ΔT_2 för en värmeväxlare med tvärflödes konfiguration beräknas med

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,ut} \quad (2.8)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,ut} - T_{c,in} \quad (2.9)$$

där T_h är temperaturen för varma flödet vid in- och utloppet och T_c är för kalla. Med ΔT_{lm} kan värmeeffekten av ett system beräknas enligt

$$\dot{Q}_{konv} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.10)$$

där $\dot{Q}$ är värmeeffekten, U är den värmegenomgångskoefficienten för systemet, och A_s är överföringsytan.

2.4 Konvektion

Enligt Newtons avsvalningslag (Çengel m. fl., 2017, Kapitel 19.1) beskrivs värmeöverföringen vid konvektion som

$$\dot{Q}_{konv} = h A_s (T_s - T_m) \quad (2.11)$$

där h är värmeöverföringskoefficienten, A_s är överföringsytan, T_s är temperaturen i kontaktpunkten, och T_m är fluidens medeltemperatur mätt tillräckligt långt från kontaktytan. Från (2.11) kan den termiska resistansen (Çengel m. fl., 2017, Kapitel 17.1) skrivas som

$$R_{konv} = \frac{1}{h \cdot A_s} \quad (2.12)$$

2.5 Konduktion

Värmeledning genom ett cylindriskt tvärsnitt (Çengel m. fl., 2017, Kapitel 17.4) i en dimension kan bestämmas enligt

$$\dot{Q}_{kond} = \frac{2\pi \cdot L \cdot k}{\ln(r_2/r_1)} \Delta T \quad (2.13)$$

där L total rörlängd, k är värmeledningskoefficienten för materialet, r_1 och r_2 är inner- och ytterradierna respektive, och ΔT är temperaturskillnaden. Från (2.13) ovan kan den termiska resistansen (Çengel m. fl., 2017, Kapitel 17.1) skrivas som

$$R_{kond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \cdot L \cdot k} \quad (2.14)$$

2.6 Strömning

Värmeöverföringskoefficienten, h , beräknas med hjälp av det dimensionslösa Nusselt (Çengel m. fl., 2017, Kapitel 19.6) vilket är definierat som

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (2.15)$$

där L_c är den karakteristiska längden som beskriver storlek och utformning av det fysiska systemet och k är värmeledningsförmågan av materialet.

Nusselt kan även beskrivas med experimentellt framtagna formler med hänsyn till den fysiska utformningen tillsammans med Reynolds, Re , och Prandtl Pr . Pr är dimensionslös med relationen mellan fluidens viskositet och värmeledningsförmåga (Rapp, 2017) som är en tabellerad termodynamisk enhet. Re beskriver strömningen i fluiden med två gränspunkter, upptill första gränspunkten är det gränsområdet för laminär strömning över övre gränsen ligger turbulent strömning och i mellan ligger translationsområdet.

2.7 Fouling

Fouling är en formation av rester på överföringsytan vilket hämmar termisk överföring, ökar termiska resistansen. Ytterligare påverkar formationen strömningen längs ytan. Både den termiska överföringen (ökande resistans) och hydrauliska (ökande motstånd, tryckfall) egenskaperna vilket ger minskande verkningsgrad för värmeövereringen, en direkt påverkan på värmeöverföringskoefficienten (Somerscales, 1988). En värmeväxlare med en kall och varm sida ger två utsatta sidor för fouling.

2.8 Värmegenomgångskoefficienten

Värmegenomgångskoefficienten kan beskrivas som summan av resistansen för två fluider med en separerande yta. Betäckningen o är utsida och i är insida rör. Total resistans kan beskrivas som

$$R_{total} = (R_{konv})_o + R_{vägg} + (R_{konv})_i \quad (2.16)$$

där resistanserna R_{konv} är vid konvektion och $R_{vägg}$ är vid ledningsresistans (Kadhim och S. Kassim, 2016), som

$$R_{total} = \frac{1}{h_o \cdot A_o} + \frac{\ln(r_1/r_2)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad (2.17)$$

där relationen till värmegenomgångskoefficienten är

$$\dot{Q} = U A \Delta T_{lm} = \frac{1}{R_{total}} \Delta T_{lm} \quad (2.18)$$

med omskrivning för respektive sida (insida och utsida) och resistansen fås

$$U A = U_i A_i = U_o A_o = \frac{1}{R_{total}} \quad (2.19)$$

med insättning av (2.17) i (2.19) fås

$$U A = U_i A_i = U_o A_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o \cdot A_o} + \frac{\ln(r_1/r_2)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_i \cdot A_i}} \quad (2.20)$$

däremot saknas hänsyn till fouling, ytbeläggning med upphov till resistans som anges som en konstant R_f . För hänsyn till foulingfaktorn (Çengel m. fl., 2017, kapitel 22.2) på respektive sida skrivs den totala resistansen (2.17) till

$$R_{total} = \frac{1}{h_o \cdot A_o} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{\ln(r_1/r_2)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad (2.21)$$

insatt i (2.19) ger

$$U A = U_i A_i = U_o A_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o \cdot A_o} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{\ln(r_1/r_2)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{1}{h_i \cdot A_i}} \quad (2.22)$$

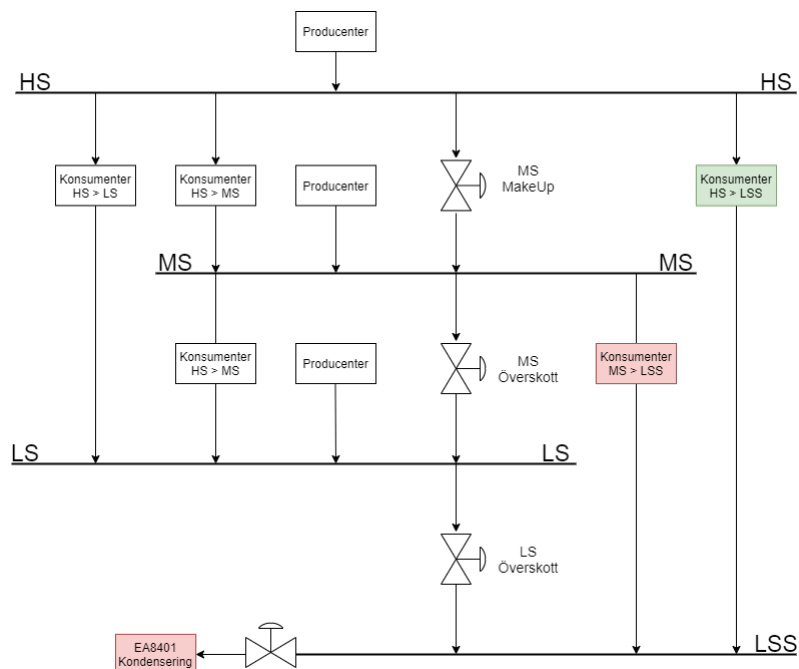
3

Anläggningsbeskrivning

Kapitlet sammanställer system och utrustning på Preemraff Lysekil. Projektet studerar framför allt kondensorn och dess kringutrustning som beskrivs i delkapitlet *Kondenseringsystemet*. Kondenseringsystemet beskriver i detalj kringutrustning utifrån organisationens dokumentering; produktdatablad, processspecifikationer, och ritningar. Benämningar och termer inom organisation beskrivs med stöd från teorin i kapitel 2 ovan.

3.1 Ångsystem

Ångsystem är en väsentlig del av industrier av olika slag. Preemraff Lysekil är inget undantag däremot skiljer sig strukturen och definitioner inom företaget.



Figur 3.1: Generella ångnätet över raffinaderiet

I figur 3.1 ovan ses det generella ångsystemet hos organisationen. Komplexiteten är förenklad utifrån projektets ramar. I figuren finns det fyra ångsystem med varierande

tryck; *HS*, *MS*, *LS*, och *LSS*. I tabell 3.1 nedan beskrivs ångklasserna med benämning, tryck, och temperatur. I figuren ovan ses *Producenter* vilket är utrustning som tillverkar ånga till respektive ångklass. *Konsumenter* är utrustning som förbrukar exempelvis varmhållning eller energianvändning. För att balansera ut ångsystemet över de olika trycknivåerna används tryckregleringsventiler för sammankoppling till en lägre trycknivå (exempelvis *MS* till *LS*).

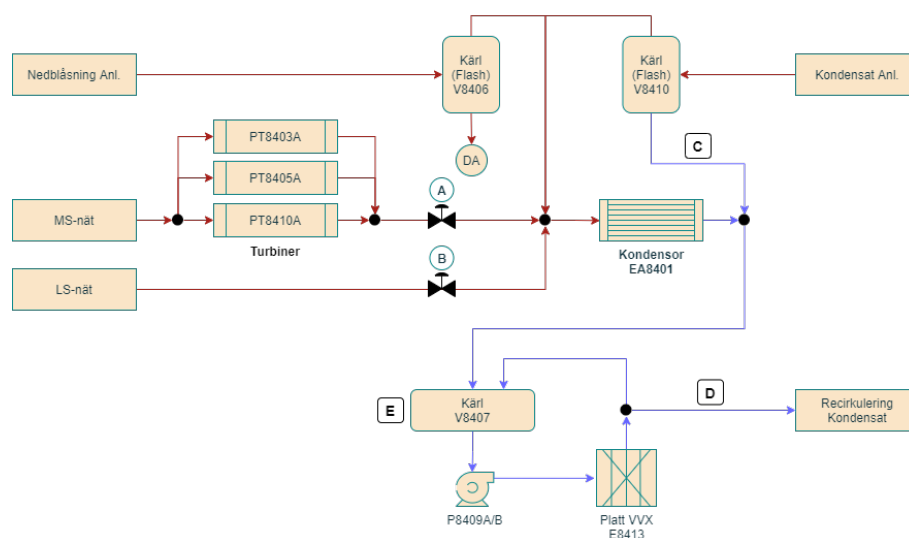
Tabell 3.1: Industrins trycknivåer; benämning av ångklasser med respektive tryck och temperatur vid tillverkning

Namn	Beskrivning	Tryck [bar]	Tryck [MPa]	Temperatur [°C]
HS	Högtrycksånga	40.7	4.07	400
MS	Mellantrycksånga	10.3	1.03	190
LS	Lågtrycksånga	3.5	0.35	156
LSS	Låg-lågtrycksånga	1.5	0.15	

Lägsta ångklassen av ånga är *LSS* som har tillkommit under de senaste åren på raffinaderiet. En anledning är större energiuttag ur turbiner. Denna trycknivå är den ingående tryckklassen till kondenseringsystemet som projektet berör.

3.2 Kondenseringsystem

Kondenseringsystemet arbetar initialt med överhettad ånga vid 1.5 bar och med hjälp av tryckreglering sänks trycket efter designat tryck för kondensorn. Studerat system är presenterat i figur 3.2 nedan i form av ett processflöde.



Figur 3.2: Processflöde av kondenseringsystemet

I figur 3.2 ovan är systemet representerat röda och blå linjer rörledningar och flödesriktning. Röda linjer representerar ånga och blå linjer kondenserad ånga. Fyra

strömmar av ånga tillkommer i systemet med benämningarna *MS-nät*, *LS-nät*, *Nedblåsning Anl.*, och *Kondensat Anl.*. Om utrustning har ett utrustningsnummer i organisationens databas är den utskriven. Exempelvis V8410 som är ett expansionskärl eller P8409A/B som är två parallellkopplade pumpar med unik benämning A och B i slutet.

MS-nät; ingående ånga används för att driva tre stycken pumpturbiner. Turbinerna drivs av ångan från *MS-nätet*. Utloppsången från turbinerna är 1.5 bar, det vill säga ångklass *LSS*. Trycket sänks därefter med hjälp av en tryckregleringsventil (Se punkt *A* i figur 3.2 ovan) ner till designtrycket för kondensorn (*EA8401*). Massflödet för kondensorn är dimensionerad efter pumpturbinernas kombinerade massflöde.

LS-nät; sammankoppling från *LS-nätet* för möjlighet att kondensera överskottsånga med hjälp av kondensorn. Trycknivån av *LS* är högre än designat systemtryck och regleras därmed med hjälp av en tryckregleringsventil (Se punkt *B* i figur 3.2 ovan).

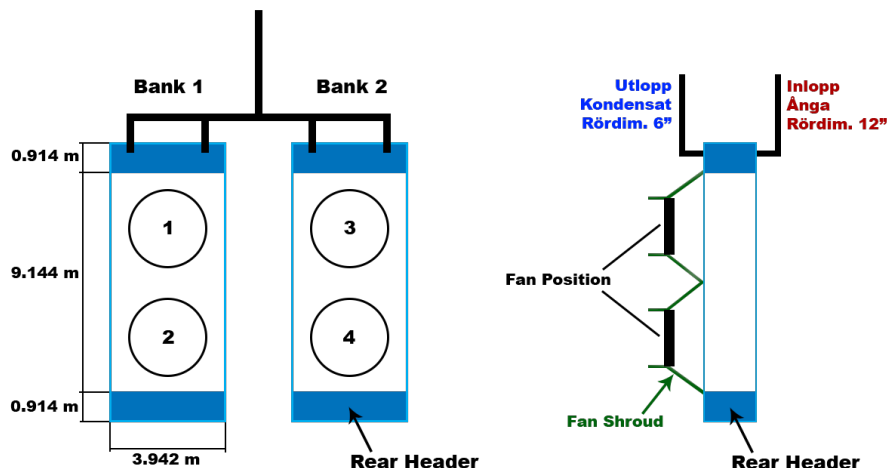
Nedblåsning Anl.; delströmmar från diverse utrustning med överskott av ånga samlas i ett expansionskärl (*V8406*). Volymexpansionen sänker trycket vilket får delvis kondensering. Kvarstående ånga transporteras från toppen av expansionskärllet in på kondensorns inloppsledning. Kondensatet går ner i dagvattenavloppet (*DA*) för rening.

Kondensat Anl.; eller kondensatet från ånga för varmhållningen av ledningar på anläggningen samlas i ett expansionskärl (*V8410*). Volymexpansionen sänker trycket vilket får delvis kondensering. Kvarstående ånga transporteras från toppen av expansionskärllet in på kondensorns inloppsledning. Vätskan transporteras till kondensorns utlopp.

Utloppet på kondensorn transporterar allt kondensat till kärlet *V8407*. Kärlet är ventilerat mot atmosfären (1 atm = 101.325 kPa). Utloppet på kärlet transporterar kondensatet för att producera ny ånga där flödet regleras utifrån nivågivaren på *V8407*. Mätpunkten av totala flödet genom kondensorn ligger efter *V8407* (Se punkt *D* i figur 3.2 ovan).

3.2.1 Kondensor

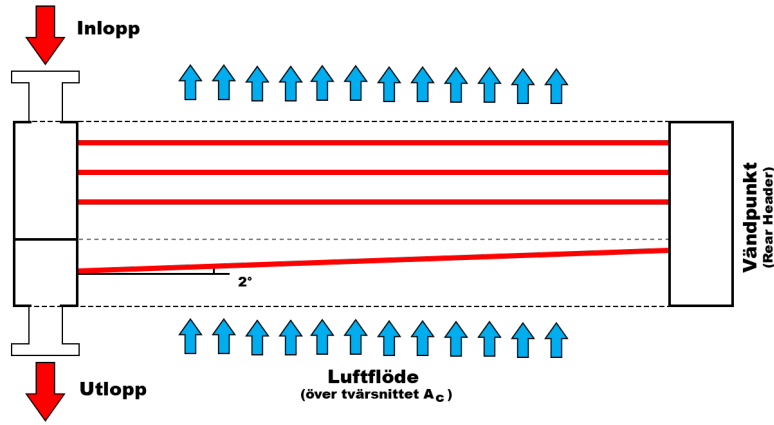
Kondensornas som projektet berör har benämning *EA8401* i Preemraffs interna databas. Uppgiften är att kondensera ner kvarvarande överhettad ånga från ett antal turbiner och mindre delströmmar från anläggningen. Designad kapacitet är upp till 20 000 kg ånga i timmen, dvs. det totala massflödet $\dot{m}_h$. Enheten består av två kondensatorer (n_{bays}) som är parallellkopplade där totala massflödet fördelas lika över.



Figur 3.3: Principiell topp-vy och sido-vy av kondensorn med yttermått och benämningar

I bilaga A ses detaljerad *generella arrangement* för enheten *EA8401* som är positionerad horisontellt med en markhöjd ca 40 meter. I figur 3.3 ovan visas översiktlig principiellt flöde. Vänstra figuren är en vy ovanifrån med yttre dimensioner, fläktarnas placering, och rörledning. Från inloppet mot kondensorn transporteras den överhettade ångan i ett 24" rörledning med förgrening ner till 12" och till det två parallellkopplade bankar, benämnt *Bank 1* och *Bank 2*. Två inlopp på respektive bank för en bättre fördelning av flödet. Utgående flöde har samma förgrening som inloppet men utloppet är placerat på undersidan luftkylaren med mindre rördimension på 6", se högra vyn i figur 3.3.

Respektive bank är utrustad med två kylfläktar (n_{fans}) och i högra figuren ses även fläktkåpan (markerat i grönt) för att leda luften.

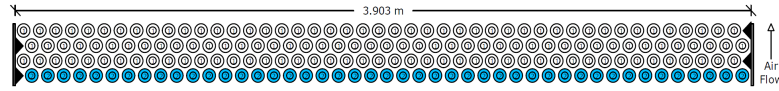


Figur 3.4: Snittad sidovy av kondensorns passflöde

Vid inloppet på respektive kondensator fördelas ånga över tre lager av 45 stycken pass (totalt 135 pass) det röda linjerna i figur 3.4. Flödet vänder på höger sida och går tillbaka igenom ett lager av 45 pass. Vilket ger totalt 180 tuber med en total längd

$$L = n_{tub} \cdot l_{tub} \quad (3.1)$$

Inlopp och utlopp ses på vänster sida och positionerad i samma orienterad som verkligheten.



Figur 3.5: Tvärsnitt av tubpaket i luftkylaren, från sida 10 i bilaga A

Ett tvärsnitt av tubpaketen ses i figur 3.5. Där inloppsflödet som är rödmarkerat i figur 3.4 är i detta fall vita och efter vändpunkten blå. Luftens flödesriktningen är markerade i båda figurerna, 3.4 och 3.5. Tubpaketets luftkanal har en bredd och höjd som är definierad enligt

$$(A_c)_a = W \times D = 3.903 \text{ m} \times 9.144 \text{ m} \quad (3.2)$$

Respektive tub har en innerradie på r_i som ger en inre överföringsyta enligt

$$A_i = (\text{Omkrets}) \cdot (\text{Total tublängd}) = 2\pi r_i \cdot L \quad (3.3)$$

3.2.2 Fläktar och drivlina

Respektive bank har två kylfläktar placerade i horisontellt läge på undersidan av luftkylaren med benämning FEA-8401. Fläktarna forcerar omgivande luft upp igenom kylelement på luftkylaren. Respektive fläkt är remdriven från en elmotor utrustad med VSD (Variable Speed Drive) för frekvensstyrning av varvtal för att minska ljudnivå och justera volymflödet, $\dot{V}_{fan}$.



Figur 3.6: Konstruering av fläkt, rem, och elmotor.

Monteringen av fläkt, rem, och elmotor ses i Figur 3.6 ovan. Totala volymflödet av luft ges av totalt antal fläktar vid full hastighet. Totala volymflödet ges av

$$\dot{V}_{air} = \dot{V}_{fan} \cdot n_{fans} \cdot n_{bays} \quad (3.4)$$

för att konvertera volymflödet till massflöde delas volymflödet med densiteten vid drifttemperaturen, enligt

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{V}_{air}}{\rho} \quad (3.5)$$

3.2.3 Turbiner

Kondensorns uppgift är att kondensera LSS-ånga, där kapaciteten för kondensorn, EA8401, är satt efter turbinernas maximala kapacitet. Tre stycken turbiner med utloppsflöde till punkt A i figur 3.2. Benämnda *PT8403A*, *PT8405A*, och *PT8410A* i anläggningsdokumenteringen. Respektive pump har en eldriven alternativ pump, *B* i slutet på utrustningsnamnet. Det vill säga ångkapaciteten kan balanseras med vilka pumpar som är i drift.

4

Metod

I metoden specificerades kondensorns teoretiska egenskaper som användes för att upprätta en modell. Modellen användes för att kunna validera datablad och flera variabler som areastorheter, värmeeffekter och värmeöverföringskoefficienter. Den andra delen studerar inverkan på kondensorns prestanda när olika parametrar justerades i form av en känslighetsanalys.

Slutligen beskrivs fälttestet som utfördes vid ett tidigare skede internt på företaget. Fälttestet representerar verklig data som inkluderar kylfläkten, kapacitetstest, och uppmätta värden.

4.1 Kondensorns teoretiska värmeeffekt

Kondensor EA8401 analyserades i första hand med mätvärden givet ur datablad och designutformning. Utifrån kondensorns applikation och processspecifikation delades den varma sidan av systemet upp i tre steg:

1. Nedkylning - Temperatursänkning från inloppstemperatur till mättnadstemperatur.
2. Kondensering - Konstant temperaturförhållande vid fasomvandling.
3. Underkylning - Temperatursänkning från mättnadstemperatur till utloppstemperatur.

Första steget är en temperatursänkning från inloppstemperaturen ner till mättnadstemperaturen. Processen antas till en isobar process, $\Delta P = 0$ där värmeeffekten beräknas från (2.2). Andra steget är kondensering då mättnadspunkten har nåtts och total fasomvandling sker. Värmeeffekten beräknas med hjälp av (2.3). Tredje steget är en liten underkylning som beräknas enligt (2.2). Totala värmeeffekten är summan av det tre enligt

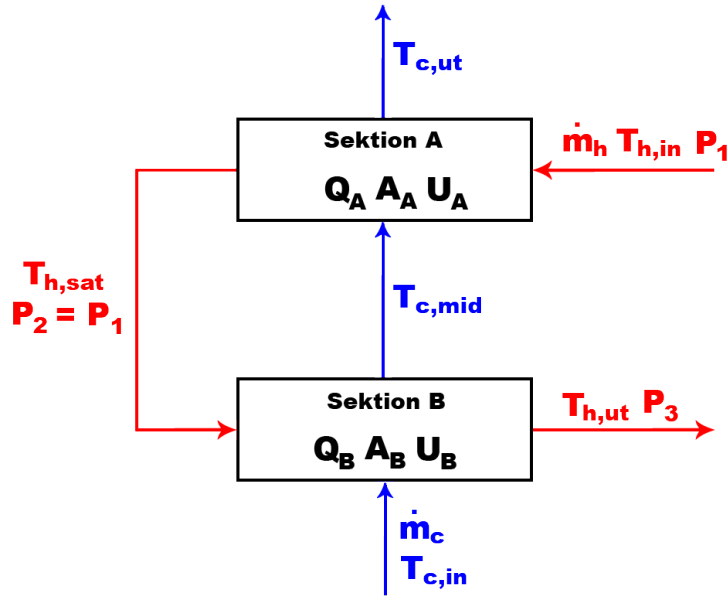
$$\dot{Q}_{Total} = \dot{Q}_{Nedkylning} + \dot{Q}_{Kondensering} + \dot{Q}_{Underkylning} \quad (4.1)$$

Samma tillvägagångssätt används för kalla sidan som endast består av en temperaturökning. Den totala värmeeffekten för varma och kalla sidan är lika med varandra

enligt energibalansen. Detta användes som validering mot kondensorns teoretiska effekt i databladet, bilaga A.

4.2 Framtagning av modell

Kondensorn EA8401 modellerades som en förenklad värmeväxlare med tvärflöde och två pass. Modellen är baserad på figur 3.4 och redovisas i figur 4.1 nedan. Modellen är uppdelad i två sektioner där sektion A representerar tempsänkningen och sektion B fasomvandlingen. Modellen upprättades för att kunna tillämpa teorin från kapitel 2.



Figur 4.1: Teoretisk modell av kondensorn med två sektioner A och B, nedkylning och kondensering respektive

Ångan $\dot{m}_h$ passerar inloppet med temperaturen $T_{h,in}$ vid ett inloppstryck till sektion A där mediet kyls ner till mättnadstemperaturen $T_{h,sat}$ under en isobarisk process. Därefter passerar ångan till sektion B där kondensering sker. Slutligen passerar mediet till utloppet med temperaturen $T_{h,ut}$. Flödet betraktades vara *unmixed*

Luftflödet $\dot{m}_c$ passerar med ett konstant flöde igenom systemet. Luftens temperaturprofil benämns till $T_{c,in}$ och betraktas vara *mixed*. Arealen av sektionerna är fördelade med totala kontaktytan A_s . Mer detaljerad beskrivning av fördelningen redovisas i underavsnittet nedan.

4.2.1 Areafördelning

För att beskriva modellen bättre fördelades sektionerna för temperatursänkning och kondenseringen med en procentandel av totala kontaktytan, A_s . Förhållandet mellan sektionerna är

$$A_s = A_A + A_B \Rightarrow A_s = A_s \cdot r_{sekt} + A_s \cdot (1 - r_{sekt}) \quad (4.2)$$

med hänsyn till en procentsats, r_{sekt} , av areaanvändningen till temperatursänkningen. Arean fördelas när ånginnehållet börjar minska och mättnadstemperaturen nås som ses i bilaga A

4.2.2 Tillämpning av LMTD-metoden

LMTD-metoden användes för att beräkna värmegenomgångskoefficienterna U_A och U_B för respektive sektion A och B i figur 4.1. Från (2.10) i teorin uttrycktes värmegenomgångskoefficienterna på följande sett

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \Delta T_{lm} \Rightarrow \begin{cases} U_A = \frac{\dot{Q}_A}{A_A (\Delta T_{lm})_A} \\ U_B = \frac{\dot{Q}_B}{A_B (\Delta T_{lm})_B} \end{cases} \quad (4.3)$$

där korrektionsfaktorn beräknas i sektion A. För sektion B är korrektionsfaktorn sätts till $F = 1$ då en kondensering sker.

Överföringsytan A_A och A_B för nedkylning- och kondenseringsdelen hämtas från delkapitlet 4.2.1. Värmeeffekterna togs från kapitel 4.1. Temperaturerna hämtades från datablad och ur temperaturprofilen i bilaga A sida II.

4.2.3 Tillämpning av termisk resistans

Den termiska resistansen för kondensorn beskriver värmöverföringskoefficienten med hänsyn på den yttre och inre, U_o och U_i , se kapitel 2.8. Från (2.19) bestäms den inre och yttre värmeöverföringskoefficienterna enligt

$$U_i = \frac{1}{A_i \cdot R_{total}} \quad (4.4a)$$

$$U_o = \frac{1}{A_o \cdot R_{total}} \quad (4.4b)$$

där R_{total} beräknas från (2.17) och A_i från (3.3).

4.3 Käslighetsanalys

Käslighetsanalys är en metod för att mäta hur robust en konstruerad modell är vid ändrade förutsättningar. I projektet användes metoden för att studera kondensorns resulterande prestanda efter att individuella parametrar justerats. Grundvärdena är beräknade utifrån teorin eller givet från datablad. Parametrarna ändrades sedan med en procentsats i positiv och negativ riktning och beräknar ett ändrat slutvärde. Därefter tabelleras grundvärdena, variabelns procentökning, och resulterande slutvärde för positivt och negativt led. En figur sammanställs med respektive parameter på y-axeln och resulterande värden på x-axeln. Figuren sorteras utifrån största spann över parametrarna (största minus minsta resulterande värdet för parametern). Spannet ger ett relativt mått på hur stor påverkan individuell parameter har på kondensorns prestanda.

Första käslighetsanalysen baseras från den teoretiska modellen i kapitel 4.2 med två sektioner, en temperatursänkning och en kondensering. Resulterande värden var värmeeffekten för respektive sektion enligt (4.3). Parametrarna justerades med 5 och 10% i både positiv och negativ riktning. Det justerade variablerna var; A_s , U , $T_{c,in}$, $T_{c,ut}$, $T_{h,in}$, och $T_{h,ut}$ där resulterande värde var $\dot{Q}$. U och A_s har samma påverkan med en procentuell variabelökning enligt (4.3).

Andra käslighetsanalysen baseras från den termiska resistansen i systemet enligt kapitel 4.2.3. Resulterande värde är värmeövergångskoefficienten beräknad från (4.4) vilket gav den yttre U_o och inre U_i . Justerade parametrar var h_i , h_o , A_i , A_o , och $R_{f,i}$ och justerades som tidigare analys med procentsatserna 5 och 10 %.

4.4 Yttre foulingfaktor

I käslighetsanalysen har den yttre foulingfaktorn inte studerats då designen har inte tagit hänsyn till denna, $R_{f,o} = 0$, men betydelsen är möjligen större än förväntad. Därför har en litteraturstudie utförts för att se utfall av fouling på utsidan tuberna. Studien undersökte fall med fouling i industrin med konsekvenser och hur stor påverkan detta har på värmeöverföringen mätt i procent.

4.5 Fälttest

Den 20 till 23 augusti 2019 utfördes ett fälttest på kondensor EA8401 och tillhörande utrustning med Preemraff Lysekil och tillverkarna Kelvion. Rapporten av fälttestet täckte flera aspekter. Först mätning av bladvinklarna på fläktarna, fouling på utsidan tuberna, och luftflödesmätning. Därefter utfördes tre testkörningar med varierande ångflöde. Under fälttestet dokumenterades ångflödet, temperaturer i olika sektioner, och två mätpunkter för trycket.

Testkörningarna var dokumenterade med raffinaderiets interna övervakningsprogram IP.21 med möjligheter att se mätdata vid specifika tidpunkter för olika givare. Projektet granskade två temperaturgivare, 84TI46 och 84TI47, och en flödesgivare,

84FI41. Mätpunkterna kan ses i figur 3.2 på sida 10, och givarnas beskrivning ges nedan.

- 84TI46: Ventilering av överskottsånga till atmosfär (Punkt E)
- 84TI47: Kondensatets utloppstemperatur mäts vid V8407 (Punkt E)
- 84FI41: Flödemätning av det totalt massflödet ut (Punkt D)

84TI46 användes som en indikering om det kvarstod ånga efter kondensorn. Om en ökad temperatur uppstod indikerade detta att det fanns ånga i kärnen vilket ventilerades till atmosfären.

5

Resultat

5.1 Teoretiskt fall

Kapitlet studerar teoretiska fallet av kondensorn, där areafördelningen, värmeöverföringskoefficienterna och värmeeffekterna beräknas utifrån modellen. Avslutas gjordes en känslighetsanalys som studerar kondensorns prestanda när enskilda parametrar justeras.

5.1.1 Värmeeffekt

För att verifiera kondensorns totala effekt från databladet upprättades energibalanserna för varma och kalla sida. Totala värmeeffekten på varma sidan är summan av tre steg enligt (4.1) med ett massflöde på $\dot{m}_h = 20\,000\text{ kg/h}$.

Nedkylningens värmeeffekt beräknas med (2.2) där temperaturen sänks från $T_{h,in} = 191.0^\circ\text{C}$ till mättnadstemperaturen $T_{sat} = 107.2^\circ\text{C}$ (Isobar process med inloppstryck 130.661 kPa). Med en specifik värmekapacitet $c_{ph} = 2.0104\text{ kJ/kg K}$.

$$\dot{Q}_{Nedkylning} = \dot{m}_h \cdot c_{ph} \cdot (T_{h,in} - T_{h,ut}) = 935\text{ kW} \quad (5.1)$$

Kondenseringens värmeeffekt beräknas med hjälp av (2.3) där förångningsentalpin är $h_{fg} = 2.2371\text{ kJ/kg}$ från tabell under konstant temperatur. Vilket ger

$$\dot{Q}_{Kondensering} = \dot{m}_h \cdot h_{fg} = 12\,428\text{ kW} \quad (5.2)$$

Underkylningens värmeeffekt beräknas enligt (2.2) där temperaturen sänks från $T_{h,in} = 107.2^\circ\text{C}$ (mättnadstemperaturen) till utloppstemperaturen $T_{h,ut} = 106.0^\circ\text{C}$. Med en specifik värmekapacitet $c_{ph} = 2.1003\text{ kJ/kg K}$.

$$\dot{Q}_{Underkylning} = \dot{m}_h \cdot c_{ph} \cdot (T_{h,in} - T_{h,ut}) = 15\text{ kW} \quad (5.3)$$

vilket ger en total värmeeffekt på varma sidan

$$\dot{Q}_{h,total} = 13\,378\text{ kW} \quad (5.4)$$

På samma sätt räknas kalla sidans totala värmeeffekt med hjälp av ekvation (2.2). Där luftens massflödet är $\dot{m}_c = 252.4\text{ kg/s}$, inloppstemperatur $T_{c,in} = 24^\circ\text{C}$ och utloppstemperatur $T_{c,ut} = 76.7^\circ\text{C}$. Med en specifik värmekapacitet 1.007 kJ/kg K .

$$\dot{Q}_{c,total} = \dot{m}_c \cdot c_{ph} \cdot (T_{in} - T_{ut}) = 13\,396\text{ kW} \quad (5.5)$$

vilket är totala värmeeffekten på kalla sidan, $\dot{Q}_{c,total} = 13\,396\text{ kW}$. Energibalansen är nära nog $\dot{Q}_{h,total} \simeq \dot{Q}_{c,total}$, då avrundningsfel introduceras vid avläsning av tabellvärden.

5.1.2 Areafördelning

Från bilaga A fås den totala kontaktytan, A_s , samt den teoretiska temperatursänkningen där övergången till kondensering sker.

Enligt temperaturprofilen på sida 5 i bilaga A är arean fördelat över fyra rader och tio segment vilket gav totalt 40 sektioner. I det tre översta raderna uppskattades hur många längsgående segment på tubsidan som krävdes för att temperaturen sänktes till mättnadstemperaturen och ånghalten minskar.

Vid inloppstryck 130.661 kPa och isobarisk temperatursänkning fås mättnadstemperaturen till $T_{sat} = 107.2^\circ\text{C}$.

Tabell 5.1: Antal segment per rad och totalt under temperatursänkningen

Rad [-]	Antal [-]
1	3
2	2
3	2
Totalt	7

Enligt tabell 5.1 ovan fås antalet sektioner till sju vilket ger ett areaförhållande på

$$r_{sekt} = \frac{\text{Antal sektioner för temperatursänkning}}{\text{Totalt antal sektioner}} = \frac{7}{40} = 17.5\% \quad (5.6)$$

Med en total kontaktarea, $A_s = 7009.9\text{ m}^2$, ger det en areafördelningen på $A_A = 1226.7\text{ m}^2$ (yta för temperatursänkning) och $A_B = 5783.2\text{ m}^2$ (yta för kondensering).

5.1.3 Framtagna värmeöverföringskoefficienter

Värmegenomgångskoefficient för sektion A och B beräknas enligt LMTD-metoden som beskrivs i kapitel 4.2.2.

Tabell 5.2: Numeriska värden för teoretiskt modell för sektion A och B

Variabel	Sektion A	Sektion B	Enhet
A_s	1226.7	5783.2	m^2
$\dot{Q}$	935	12426	kW
$T_{h,in}$	191	107.2	$^{\circ}C$
$T_{h,ut}$	107.2	107.2	$^{\circ}C$
$T_{c,in}$	41.52	24	$^{\circ}C$
$T_{c,ut}$	76.7	41.52	$^{\circ}C$
F	0.95	1	-

Värmegenomgångskoefficient beräknas med hjälp av (4.3) och numeriska värdena i tabell 5.2 ovan. Där värmegenomgångskoefficient för sektion A beräknas till

$$U_A = \dot{Q}_A A_A (\Delta T_{lm})_A = 9.14 W/(m^2 \cdot K) \quad (5.7)$$

och sektion B till

$$U_B = \dot{Q}_B A_B (\Delta T_{lm})_B = 29 W/(m^2 \cdot K) \quad (5.8)$$

Detta ger lägre värmegenomgångskoefficienter än databladets specificerade värde för hela systemet.

5.1.4 Systemets termiska resistans

Från kapitel 4.2.3 kan värme genomgångskoefficient studeras som en inre och yttre utifrån ett termiskt resistivt system. Utan hänsyn till modellen och endast värmetransportens motstånd.

Tabell 5.3: Numeriska värden för beräkning av inre och yttre värme genomgångskoefficient

Variabel	Beskrivning	Värde	Enhet
A_i	Inre överföringsyta	165.5	m^2
A_o	Yttre överföringsyta	7 009.9	m^2
h_i	Inre värmeöverföringskoef.	10 092	$W/(m^2 \cdot K)$
h_o	Ytter värmeöverföringskoef.	45.62	$W/(m^2 \cdot K)$
$R_{f,i}$	Inre foulingfaktor	0.000088	$m^2 \cdot W/K$
$R_{f,o}$	Yttre foulingfaktor	0	$m^2 \cdot W/K$
k	Värmeledningskoef. för kolstål	45	$W/(m^2 \cdot K)$
r_1	Innerdiameter av tub	0.0160	m
r_2	Yttrediameter av tub	0.0191	m

I tabell 5.3 ovan presenteras numeriska värden från datablad (bilaga A) där k är en allmän värmeledningskoefficient för materialet i tuberna. Enligt (4.4) fås den inre och yttre värme genomgångskoefficient till

$$U_i = 778.8 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \quad (5.9a)$$

$$U_o = 36.8 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \quad (5.9b)$$

där databladets värme genomgångskoefficient är $U = 36.8 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$ vilket stämmer bra mot beräknat.

5.2 Känslighetsanalys

Kapitlet presenterar känsligheten på värmeeffekten och värmegenomgångskoefficienten utifrån flera parametrar för att påvisa känsligheten av olika variabler. Procentsatsen är samma för alla parametrar i testerna för känslighetsanalysen.

Värmeeffekt utifrån LTMD-metoden

Känslighetsanalysen studerar värmeeffektens känslighet utifrån den teoretiska modellen. Värmeeffekten beräknas för både sektion A och B. Där parametrarna som justerades är U , $T_{c,in}$, $T_{c,ut}$, $T_{h,in}$, och $T_{h,ut}$. Respektive parameter justerades med 5 och 10 % i positiv och negativ riktning.

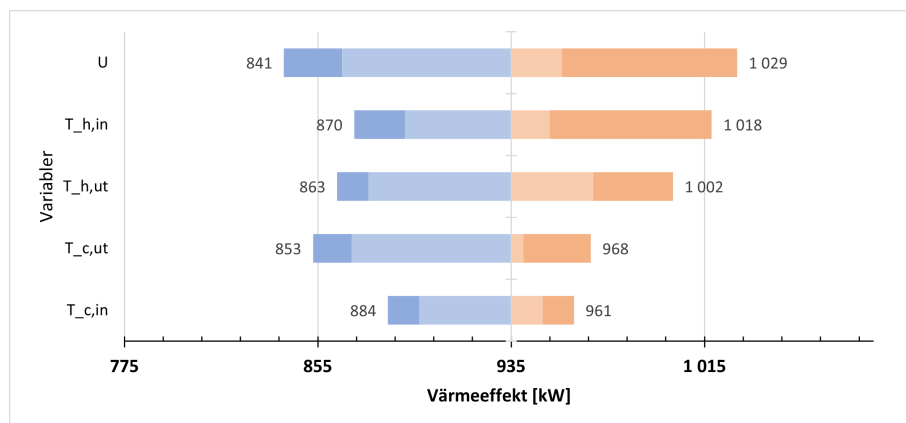
Tabell 5.4: Grundvärden för att beräkna värmeeffekten i sektion A (*Justerade variabler för känslighetsanalys)

Variabel	Beskrivning	Basvärde	Enhet
A_s	Överföringsyta	1 226.7	m^2
U^*	Värmeöverföringskoefficient	9.14	$W/(m^2 \cdot K)$
$T_{c,in}^*$	Inloppstemperatur luft	41.52	$^{\circ}C$
$T_{c,ut}^*$	Utloppstemperatur luft	76.7	$^{\circ}C$
$T_{h,in}^*$	Inloppstemperatur ånga	191	$^{\circ}C$
$T_{h,ut}^*$	Utloppstemperatur ånga	107.2	$^{\circ}C$
$\dot{Q}_A$	Värmeeffekt vid nedkylning	935	kW

Tabell 5.5: Numeriska värden för variabler vid $\pm 5\%$ och $\pm 10\%$ justering för beräkning av känslighetsanalysen i sektion A

Variabel	-10%	-5%	+5%	+10%	Enhet
U^*	8.23	8.68	9.6	10.05	$W/(m^2 \cdot K)$
$T_{c,in}^*$	37.36	39.44	43.59	45.66	$^{\circ}C$
$T_{c,ut}^*$	69.03	72.87	80.54	84.37	$^{\circ}C$
$T_{h,in}^*$	171.9	181.45	200.56	210.1	$^{\circ}C$
$T_{h,ut}^*$	96.48	101.84	112.56	117.92	$^{\circ}C$

I tabell 5.4 ovan ses grundvärdena för respektive variabel och värmeeffekt. Enligt metoden i kapitel 4.3 beräknades värmeeffekten för sektion A med hjälp av (4.3) där numeriska värdena för det justerade variablerna presenteras i tabell 5.5 ovan.



Figur 5.1: Känslighetsanalys sektion A sorterad efter span-storlek för respektive variabel med färgavgränsning mellan ± 5 och $\pm 10\%$ justering. Y-axeln ger variabeln och x-axeln ger resulterande värmeeffekt med högsta och lägsta värde per variabel

I figur 5.1 ovan ses känslighetsanalysen för sektion A. Y-axeln ger den justerade parametern och x-axeln ger resulterande värmeeffekt med dess spann. Basvärdet för värmeeffekten är 935 kW som är centrerat i figuren. Blåa är den negativ justeringen och orange är positiv justeringen för parametern. Avgränsning för 5% justering markeras med ljusare färg.

Figuren visar att den största faktorn som påverkar värmeeffekten är störst för värmegenomgångskoefficienten därefter in- och utloppstemperaturerna av ångan. Här observeras att inloppstemperaturen av luften är parametern som ändrar värmeeffekten minst. Överföringsytan justerades ej då reaktionen är samma som U .

Sektion B studerades på likvärdigt sätt där justerade parametrar är U , $T_{c,in}$, $T_{c,ut}$, och T_{sat} och justeras med 5% och 10% i positiv och negativ riktning.

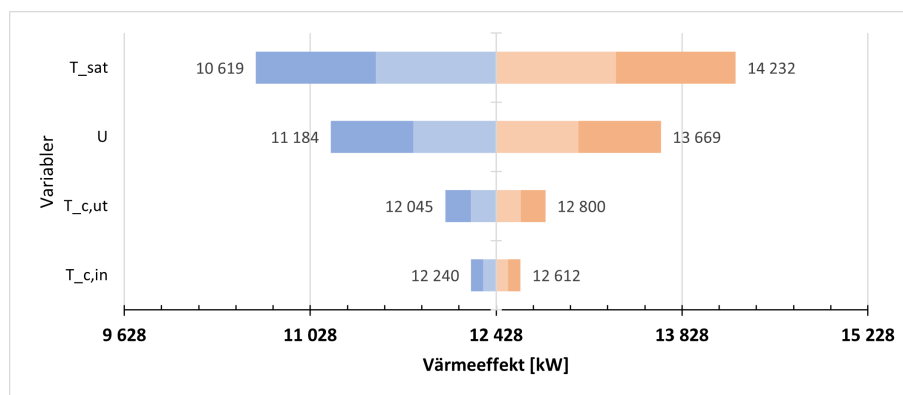
Tabell 5.6: Grundvärden för att beräkna värmeeffekten i sektion B (*Justerade variabler för känslighetsanalys)

Variabel	Beskrivning	Basvärde	Enhet
A_s	Överföringsyta	5 783.2	m^2
U^*	Värmeöverföringskoefficient	29	$W/(m^2 \cdot K)$
$T_{c,in}^*$	Inloppstemperatur luft	24	$^{\circ}C$
$T_{c,ut}^*$	Utloppstemperatur luft	41.52	$^{\circ}C$
T_{sat}^*	Mättnadstemperatur ånga	107.2	$^{\circ}C$
$\dot{Q}_B$	Värmeeffekt vid kondensering	12 428	kW

Tabell 5.7: Numeriska värden för variabler vid $\pm 5\%$ och $\pm 10\%$ justering för beräkning av känslighetsanalysen i sektion B

Variabel	-10%	-5%	+5%	+10%	Enhet
U^*	26.1	27.55	30.45	31.9	$W/(m^2 \cdot K)$
$T_{c,in}^*$	21.6	22.8	25.2	26.4	$^{\circ}C$
$T_{c,ut}^*$	37.36	39.44	43.59	45.67	$^{\circ}C$
T_{sat}^*	96.48	101.84	112.56	117.92	$^{\circ}C$

I tabell 5.6 ovan ses grundvärdena för respektive variabel och värmeeffekt. Enligt metoden i kapitel 4.3 beräknades värmeeffekten för sektion B med hjälp av (4.3) där numeriska justerade värdena presenteras i tabell 5.7 ovan.



Figur 5.2: Känslighetsanalys sektion B sorterad efter span-storlek för respektive variabel med färgavgränsning mellan ± 5 och $\pm 10\%$ justering. Y-axeln ger variabeln och x-axeln ger resulterande värmeeffekt med högsta och lägsta värde per variabel

I figur 5.2 ovan ses känslighetsanalysen för sektion B. Y-axeln ger den justerade parametern och x-axeln ger resulterande värmeeffekt med dess spann. Basvärdet för värmeeffekten är $12\,428\text{ kW}$ som är centrerat i figuren. Blåa är den negativ justeringen och orange är positiv justeringen för parametern. Avgränsning för 5% justering markeras med ljusare färg.

Figuren visar att värmeeffekten som krävs för kondensering är starkt beroende av mättnadstemperaturen av ångan, det vill säga tryckberoende. Ökar mättnadstemperatur ökar trycket enligt teorin. Värmegenomgångskoefficienten därefter som är likvärdig som överföringsytan. Inlopp- och utloppstemperaturen på luften har minst påverkan.

Värmegenomgångskoefficient utifrån ett resistivt system

Känslighetsanalysen studerar värmegenomgångskoefficientens känslighet utifrån termisk resistans i systemet. Värmegenomgångskoefficienten beräknas utifrån (2.21) med uppdelningen enligt metoden. Parametrarna som justerades individuellt är A_i , A_o , h_i , h_o , $R_{f,i}$.

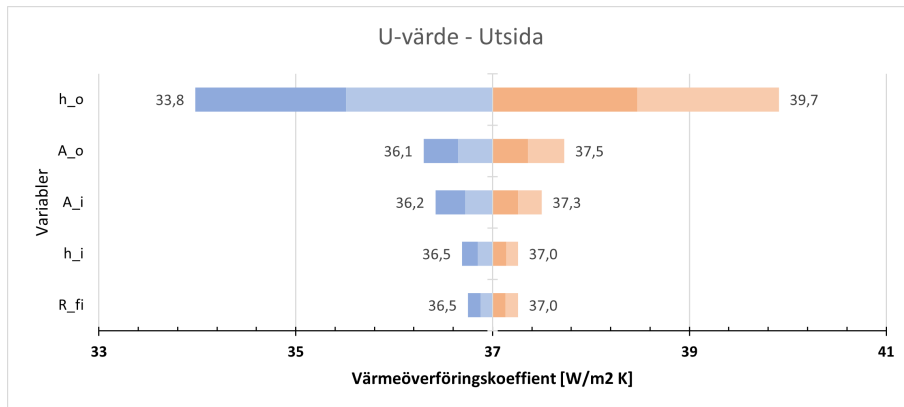
Tabell 5.8: Grundvärden för beräkning av inre och yttre värmegenomgångskoefficient utifrån den termiska resistansen (**Justerade variabler för känslighetsanalysen*)

Variabel	Beskrivning	Basvärde	Enhet
A_i^*	Inre överföringsyta	165.5	m^2
A_o^*	Yttre överföringsyta	7 009.9	m^2
h_i^*	Inre värmeöverföringskoef.	10 092	$W/(m^2 \cdot K)$
h_o^*	Ytter värmeöverföringskoef.	45.62	$W/(m^2 \cdot K)$
$R_{f,i}^*$	Inre foulingfaktor	0.000088	$m^2 \cdot W/K$
$R_{f,o}$	Yttre foulingfaktor	0	$m^2 \cdot W/K$
k	Värmeledningskoef. för kolstål	45	$W/(m^2 \cdot K)$
r_1	Innerdiameter av tub	0.0160	m
r_2	Yttrediameter av tub	0.0191	m
U_i	Inre U-värde	778.8	$W/(m^2 \cdot K)$
U_o	Yttre U-värde	36.8	$W/(m^2 \cdot K)$

Tabell 5.9: Numeriska värden för variabler vid $\pm 5\%$ och $\pm 10\%$ justering för beräkning av känslighetsanalysen för värmegenomgångskoefficient

Variabel	-10%	-5%	+5%	+10%	Enhet
A_i^*	148.95	157.23	173.78	182.05	m^2
A_o^*	6308.9	6659.4	7360.4	7710.9	m^2
h_i^*	9082.8	9587.4	10597	11101	$W/(m^2 \cdot K)$
h_o^*	41.06	43.06	47.9	50.18	$W/(m^2 \cdot K)$
$R_{f,i}^*$	0.0000792	0.0000836	0.0000924	0.0000968	$m^2 \cdot W/K$

I tabell 5.8 ovan ses grundvärdena för alla variabler och beräknade värmegenomgångskoefficienter. Enligt metoden i kapitel 4.3 beräknades inre och yttre värmegenomgångskoefficient separat enligt (2.22). Tabell ovan ger ett flertal gånger större värmegenomgångskoefficient för den inre och därmed inte en dimensionerande faktor och presenteras inte. Det justerade numeriska värdena presenteras i tabell 5.9 ovan.



Figur 5.3: Känslighetsanalys för U_o sorterad efter span-storlek för respektive variabel med färgavgränsning mellan $\pm 5\%$ och $\pm 10\%$ justering. Y-axeln ger variabeln och x-axeln ger resulterande U_o med högsta och lägsta värde per variabel

I figur 5.3 ovan ses känslighetsanalysen för U_o . Y-axeln ger den justerade parametern och x-axeln ger resulterande värmegenomgångskoefficient med dess spann. Basvärdet för U_o är $36.8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ som är centrerat i figuren. Blåa är den negativ justeringen och orange är positiv justeringen för parametern. Avgränsningen för 5% justering markeras med ljusare färg.

I figuren ser man att den yttre värmeöverföringskoefficienten, h_o har mycket stor inverkan på yttre värmegenomgångskoefficienten. Delvis betydande är den inre och yttre överföringsyta med likartad påverkan som kan antas likvärdig. Inre fouling-faktor har en liten påverkan.

5.3 Fouling litteraturstudie

Enligt metoden 4.4 upprättades en litteraturstudie för att påvisa en effekt av en yttre fouling. Från (2.18) på sidan 8 beskrivs värmeeffekten som

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{lm} = \frac{1}{R_{total}} \Delta T_{lm} \quad (5.10)$$

Då inga hänsyn till numeriska värden finns jämfördes fouling mot liknande fall från litteraturstudien med hänsyn till den procentuella minskningen av värmeöverföring. Observera att tidsperiod och utbredning varierar utfallet kraftigt.

Tre artiklar undersöktes som hade liknande utformning på värmeväxlare. Enligt (Nienborg m. fl., 2021) var effekten av pollen i ett luftkylartorn 8 till 11% minskning i värmeeffekt. Enligt (Khade och Aniket, 2018) sammanställs kontinuerlig påväxt av fouling där foulingfaktorn redovisas kontinuerligt samt tidpunkt för rengöring. Testet är en luftkylare med korsflöde och kylflänsar. Tidsperioden är ca. 210 dagar där värmeöverföringen hade minskad med 34% innan rengöring. För en längre period

visade (Ahn m.fl., 2003) att en luftkonditionering med korsflöde med kylflänsar under sju års period gav en minskning på 10 till 15% värmeöverföring.

5.4 Tidigare fälttest

Kapitlet avslutas med en sammanställning av fältstudien. Flertal objekt uppmärksammades som felkällor. Tre delar ur fältrapporten sammanställs som relaterar till projektets frågeställningar: Bladvinklar och luftflöde, yttre fouling av tuber, och kapacitettest.

5.4.1 Kylfläkt och luftflöde

Bladvinklarna på de fyra fläktarna mättes där flera blad var felinställda och åtgärdade felet med att ändra bladvinklarna till korrekt läge efter specifikation.

Efter att bladvinklarna justerades kontrollerades luftflödet. Det designade luftflödeskapaciteten är $53.3 \text{ m}^3/\text{s}$. Vid bank 1 i figur 3.3 var luftflödet $57.6 \text{ m}^3/\text{s}$, vilket är 8% högre än designflödet. I bank 2 är flödet $58.9 \text{ m}^3/\text{s}$ vilket var 10.5% över designflödet.

Luftflödet ligger över minimala massflödet av kylande medium och är därmed inte någon begränsade faktor.

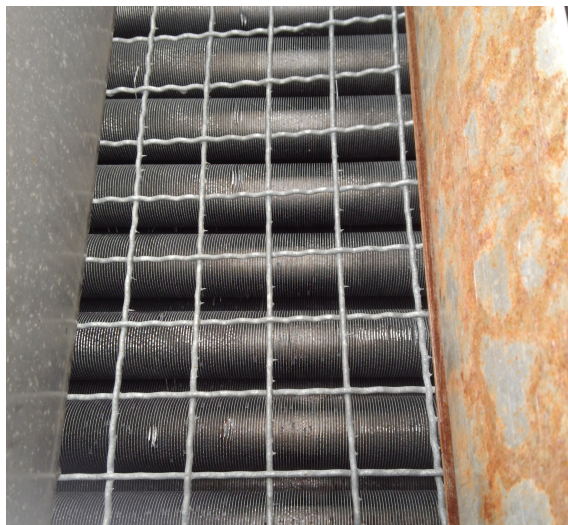
5.4.2 Yttre fouling

Under fältstudien uppmärksammades yttre fouling i form av pollen på undersidan av tuberna. En högtrycksrengöring utfördes 2 juni 2019 där spolningen gjordes ifrån ovansidan.



Figur 5.4: Yttre fouling sett underifrån där delvis påväxt av pollen syns (figur tagen från fältrapport)

I figur 5.4 ovan ses den uppmärksammade foulingen vid fältstudien. Då tuberna rengjordes ovanifrån kan detta ha kvarstått rester. Som referens av rena kylflänsar se figur 5.5 nedan.



Figur 5.5: Rengjorda kylflänsar sett ovanifrån och det översta lagret av tuber syns (Fotografiet är taget i samband med besöket)

Från figurerna ovan ses det en grad av yttre fouling. Detta har en viss betydelse för värmeöverföringen. Fouling såg ut att vara organiskt material i form av pollen som även fältstudien tidigare nämnde. Utbredning och effekt är svår att uppskatta då den fysiska åtkomsten var begränsande vid inspektion.

5.4.3 Testkörning

I denna del redovisas resultatet från de tre testkörningar utförd med Preemraff och tillverkarna Kelvion den 19 augusti 2019 mellan 9:00 och 15:50. Syftet var att undersöka kapacitetsbegränsningen då man ökade flödet av ånga från turbinerna.

Mätdata hämtad från IP.21 redovisas i bilaga B, C och D. I tabellerna ser man driftförhållanden för varje test. Temperaturen mättes på sex punkter på ovansidan för varje bank med IR-termometer. Trycket mättes på två punkter med tryckmätare placerat på inloppsröret och vändpunkten (rear header).

Det fanns ett konstant ångflöde från kärl V8410 i alla tre testkörningar som är kopplad till flödesgivare 84FI41. I punkt C i figur 3.2 uppskattades ångflödet vara 1.5 ton/h. Flödet från C subtraheras bort vid beräkningar av kondensorns ångflöde.

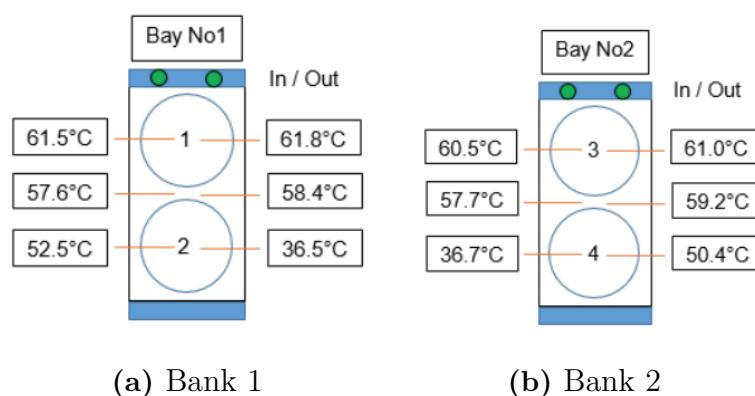
Testkörning 1

Under första testet under låg kapacitet med endast en turbin i drift. Driftförhållanden presenteras i tabell 5.10 nedan.

Tabell 5.10: Driftförhållanden vid testkörning 1

Datum	22/08/19
Tidpunkt	9:50 till 10:20
Yttertemperatur	20.3°C
Antal turbiner i drift	1 av 3
Ångflöde till kondensor	100%
Antal fläktar	4 av 4
Fläkthastighet	100%

Testkörningen utfördes i 30 min och gav ett varierande massflöde på ångan med ett medelflöde på 11.5 ton/h, men antagandet i punkt C fås massflöde från kondensorn till 10 ton/h. Projektets mätdata från IP.21 ses i bilaga B. Temperaturen i kärlet var stabila och visade ingen tecken på överflöde av kvarstående ånga.



Figur 5.6: Profil över luftens utloppstemperatur under testkörning 1 mättes under stabil drift

I figur 5.6 ovan ser man luftens utloppstemperatur för respektive bank. Inlopp är högst upp i figuren där temperaturerna är som högst och gradvis sänks men med en stor variation vid vändpunkten. I bank 1 skiljer sig vänster sida, 52.5°C, mot höger sida, 36.5°C, kraftigt. Samma beteende ses i bank 2 vänster sida, 36.7°C, mot höger sida, 50.4°C.

Trycket i inloppsröret var $P = 0.33 \text{ bar}$ undertryck (68.32 kPa) och vändpunkten var $P = 0.3 \text{ bar}$ undertryck (71.32 kPa). Inloppstrycket är specificerat som 131 kPa som justeras från tryckregling innan kondensorns. Detta antyder en volymförändring mellan inloppet och vändpunkten, en tidig kondensering som har en specifik volymminskning på ca 1000 gånger som ger upphov till undertrycket.

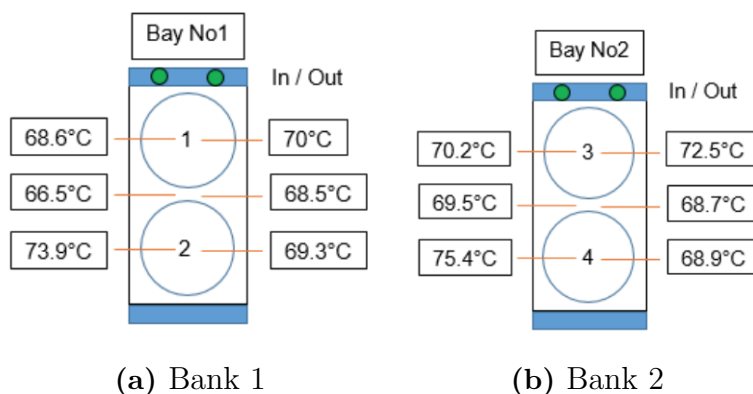
Testkörning 2

Under andra testet ökade flödet då två turbiner kördes där all ånga dirigerades inte genom kondensorn. Driftförhållanden presenteras i tabell 5.11 nedan.

Tabell 5.11: Driftförhållanden vid testkörning 2

Datum	22/08/19
Tidpunkt	12:30 till 12:20
Yttemperatur	21.5°C
Antal turbiner i drift	2 av 3
Ångflöde till kondensor	-
Antal fläktar	4 av 4
Fläkthastighet	100%

Testkörningen utfördes i 40 min och gav ett varierande massflöde på ångan med ett medelflöde på 16.3 ton/h, men antagandet i punkt C fås massflöde från kondensorn till 14.8 ton/h. Projektets mätdata från IP.21 ses i bilaga C. I början påvisades det ett utslag på givare 84TI46, men återgick till normalt efter systemet hade stabiliserats. Stabil drift gav inga indikationer på ånga i kärlet.



Figur 5.7: Profil över luftens utloppstemperatur under testkörning 2 mättes under stabil drift

Temperaturprofilen i figur 5.7 för den andra testkörningen visar en jämnare fördelning i både bankerna. Högsta respektive lägsta temperaturen var mellan 75.4°C och 66.5°C.

Trycket i inloppet var $P = 0.2 \text{ bar}$ undertryck (83.32 kPa) och vändpunkten var $P = 0.18 \text{ bar}$ undertryck (83.32 kPa). Även i detta test antyder detta en tidig kondensering med specifik volymsändring vilket ger minskat tryck.

Testkörning 3

Tredje och sista testkörning kördes två turbiner med all ånga dirigerat till kondensorns för att se maximal kapacitet. Driftförhållanden presenteras i tabell 5.12 nedan

Tabell 5.12: Driftförhållanden vid testkörning 3

Datum	22/08/19
Tidpunkt	13:05 till 13:15
Yttemperatur	21.5 °C
Antal turbiner i drift	2 av 3
Ångflöde till kondensor	100%
Antal fläktar	4 av 4
Fläkthastighet	100%

Testkörningen pågick i 10 min och avslutades då utloppstemperaturen i kärnen varierade avsevärt och blev aldrig stabilt under testets gång. Ångflödet uppskattades vara 18.85 ton/h från kondensorn. Vid testet observerades kvarvarande ånga i överkottsventileringen. Detta konstaterade på temperaturgivare 84TI46 i mätdata, se bilaga D.

Ingen mätning av ångans in- och utloppstemperatur samt luftens utloppstemperatur utfördes.

Trycket i inloppet var $P = 0.2 \text{ bar}$ övertryck (121.32 kPa) och vändpunkten var $P = 0.2 \text{ bar}$ övertryck (121.32 kPa). Specifierat inloppstryck ska vara 131kPa. Testkörningen påvisar ingen tidig kondensering.

6

Diskussion

Modellens antaganden och kompatibilitet

För att analysera kondensorns egenskaper framtogs den teoretisk modellen för att tillämpa beräkningsmetoderna i teorin. Syftet var att den skulle appliceras med värden från datablad för teoretiskt fall och även kunna representera ett verkligt fall. Efter att ha studerat värmeväxlaren delades systemet upp i tre individuella processer; nedkylning till mättnadstemperatur, kondensering och underkylning. Detta ökade komplexiteten på projektet eftersom mycket från teorin baseras på endast en termodynamisk process. Lösningen var att dela upp kondensorn till flera sammansatta system och tillämpa teorin för respektive process. Värmeeffekten för underkylningen är förhållandevis mycket liten $\dot{Q}_{Underkylning} = 15 \text{ kW}$ vilket försummas i modellen då $\dot{Q}_{Nedkylning} = 935 \text{ kW}$ och $\dot{Q}_{Kondensering} = 12\,428 \text{ kW}$.

Det resulterade två sektionerna A och B är designad utifrån hur kondensorn är konstruerad i verkligheten. Sektion A där nedkylning sker är den övre delen med tre lagerpass och sektion B där kondensering sker i det nedre lagerpasset enligt figur 3.4. Fördelen med modellen var att det förenklade beräkningsgången då ett konstant massflöde på luften är lika i båda sektionerna. In- och utgående temperaturer mellan sektion A och B, $T_{h,sat}$ och $T_{c,mid}$, sammankopplar systemet. Nackdelen är att den inte stämmer överens med verkligt fall då kondensering sker redan vid sektion A. Det fanns inget tydligt systematiskt sätt att betrakta problemet utan att komplexiteten hade ökats. Det ansågs vara acceptabelt utan dessa aspekter.

Att jämföra databladets värmeeffekt mot beräknade värmeeffekten i kapitel 5.1.1 stämmer bra, med antagandena; isobar nedkylning och isoterm kondensering.

I projektet användes temperaturprofilen givet i datablad i bilaga A för att bestämma luftens genomsnittstemperaturer, ånginnehåll, och areafördelningen för modellen. Valet av datan är sammanställd från tillverkarna Kelvion som har designat systemet med hänsyn till fler aspekter utanför projektets ramar och antogs vara lämpliga värden. Temperaturprofilen behandlar endast designat fall då ångans inloppstemperatur 191°C vid ett inloppstryck på 131 kPa .

Med den teoretiska datan kan modellen användas för att beräkna värmegenomgångskoefficienterna U_A och U_B där respektive sektion beräknas individuellt med hjälp av LMTD-metoden i kapitel 4.2.2. De två värmegenomgångskoefficienter är

$$U_A = 9.1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (6.1a)$$

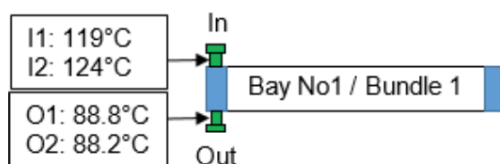
$$U_B = 29.0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (6.1b)$$

vilket ligger under förväntat värde. Enligt databladet är systemets värmegenomgångskoefficient, $U = 36.8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ som är systemets värmegenomgångskoefficient vilket inkluderar nedkylning, kondensering, och underkylning av ångan. Hur väl detta representerar systemet är oklart då modellen inte går att jämföra mot databladets värde.

Däremot kan värmegenomgångskoefficient jämföras från den termiska resistansen i systemet, där $U = U_o = 36.8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ från kapitel 5.1.4 som är samma som databladets specifikation. Verklig mätdata saknas för att beräkna kondensorns verkliga värmegenomgångskoefficient.

För att studera fälttestet närmare var ändamålet att använda modellen för att beräkna utloppstemperaturen av ångan med NTU-metoden. Syftet var att undersöka om kondensorn sänker ångans temperatur till mätnadstemperaturen i testkörningarna.

Modellen förföll för fältstudien eftersom det saknades viktiga mätpunkter. Det gick inte att bestämma inloppstemperaturen av ångan då det saknades givare. Enligt rapporten mättes yttre ytan på inloppsröret med en IR-termometer upp till 124°C för testkörning 2 (se figur 6.1 nedan). Ångans temperatur kan beräknas med Newtons avsvlningslag (Çengel m. fl., 2017, Kapitel 19.1) med strömningdynamik. Det saknades värden för att göra dessa beräkningar. Då ingen mätdata fanns för testkörning 3 fanns ingen möjlighet att beräkna utloppstemperaturerna vid körning av maximal kapacitet.



Figur 6.1: In- och utloppstemperaturer mätt på yttre ytan för testkörning 2

Ifall då inloppstemperaturen av ångan inte stämmer med databladet hade modellen inte fungerat. Om temperaturen hade varit lägre skulle arean för nedkylningen (A_A) att minska och som konsekvens ge en förändrad värmegenomgångskoefficient för båda sektionerna.

Känslighetsanalys

Syftet med känslighetsanalysen var för att kunna motivera var systemet är kapacitetsbegränsat. Då det inte fanns en metod på hur man konkret besvarar frågeställningen sågs det som en rimlig alternativ att använda för att påvisa en begränsning.

Parametrar justerades med 5 och 10 procentenheter. Dessa värden valdes som kvalitativ uppskattning av verkliga värden men med tillräckligt stort spann för att påvisa graden av ändringen. Parametrarna redogör för frågeställningarna och gav sannolikheten att en begränsning inträffar. Motiveringen var att en hög reaktion på värmeeffekten när en parameter justeras skulle kunna påvisa en begränsning.

Ett problem som uppmärksammades i projektets senare faser var att en procentuell ändring av temperaturen gav missvisande värden med en hög utslag på värmeeffekten. I jämförelse mot andra parametrar i känslighetsanalysen valdes en procentsats. Ett sätt är att studera endast temperaturerna med en temperaturdifferans ($\pm 1^\circ\text{C}$) vilket skulle påvisad effekten gentemot varandra. På grund av tidsbrist kunde inte en ny känslighetsanalys utföras.

Vid en 10% sänkning av mättnadstemperaturen kan innebära ett orimligt lågt kondenseringstryck, men från fälttestet fanns ett undertryck på 0.2 bar (83.32 kPa) vilket har en mättnadstemperatur på 93.9°C . Därav är en sänkning av mättnadstemperaturen på 10% inte orimligt.

Finns det luftfickor i systemet som bidrar till ojämnhet i kylning?

Antagandet om luftfickor i systemet är rimligt. Kondensorn är placerad i högsta punkten cirka 40 meter ovanför marken. Med lägre densitet på luften reser gasen till kondensorn och skapar luftfickor. I med att luft inte är kondenseringsbar finns det en stor sannolikhet att gasen kvarstår i systemet under drift. Då system startades dränerat från ånga/vatten kan detta också vara en del av den kvarstående luften.

Testkörning 1 och 2 från fältstudien visar ett undertryck orsakad av tidig kondensering. Detta är en aspekt man bör ta hänsyn till eftersom ett undertryck i den högsta punkten kan göra luften mer svårörligt. Dessa antaganden stöds av mätdata på luftens utloppstemperatur för testkörning 1 och 2 (se figur 5.6 och 5.7). Figurerna visar en stor variation på temperaturerna för respektive bank, där testkörning 1 hade största differensen på 25°C . Detta går att förklaras med luftfickor i systemet då luft har en sämre värmeöverföringskoefficient jämfört med ånga och resulterar i lägre temperaturer på utsidan.

Allmänna värden på luft är upp till $10 - 500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ mot ånga/kondensat på $5000 - 10000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Kosky m.fl., 2021). Om luftfickor finns är en rimlig antagande att det ger minimal värmeöverföring. För att förenkla analysen gjordes antagandet att den del av arean som är i kontakt med luftfickorna försummas. Luftfickorna är procentuell minskning av den invändiga area A_i som är direkt proportionerlig mot utvändiga arean A_s . Luftfickor kommer att ses i exempelvis hållrum, vändpunkter, och toppen. Mot den teoretiska modellen är sannolikheten störst att luften är placerad i sektion A.

Enligt känslighetsanalysen för respektive sektion A och B (5.1 och 5.2) ger en 10% minskning av överföringsytan en 10% minskning av värmeeffekt på respektive sektion. Då överföringsytan har stor påverkan på värmeeffekten enligt känslighetsanalysen finns det en hög sannolikhet att luftfickor i systemet är en begränsande faktor.

Ger den yttre foulingen en märkbar effekt?

En yttre fouling blev ett intressant område efter starten då fältstudien som utfördes inkluderade noteringar och fotografier av undersidan av kondensorns kylelement som påvisade beläggningar från omgivningen tex. pollen, grus, och damm. I figur 5.4 finns det en grad av yttre fouling men utbredning och effekt är okända. Påverkan av yttre fouling är en direkt försämring av värmeöverföringen, där värmegenomgångskoefficient minskar.

Det tre artiklarna från litteraturstudien i kapitel 5.3 med liknande utformning som projektet berör ger slutsatsen att värmegenomgångskoefficienten påverkas med varierande minskning. Men i relation till foulingen på kondensorns undersida kan uppskattningsvis säga att 8% minskning är ett rimligt extremfall från litteraturstudien. Minskningen anses som en begränsning av värmegenomgångskoefficienten, U , eller ökad termisk resistans, R_{total} , i (5.10). Där känslighetsanalysen för ett resistivt system i figur 5.3 är mest känslig av den yttre värmeöverföringskoefficienten, h_o . Utifrån den teoretiska modellen är foulingen endast synlig på den undre lagret av tuber, det vill säga i sektion B. Vilket ger en minskning av U_B som har störst påverkan på totala värmeeffekten enligt känslighetsanalysen.

Frågan om fouling och dess påverkan på kapaciteten diskuterades vidare med Preem. Värmeväxlaresystem i anläggningen rengörs årligen med högtryckstvätt. Det har observerats att rening förbättrar prestandan i flera fall men att företaget aldrig gjort några konkreta mätningar med uppföljning. Företaget uppskattar att fouling kan ge en 10% minskning av kylkapaciteten vilket stämmer överens med litteraturstudien.

Finns det betydligt läckage i systemet som begränsar kapaciteten?

Kylsidan består av en luftkanal där fläktarna forcerar flödet in från undersidan, se figur 3.3. Från att inspektera luftkanalen i verkligheten är läckage av luft inget bekymmer. Inget läckage på ångsidan finns då det både varit synligt vid drift samt minskat massflödet.

Är det forcerat luftflödet otillräckligt?

Från fältstudien av Kelvion och Preemräff uppmättes volymflödet för alla fyra individuella fläktar utförligt. Fläktarna hade likamed eller mer volymflöde än designat utförande. Ett högre volymflöde måste inte resultera i högre värmeöverföring utan det är beroende av förmågan att överföra energin mellan tuberna och luften. Kondensorns fläktar är designad med ett volymflöde på $53.3 \text{ m}^3/\text{s}$ och från fältstudien påvisas ingen begränsning på luftflödet.

Stämmer den verkliga ångdata med data som har använts vid dimensionering?

Designad inloppstemperatur för kondensorn är 191°C vilket är från utloppstemperaturen av turbinerna (PT8403A, PT8405A, och PT8410A). I figuren 3.2 är inloppsflödet i kondensorn en kombination av tre delströmmar. Största flödet är turbinernas kombinerade flöde i punkt A där värmeförluster sker längs rörledningarna fram till kondensorns inlopp. De två andra delströmmarna är från expansionskärlen V8406 och V8410 med okänt flöde. Kombinationen av dessa tre flöden ger inloppstemperaturen vilket kan inte bestämmas. Då det inte fanns någon temperaturgivare användes databladets värde.

Är luftkylaren underdimensionerad för flöde på 20 ton/h?

Den teoretiska värmeeffekten med hjälp av energibalansen beräknas i kapitel 5.1.1. Varma respektive kalla sidan ger en total värmeeffekt på 13396 kW (enligt (5.4) och (5.5)). Med viss avrundningfel ligger värdet mycket nära databladets specifikation på 13424 kW . Observera att detta är endast teoretiskt från specifikationen, där in- och utloppstemperaturen är angiven. Från kapitel ovan är ångdata vid inlopp okänd därav kan inte den verkliga värmeeffekten jämföras.

Från teorin stämmer specifikationen och ingen uppmärksammas avvikelser finns som kan påvisa att kondensorn är underdimensionerad. Då mätdata saknas kan inte verkligt fall påvisa underdimensionering.

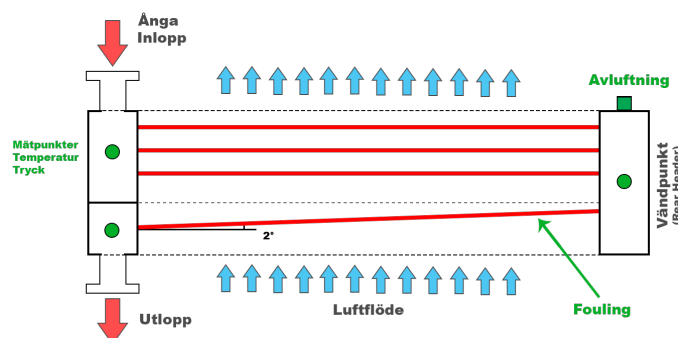
7

Slutsats

Syftet med arbetet var att undersöka kondensorn EA8401 och dess kapacitetsbegränsning. Enligt databladet är kondensorn korrekt dimensionerad för ett ångflöde på 20 ton/h vilket validerades med en energibalans för kalla och varma sidan. Från projektet konstaterades att begränsningen beror på en kombination av externa faktorer orsakad huvudsakligen utav luftfickor i systemet och även nedsmutsning av tubernas kylflänsar.

Lösning på luftfickor i kondensorn vid vändpunkten och toppen av kondensorn kräver någon form av avluftning, placerad på toppen av vändpunkten i figur 7.1 nedan. En alternativ lösning är att montera manuella ventiler med tillhörande backventil, dock har ett undertryck uppmärksamats under vissa driftförhållanden och kan resultera i omvänd funktion. Därmed krävs en tryckmätare (analog eller digital) placerad på vändpunkten. Andra lösningen är en ejektorpump designad för gaser. Rätt dimensionerad ejektorpump skapar ett lägre tryck för att alltid driva ut luftfickorna. Applikationen används redan i processen. Vidare arbete krävs om en ejektorpump skall användas.

Effekten av fouling kräver fortsatt arbete för att konkret se påverkan av värmeeffekten. För varje rengöring kan det undre tublagret användas som indikator av renhetsgrad, se figur 7.1 nedan. Sedan saknas uppföljning efter rengöringen vilket inte ger konkreta bevis att rengöringen gör skillnad. För att uppföljningen ska kunna utföras krävs bättre mätdata i form att temperatur och tryckgivare (analog eller digital), se gröna cirkklarna i figur 7.1 nedan.



Figur 7.1: Sidovy av kondensorn med placering för mätpunkter, placering av avluftning, och indikering av fouling

Referenser

- Ahn, Y.-C., Cho, J.-M., Shin, H.-S., Hwang, Y.-J., Lee, C.-G., Lee, J.-K., Lee, H.-U. & Kang, T.-W. (2003). An experimental study of the air-side particulate fouling in fin-and-tube heat exchangers of air conditioners. *Korean Journal of Chemical Engineering*, 5, 873–877.
- Armaterc. (2012). *Ånga och Kondensat* (3. utg.) [Handbok]. Armaterc.
- Çengel, Y. A., Kanoglu, M., Cimbala, J. M. & Turner, R. H. (2017). *Fundamentals of thermal-fluid sciences*. (fifth). McGraw-Hill Education.
- Cleynen, O. (2013). T-v diagram for a liquid vapor [CC0 1.0].
- Kadhim, Z. & S. Kassim, M. (2016). Effect of Integral Finned Tube on Heat Transfer Characteristics for Cross Flow Heat Exchanger. *International Journal of Computer Applications*, 139, 20–25. <https://doi.org/10.5120/ijca2016909121>
- Khade & Aniket. (2018). Abnormal Situation Management: Detection of Fouling and Longitudinal Bypass in Heat Exchangers. *International Journal of Chemical Engineering and Applications*, 9, 9–15. <https://doi.org/10.18178/ijcea.2018.9.1.691>
- Kosky, P., Balmer, R., Keat, W. & Wise, G. (2021). Chapter 14 - Mechanical Engineering. I P. Kosky, R. Balmer, W. Keat & G. Wise (Red.), *Exploring Engineering (Fifth Edition)* (Fifth Edition, s. 317–340). Academic Press. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-815073-3.00014-4>
- Nienborg, B., Mathieu, M., Schwärzler, A., Conzelmann, K. & Schnabel, L. (2021). Model-Based Evaluation of Air-Side Fouling in Closed-Circuit Cooling Towers. *Energies*, 14(3). <https://doi.org/10.3390/en14030695>
- Preem. (2019). <https://www.preem.se/om-preem/om-oss/vad-vi-gor/raff/>
- Rapp, B. E. (2017). Chapter 9 - Fluids. I B. E. Rapp (Red.), *Microfluidics: Modelling, Mechanics and Mathematics* (s. 243–263). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-1-4557-3141-1.50009-5>

Somerscales, E. F. C. (1988). Fouling. I S. Kakaç, A. E. Bergles & E. O. Fernandes (Red.), *Two-Phase Flow Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design* (s. 407–460). Springer Netherlands. https://doi.org/10.1007/978-94-009-2790-2_12

Bilagor

Bilaga A: Datablad - Kondensor (EA8401)

		Output Summary		Page 1																																																																															
		Released to the following HTRI Member Company: Foster Wheeler India Private Limited FWIPL																																																																																	
Xace 7.2 16-08-2016 11:41 SN: 00957-134759040806																																																																																			
LP STEAM CONDENSER EA-8401																																																																																			
DESIGN CASE REV A1																																																																																			
Rating-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow																																																																																			
See Data Check Messages Report for Informative Messages.																																																																																			
See Runtime Message Report for Informative Messages.																																																																																			
<table><tr><th colspan="2">Process Conditions</th><th colspan="2">Outside</th><th colspan="2">Tubeside</th></tr><tr><td>Fluid name</td><td>AIR</td><td></td><td></td><td colspan="2">LP STEAM / CONDENSATE</td></tr><tr><td>Fluid condition</td><td></td><td></td><td>Sens. Gas</td><td></td><td>Cond. Vapor</td></tr><tr><td>Total flow rate</td><td>(kg/s)</td><td></td><td>252.998</td><td></td><td>5.556</td></tr><tr><td>Weight fraction vapor, In/Out</td><td></td><td>1.0000</td><td>1.0000</td><td>1.0000</td><td>0.0000</td></tr><tr><td>Temperature, In/Out</td><td>(Deg C)</td><td>24.00</td><td>76.70</td><td>191.00</td><td>106.08</td></tr><tr><td>Skin temperature, Min/Max</td><td>(Deg C)</td><td>78.73</td><td>102.03</td><td>82.95</td><td>106.49</td></tr><tr><td>Pressure, Inlet/Outlet</td><td>(kPa)</td><td>101.33</td><td>101.21</td><td>131.32</td><td>125.51</td></tr><tr><td>Pressure drop, Total/Allow</td><td>(Pa)(kPa)</td><td>126.14</td><td>186.32</td><td>5.817</td><td>20.000</td></tr><tr><td>Midpoint velocity</td><td>(m/s)</td><td></td><td>7.08</td><td></td><td>26.33</td></tr><tr><td>- In/Out</td><td>(m/s)</td><td></td><td></td><td>41.41</td><td>8.04e-2</td></tr><tr><td>Heat transfer safety factor</td><td>(--)</td><td></td><td>1.0000</td><td></td><td>1.0000</td></tr><tr><td>Fouling</td><td>(m2-K/W)</td><td></td><td>0.000000</td><td></td><td>0.000088</td></tr></table>						Process Conditions		Outside		Tubeside		Fluid name	AIR			LP STEAM / CONDENSATE		Fluid condition			Sens. Gas		Cond. Vapor	Total flow rate	(kg/s)		252.998		5.556	Weight fraction vapor, In/Out		1.0000	1.0000	1.0000	0.0000	Temperature, In/Out	(Deg C)	24.00	76.70	191.00	106.08	Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	78.73	102.03	82.95	106.49	Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	101.33	101.21	131.32	125.51	Pressure drop, Total/Allow	(Pa)(kPa)	126.14	186.32	5.817	20.000	Midpoint velocity	(m/s)		7.08		26.33	- In/Out	(m/s)			41.41	8.04e-2	Heat transfer safety factor	(--)		1.0000		1.0000	Fouling	(m2-K/W)		0.000000		0.000088
Process Conditions		Outside		Tubeside																																																																															
Fluid name	AIR			LP STEAM / CONDENSATE																																																																															
Fluid condition			Sens. Gas		Cond. Vapor																																																																														
Total flow rate	(kg/s)		252.998		5.556																																																																														
Weight fraction vapor, In/Out		1.0000	1.0000	1.0000	0.0000																																																																														
Temperature, In/Out	(Deg C)	24.00	76.70	191.00	106.08																																																																														
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	78.73	102.03	82.95	106.49																																																																														
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	101.33	101.21	131.32	125.51																																																																														
Pressure drop, Total/Allow	(Pa)(kPa)	126.14	186.32	5.817	20.000																																																																														
Midpoint velocity	(m/s)		7.08		26.33																																																																														
- In/Out	(m/s)			41.41	8.04e-2																																																																														
Heat transfer safety factor	(--)		1.0000		1.0000																																																																														
Fouling	(m2-K/W)		0.000000		0.000088																																																																														
<table><tr><th colspan="4">Exchanger Performance</th></tr><tr><td>Outside film coef</td><td>(W/m2-K)</td><td>45.62</td><td>Actual U</td><td>(W/m2-K)</td><td>36.809</td></tr><tr><td>Tubeside film coef</td><td>(W/m2-K)</td><td>10096</td><td>Required U</td><td>(W/m2-K)</td><td>35.079</td></tr><tr><td>Clean coef</td><td>(W/m2-K)</td><td>39.592</td><td>Area</td><td>(m2)</td><td>7009.9</td></tr><tr><td>Hot regime</td><td>Cond. Vapor</td><td></td><td>Overdesign</td><td>(%)</td><td>4.93</td></tr><tr><td>Cold regime</td><td>Sens. Gas</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>EMTD</td><td>(Deg C)</td><td>54.6</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Duty</td><td>(MegaWatts)</td><td>13.424</td><td></td><td></td><td></td></tr></table>						Exchanger Performance				Outside film coef	(W/m2-K)	45.62	Actual U	(W/m2-K)	36.809	Tubeside film coef	(W/m2-K)	10096	Required U	(W/m2-K)	35.079	Clean coef	(W/m2-K)	39.592	Area	(m2)	7009.9	Hot regime	Cond. Vapor		Overdesign	(%)	4.93	Cold regime	Sens. Gas					EMTD	(Deg C)	54.6				Duty	(MegaWatts)	13.424																																			
Exchanger Performance																																																																																			
Outside film coef	(W/m2-K)	45.62	Actual U	(W/m2-K)	36.809																																																																														
Tubeside film coef	(W/m2-K)	10096	Required U	(W/m2-K)	35.079																																																																														
Clean coef	(W/m2-K)	39.592	Area	(m2)	7009.9																																																																														
Hot regime	Cond. Vapor		Overdesign	(%)	4.93																																																																														
Cold regime	Sens. Gas																																																																																		
EMTD	(Deg C)	54.6																																																																																	
Duty	(MegaWatts)	13.424																																																																																	
<table><tr><th colspan="4">Unit Geometry</th></tr><tr><td>Bays in parallel per unit</td><td></td><td>2</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Bundles parallel per bay</td><td></td><td>1</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Extended area</td><td>(m2)</td><td>7009.9</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Bare area</td><td>(m2)</td><td>394.01</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Bundle width</td><td>(m)</td><td>3.903</td><td></td><td></td><td></td></tr></table>						Unit Geometry				Bays in parallel per unit		2				Bundles parallel per bay		1				Extended area	(m2)	7009.9				Bare area	(m2)	394.01				Bundle width	(m)	3.903																																															
Unit Geometry																																																																																			
Bays in parallel per unit		2																																																																																	
Bundles parallel per bay		1																																																																																	
Extended area	(m2)	7009.9																																																																																	
Bare area	(m2)	394.01																																																																																	
Bundle width	(m)	3.903																																																																																	
<table><tr><th colspan="2">Nozzle</th><th>Inlet</th><th>Outlet</th></tr><tr><td>Number</td><td>(--)</td><td>2</td><td>2</td></tr><tr><td>Diameter</td><td>(mm)</td><td>288.90</td><td>146.33</td></tr><tr><td>Velocity</td><td>(m/s)</td><td>34.31</td><td>8.66e-2</td></tr><tr><td>R-V-SQ</td><td>(kg/m-s2)</td><td>726.91</td><td>7.15</td></tr><tr><td>Pressure drop</td><td>(kPa)</td><td>0.400</td><td>0.000</td></tr></table>						Nozzle		Inlet	Outlet	Number	(--)	2	2	Diameter	(mm)	288.90	146.33	Velocity	(m/s)	34.31	8.66e-2	R-V-SQ	(kg/m-s2)	726.91	7.15	Pressure drop	(kPa)	0.400	0.000																																																						
Nozzle		Inlet	Outlet																																																																																
Number	(--)	2	2																																																																																
Diameter	(mm)	288.90	146.33																																																																																
Velocity	(m/s)	34.31	8.66e-2																																																																																
R-V-SQ	(kg/m-s2)	726.91	7.15																																																																																
Pressure drop	(kPa)	0.400	0.000																																																																																
<table><tr><th colspan="4">Fan Geometry</th></tr><tr><td>No/bay</td><td>(--)</td><td>2</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Fan ring type</td><td></td><td>Bell</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Diameter</td><td>(m)</td><td>3.048</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Ratio, Fan/bundle face area</td><td>(--)</td><td>0.4088</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Driver power</td><td>(kW)</td><td>12.72</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Tip clearance</td><td>(mm)</td><td>15.240</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Efficiency</td><td>(%)</td><td>65.000</td><td></td><td></td><td></td></tr></table>						Fan Geometry				No/bay	(--)	2				Fan ring type		Bell				Diameter	(m)	3.048				Ratio, Fan/bundle face area	(--)	0.4088				Driver power	(kW)	12.72				Tip clearance	(mm)	15.240				Efficiency	(%)	65.000																																			
Fan Geometry																																																																																			
No/bay	(--)	2																																																																																	
Fan ring type		Bell																																																																																	
Diameter	(m)	3.048																																																																																	
Ratio, Fan/bundle face area	(--)	0.4088																																																																																	
Driver power	(kW)	12.72																																																																																	
Tip clearance	(mm)	15.240																																																																																	
Efficiency	(%)	65.000																																																																																	
<table><tr><th colspan="2">Airside Velocities</th><th>Actual</th><th>Standard</th></tr><tr><td>Face</td><td>(m/s)</td><td>2.98</td><td>2.95</td></tr><tr><td>Maximum</td><td>(m/s)</td><td>6.54</td><td>6.47</td></tr><tr><td>Flow</td><td>(100 m3/min)</td><td>127.77</td><td>126.35</td></tr><tr><td>Velocity pressure</td><td>(Pa)</td><td>31.69</td><td></td></tr><tr><td>Bundle pressure drop</td><td>(Pa)</td><td>117.71</td><td></td></tr><tr><td>Bundle flow fraction</td><td>(--)</td><td>1.000</td><td></td></tr></table>						Airside Velocities		Actual	Standard	Face	(m/s)	2.98	2.95	Maximum	(m/s)	6.54	6.47	Flow	(100 m3/min)	127.77	126.35	Velocity pressure	(Pa)	31.69		Bundle pressure drop	(Pa)	117.71		Bundle flow fraction	(--)	1.000																																																			
Airside Velocities		Actual	Standard																																																																																
Face	(m/s)	2.98	2.95																																																																																
Maximum	(m/s)	6.54	6.47																																																																																
Flow	(100 m3/min)	127.77	126.35																																																																																
Velocity pressure	(Pa)	31.69																																																																																	
Bundle pressure drop	(Pa)	117.71																																																																																	
Bundle flow fraction	(--)	1.000																																																																																	
<table><tr><th colspan="4">Airside Pressure Drop, %</th></tr><tr><td>Bundle</td><td>93.32</td><td>Louvers</td><td>3.84</td></tr><tr><td>Ground clearance</td><td>0.00</td><td>Fan guard</td><td>1.15</td></tr><tr><td>Fan ring</td><td>1.25</td><td>Fan area blockage</td><td>0.00</td></tr><tr><td></td><td></td><td>Steam coil</td><td>0.00</td></tr></table>						Airside Pressure Drop, %				Bundle	93.32	Louvers	3.84	Ground clearance	0.00	Fan guard	1.15	Fan ring	1.25	Fan area blockage	0.00			Steam coil	0.00																																																										
Airside Pressure Drop, %																																																																																			
Bundle	93.32	Louvers	3.84																																																																																
Ground clearance	0.00	Fan guard	1.15																																																																																
Fan ring	1.25	Fan area blockage	0.00																																																																																
		Steam coil	0.00																																																																																

		Final Results Released to the following HTRI Member Company: Foster Wheeler India Private Limited FWIPL		Page 3
Xace 7.2 16-08-2016 11:41 SN: 00957-134759040806 LP STEAM CONDENSER EA-8401 DESIGN CASE REV A1 Rating-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow		SI Units		
Process Data		Airside Fluid name AIR Fluid condition Sens. Gas Total flow rate (kg/s) 252.998 Weight fraction vapor, In/Out (--) 1.0000 1.0000 Temperature, In/Out (Deg C) 24.00 76.70 Skin temperature, Min/Max (Deg C) 78.73 102.03 Wall temperature, Min/Max (Deg C) 78.73 102.03 Pressure, In/Out (kPa) 101.33 101.21 Pressure drop, Total/Allowed (Pa) 126.14 186.32 Pressure Drop, A-frame reflux section (kPa) Velocity - Midpoint (m/s) 7.08 - In/Out (m/s) Film coefficient, Bare/Extended (W/m2-K) 831.14 45.62 Mole fraction inert (--) Heat transfer safety factor (--) 1.0000 Fouling resistance (m2-K/W) 0.000000	Tubeside LP STEAM / CONDENSATE Cond. Vapor 5.556 1.0000 0.0000 191.00 106.08 82.95 106.49 80.35 103.74 131.32 125.51 5.817 20.000 26.33 41.41 10096 8.04e-2 0.0000 0.0000 1.0000 0.000088	Inlet Airside Velocities Face velocity (m/s) 2.98 2.95 Maximum velocity (m/s) 6.54 6.47 Volumetric flow (100 m3/min) 127.77 126.35 Maximum mass velocity (kg/s-m2) 7.771 Air humidity (%) Volumetric flow per fan at fan inlet (100 m3/min) 31.943 Velocity at fan inlet (m/s) 7.30
Overall Performance Data Overall coef. Design/Clean/Actual (W/m2-K) 35.079 / 39.592 / 36.809 Heat duty, Calculated/Specified (MegaWatts) 13.424 / 13.430 Effective mean temperature difference (Deg C) 54.62		Fan Description and Fan Power Number of fans per bay (--) 2 Diameter (m) 3.048 Tip clearance (mm) 15.240 Ratio, fan area to bay face area (--) 0.4088 Fan ring type (--) Bell Percent open area - in fan guard (%) 86.000 - in hail screen (%) 84.000 Ratio, ground clearance to fan diameter (--) Percent blockage, other obstruction (%) 0.0000 Bundle pressure drop/ Velocity pressure (Pa) 117.71 / 31.69 Fan and drive efficiency (%) 65.000 Motor power/fan-design air temperature (kW) 12.72 Motor power/fan-min air temperature (kW) 14.56 Ambient temperature, Max / Min (Deg C) 24.00 / -20.00		
Unit and Bundle Construction Information Bays in parallel per unit (--) 2 Bundles in parallel/bay (--) 1 Extended area per unit (m2) 7009.9 Bare area/unit (m2) 394.01 Extended area per bundle (m2) 3504.9 Bare area/bundle (m2) 197.01 Tubepasses/Tuberows (--) 2 / 4 Number of tubes/bundle (--) 180 Tubecount, Odd rows/Even rows (--) 45 / 45 Edge seals (--) Yes Bundle width (m) 3.903 Fan guard (--) Yes Clearance (mm) 9.525 Louvers (--) Yes Header - depth (mm) 101.60 Steam coil (--) No Header Box Hail screen (--) Yes - Plate thickness (mm) 19.050 Tube support information - Tubesheet thickness (mm) 28.575 -Number (--) 4 Plenum type Box - Width (mm) 25.400 Bundle(s) weight (kg) 11237 Orientation (from horiz.) (deg) 0.00 Structure weight (kg) 9224 Tubeside volume (L) 1656.3 Total weight, Dry / Wet (kg) 38102 / 41412 Ladder/walkway weight (kg) 6404 Cost Factor (--) 112.25		Two-Phase Parameters Method Inlet Center Outlet Mix F RPM Sen Gas Trans Shear 0.9533 Bundle flow fraction (--) 1.000		
Tube Information Straight length (m) 9.144 Tube type High-finned Unfinned length (mm) 60.000 Unheated length (mm) 158.75 Layout (--) Staggered Area ratio (fin/bare) (--) 18.220 Transverse pitch (mm) 85.720 Fins per unit length (fin/meter) 393.7 Longitudinal pitch (mm) 74.233 Fin root diameter (mm) 39.776 Tube form (--) Straight Fin height (mm) 15.037 Outside diameter (mm) 38.100 Fin thickness at base (mm) 0.711 Inside diameter (mm) 32.008 Fin thickness at tip (mm) 0.203 Area ratio (out/in) (--) 21.688 Fin type (--) Circular Over fin diameter (mm) 69.850 Fin efficiency (%) 87.9 Tube material Carbon steel Internal tube type None Fin material Aluminum 1060 - H14		Heat Transfer and Pressure Drop Parameters Midpoint j-factor (--) 0.0054 Heat transfer Wall Correction (--) 1.0000 0.9447 Row Correction (--) 1.0135 Midpoint f-factor (--) 0.0000 0.2279 Pressure drop Wall Correction (--) 0.0000 1.0420 Row Correction (--) 1.0017 Reynolds number Inlet (--) 56955 16500 Midpoint (--) 38835 15876 Outlet (--) 12560 15065 Fouling layer thickness (mm) 0.000 0.000 Input minimum velocity (m/s) Input maximum velocity (m/s) Input minimum wall temperature (Outlet C) Input maximum wall temperature (Deg C)		
Thermal Resistance (Percent) Air Tube Fouling Metal Bond Over Design 80.69 7.91 7.03 4.37 0.00 4.93		Airside Pressure Drop (Percent) Across bundle 93.32 Other obstruction 0.44 Fan ring 1.25 Steam coil 0.00 Fan guard 1.15 Louvers 3.84 Ground clearance 0.00		
Tube Nozzle (Perpendicular) Number of nozzles (--) 2 2 Diameter (mm) 288.90 146.33 Velocity (m/s) 34.31 8.66e-2 Nozzle R-V-SQ (kg/m-s2) 726.91 7.15 Pressure drop (kPa) 0.400 0.000				

		Temperature Profile Monitor										Page 5			
		Released to the following HTRI Member Company:													
		Foster Wheeler India Private Limited													
		FWIPL													
Xace 7.2 16-08-2016 11:41 SN: 00957-134759040806														SI Units	
LP STEAM CONDENSER EA-8401															
DESIGN CASE REV A1															
Rating-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow															
Notes: Shaded areas contain values for tubeside fluid															
3 values printed per data poi Top value = Temperature (Deg C)															
Middle Value = Pressure (kPa)															
Bottom value = Weight fraction vapor, In/Out															
Section 1 - Increments															
Row	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	First Pass Tube				
	76.15	78.66	76.55	76.58	76.57	76.55	76.53	76.50	76.46	76.42					
	101.216	101.216	101.216	101.216	101.216	101.216	101.216	101.216	101.216	101.216					
	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000					
1 +	191.00	124.30	107.17	107.12	107.06	107.02	106.98	106.95	106.93	106.91	106.90	- 1 1			
1 +	130.661	130.474	130.270	130.028	129.801	129.599	129.432	129.297	129.193	129.118	129.056	- 1 1			
1 +	1.0000	1.0000	0.9452	0.8838	0.8224	0.7612	0.7001	0.6391	0.5781	0.5172	0.4564	- 1 1			
	67.13	68.24	67.47	67.52	67.52	67.51	67.50	67.49	67.46	67.43					
	101.247	101.247	101.247	101.247	101.247	101.247	101.247	101.247	101.247	101.247					
	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000					
2 +	191.00	115.51	107.16	107.10	107.05	107.00	106.97	106.94	106.92	106.91	106.90	- 1 1			
2 +	130.661	130.465	130.235	129.972	129.731	129.525	129.362	129.240	129.154	129.100	129.062	- 1 1			
2 +	1.0000	1.0000	0.9310	0.8599	0.7890	0.7183	0.6476	0.5772	0.5068	0.4367	0.3666	- 1 1			
	55.91	55.80	55.92	55.99	56.02	56.04	56.05	56.06	56.06	56.06	56.05				
	101.278	101.277	101.277	101.277	101.277	101.277	101.277	101.277	101.277	101.277					
	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000					
3 +	191.00	107.20	107.13	107.07	107.02	106.97	106.94	106.92	106.90	106.90	106.90	- 1 1			
3 +	130.661	130.400	130.113	129.835	129.590	129.391	129.245	129.145	129.087	129.063	129.051	- 1 1			
3 +	1.0000	0.9937	0.9117	0.8299	0.7484	0.6671	0.5860	0.5051	0.4245	0.3442	0.2642	- 1 1			
	41.14	41.18	41.35	41.46	41.53	41.59	41.64	41.70	41.75	41.80					
	101.306	101.306	101.306	101.306	101.306	101.306	101.306	101.306	101.306	101.306					
	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000					
4 -	106.08	106.08	106.09	106.10	106.13	106.17	106.24	106.33	106.45	106.60	106.79	+ 2 1			
4 -	125.508	125.511	125.533	125.581	125.696	125.893	126.186	126.586	127.103	127.745	128.596	+ 2 1			
4 -	0.0000	0.0350	0.0701	0.1055	0.1411	0.1769	0.2127	0.2486	0.2845	0.3206	0.3566	+ 2 1			
	24.00	24.00	24.00	24.00	24.00	24.00	24.00	24.00	24.00	24.00	24.00				
	101.334	101.334	101.334	101.334	101.334	101.334	101.334	101.334	101.334	101.334	101.334				
	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000				



Drawings

Released to the following HTRI Member Company:
Foster Wheeler India Private Limited
FWIPL

Page 8

Xace 7.2 16-08-2016 11:41 SN: 00957-134759040806

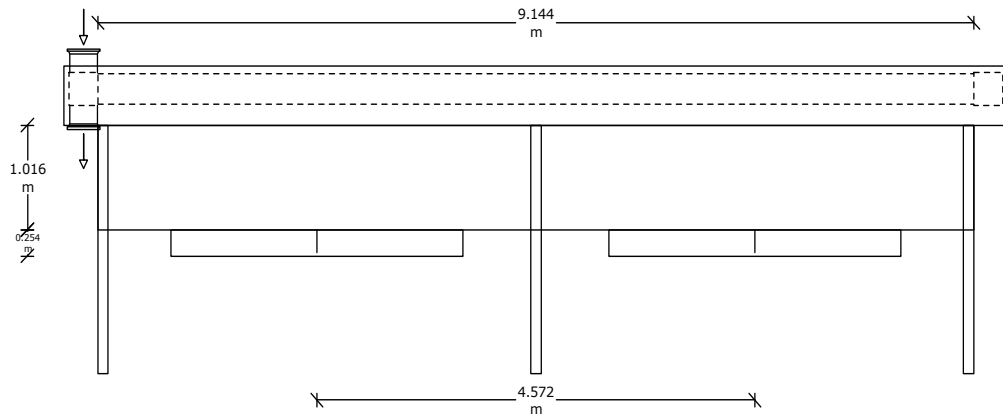
SI Units

LP STEAM CONDENSER EA-8401

DESIGN CASE REV A1

Rating-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow

Bay Width	3.942 m	Single bundle weight	11237 kg
Bays in parallel	2	Total bundle weight	--
Bundle width	3.903 m	Structure weight	9224 kg
Bundles in parallel	1	Walkway ladder weight	6404 kg
Fan diameter	3.048 m	Dry weight	38102 kg
Fans per bay	2	Wet weight	41412 kg
Ground clearance	--		
Plenum height	1.016 m		
Tube length	9.144 m		





Drawings

Released to the following HTRI Member Company:
Foster Wheeler India Private Limited
FWIPL

Page 9

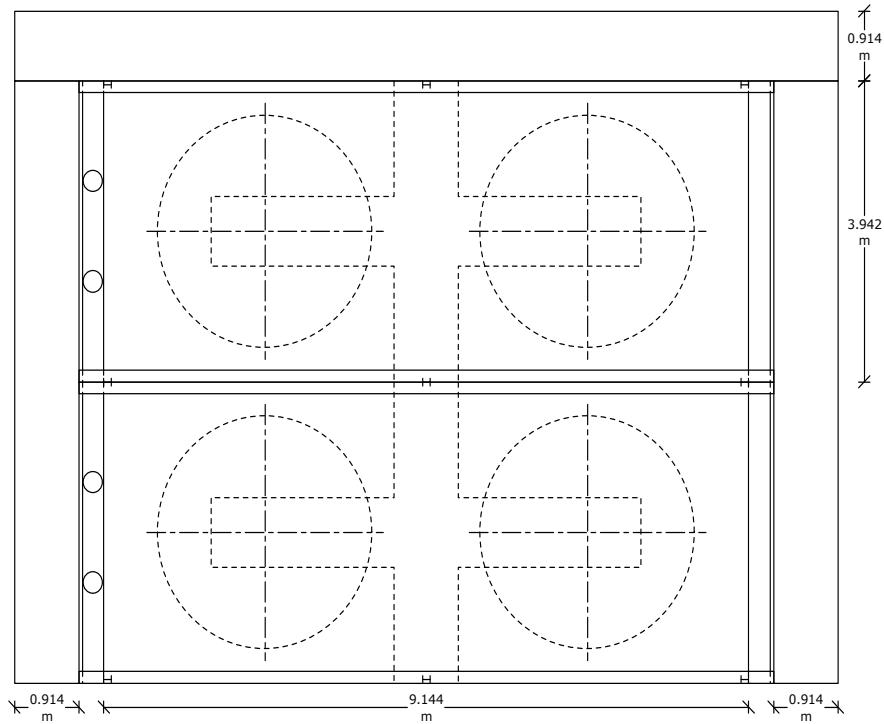
Xace 7.2 16-08-2016 11:41 SN: 00957-134759040806

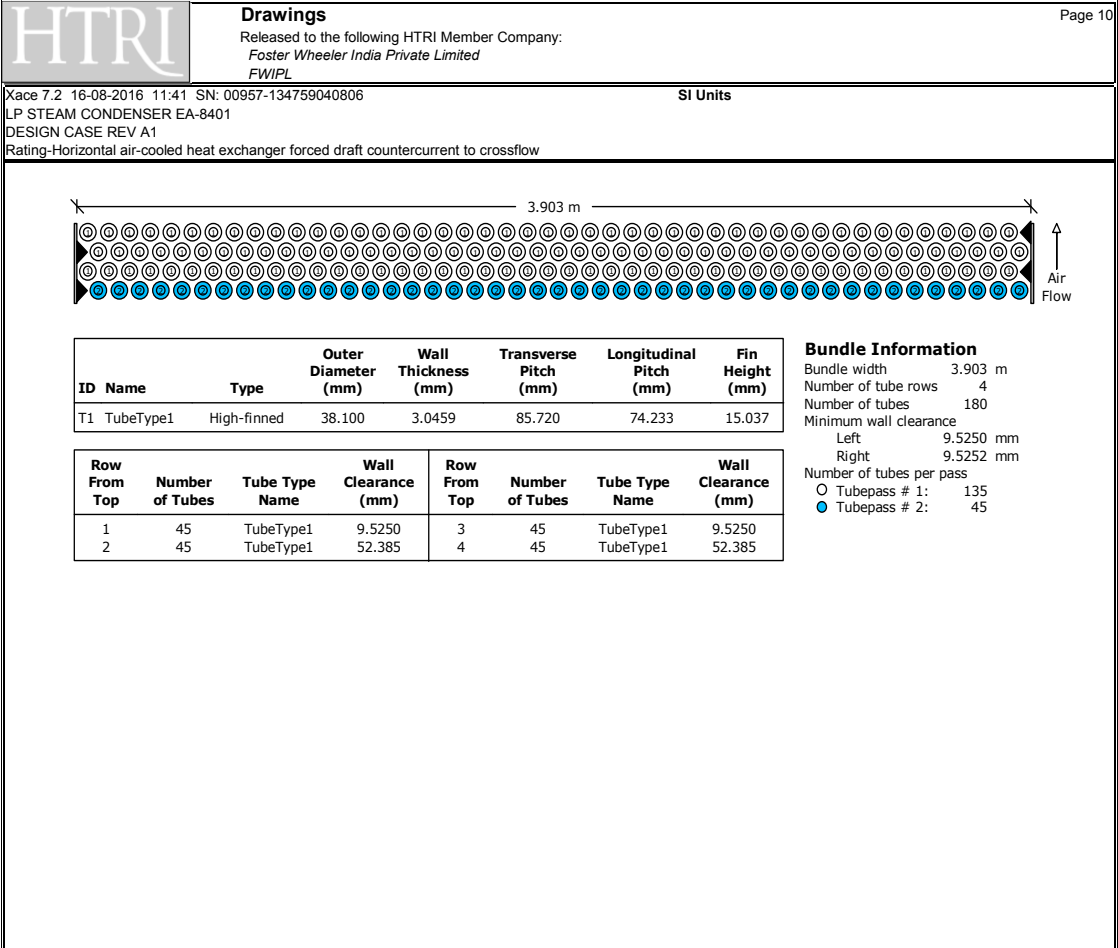
SI Units

LP STEAM CONDENSER EA-8401

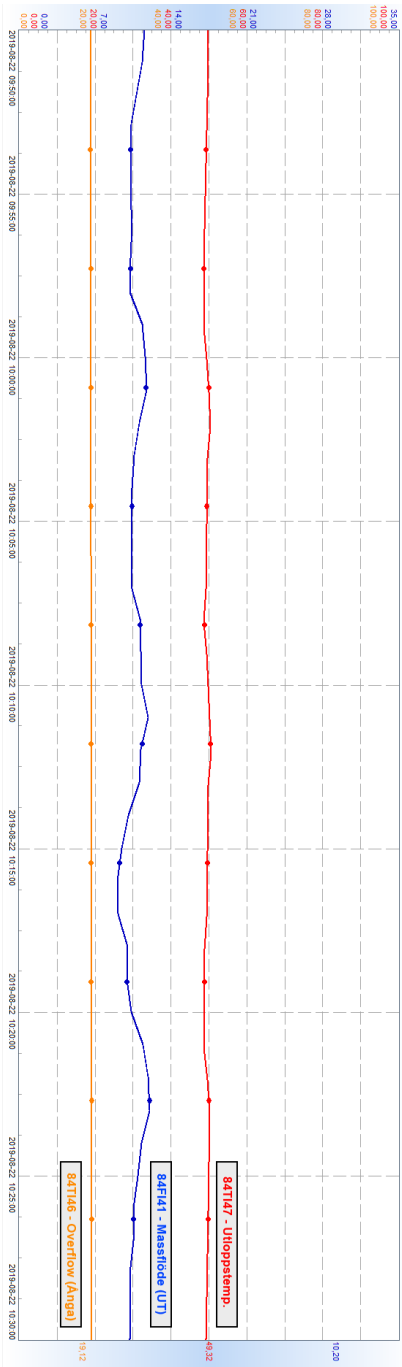
DESIGN CASE REV A1

Rating-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow

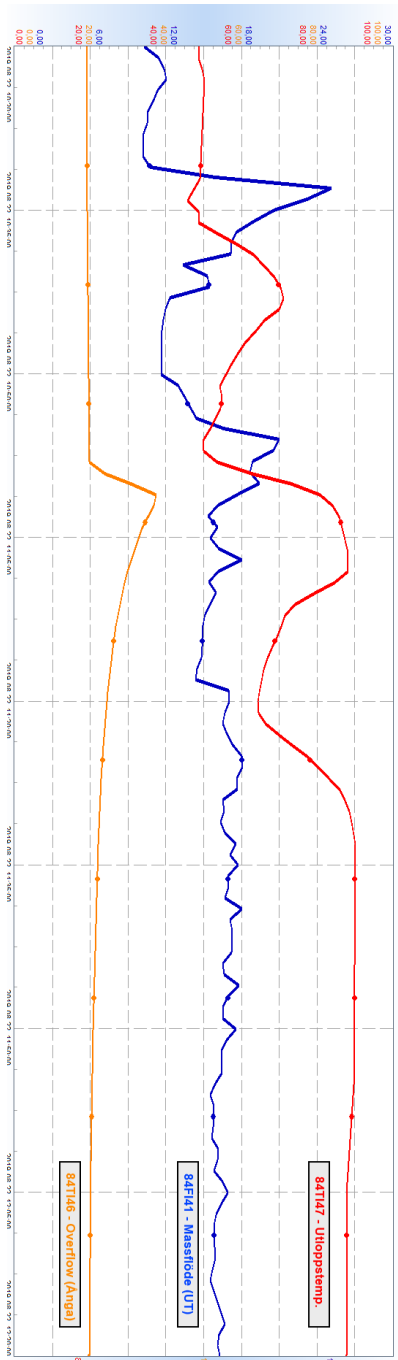




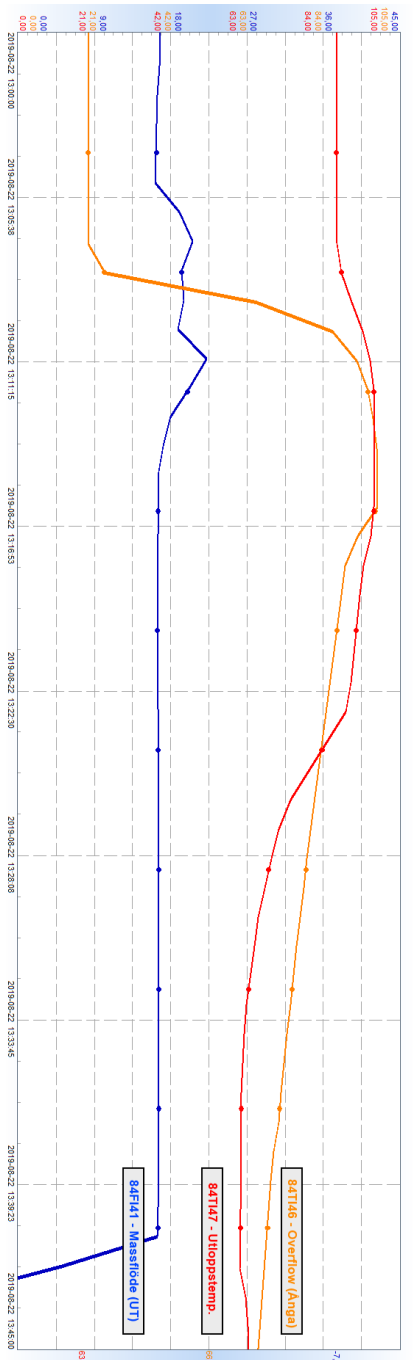
Bilaga B: Fälttest - Testkörning 1 från IP.21



Bilaga C: Fälttest - Testkörning 2 från IP.21



Bilaga D: Fälttest - Testkörning 3 från IP.21



Instutionen för Mekanik och maritima vetenskaper
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige



CHALMERS