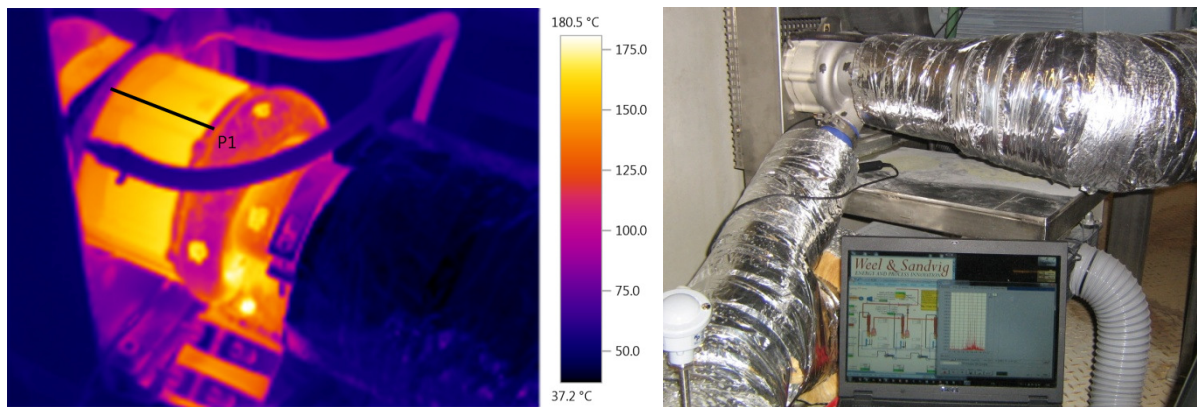


Industrielle varmepumper for høje temperaturer

- et forprojekt



Dato: (senest gemt) 8. marts 2012

Projektnummer: Elforsk 343-005

Projektdeltagere: Mogens Weel, Weel & Sandvig

Jens Mikkelsen, Weel & Sandvig

Mogens Johansson, Dansk Energi Analyse A/S (projektholder)

Weel & Sandvig
ENERGI OG PROCESINNOVATION

Diplomvej bygning 377 • 2800 Kgs. Lyngby

Tlf: 2671 0045 eller 2671 0046 • Email: weel-sandvig@weel-sandvig.dk • Web: www.weel-sandvig.dk

z:\projekter\elforsk 343-005 industrielle ht vp\rapport\343-005 elforsk rapport iindustrielle vp for ht.docx

1	RESUME	1
2	BAGGRUND OG INTRODUKTION TIL PROJEKTET.....	2
2.1	INDUSTRIELLE FORHOLD.....	2
2.1.1	<i>Temperaturbehov og samtidighed.....</i>	3
2.2	DRIFTSØKONOMI FOR VARMEPUMPE	3
2.3	TEKNOLOGITILPASNING	4
3	PROJEKTINDHOLD	4
4	ANALYSE AF ANVENDELSESMULIGHEDER	6
4.1	FLEKSIBELT MODULÆRT KONCEPT	6
4.2	INDUSTRIELLE FORHOLD, BEHOVSANALYSE OG RETROFIT	7
4.3	NOGLE TYPISKE MULIGE PROCESSER	8
5	DEN TEKNOLOGISKE LØSNING	13
5.1	DESIGNTEORI OG PERFORMANCE FOR EN KOMPRESSOR	15
5.1.1	<i>Performance af kompressor ved andet arbejdsmedium.....</i>	15
5.1.2	<i>Rotex kompressor omregnet til vanddamp</i>	16
5.1.3	<i>Materialekrav til impeller og kompressorhus.....</i>	18
5.1.4	<i>Design-geometri og tab.....</i>	19
6	BESØG OG DEMONSTRATION AF OPSTILLING HOS TI	21
7	INDUSTRIELT DEMONSTRATIONSANLÆG	22
7.1	INDUSTRIEL DEMONSTRATION PÅ 4-TRINS INDDAMPER	23
7.2	DRIFTSDATA PÅ INDDAMPEREN	24
7.3	SIMULERING AF KOMPRESSORPERFORMANCE.....	27
7.4	STATISKE BEREGNINGER PÅ INDDAMPEREN	27
7.5	OVERSLAG PÅ ØKONOMI VED OMBYGNING TIL ROTREX-MVR.....	29
7.6	REGULERING AF KOMPRESSOREN.....	30
7.7	START OG STOP AF MVR	31
7.8	OPBYGNING AF FORSØGSOPSTILLING	32
7.8.1	<i>Remtræk</i>	32
7.8.2	<i>Motordrev</i>	40
8	FORSØGSDRIFT	40
8.1	AFPRØVNING AF FORSØGSOPSTILLING.....	40
8.1.1	<i>Måledata fra første forsøg.....</i>	41
8.1.2	<i>Vibrationsmåleudstyr</i>	43
8.2	DET INDUSTRIELLE DEMONSTRATIONSFORSØG	45
8.2.1	<i>Klargøring og opstart.....</i>	45
8.2.2	<i>Målinger fra demonstrationsforsøget</i>	46
8.2.3	<i>Billeder fra demonstrationsforsøget.....</i>	48
8.2.4	<i>Vibrationsmålinger.....</i>	50
8.2.5	<i>Bestemmelse af slip på rem og friktionsgear.....</i>	52
8.2.6	<i>Inddamperens drift under forsøget</i>	56
8.2.7	<i>Performance af kompressor under forsøget</i>	57
9	KONKLUSION	63
10	FORKORTELSER.....	64

1 Resume

Nærværende projekt undersøger muligheden for at anvende masseproduceret og billig turbokompressorteknologi til varmepumpning i industrien. Det drejer sig om kompressorer, der er udviklet til kompression af luft og som anvendes af bilindustrien i forbindelse med turboladere. Varmepumperne tænkes primært at skulle anvende vand som arbejdsmedium, som ud over at være helt uden miljømæssige belastninger, er velegnet til varmepumpning fra temperaturer over cirka 60°C og op til omkring 200°C, som er et temperaturniveau, der er væsentligt højere end hvad man hidtil har set dækket med varmepumpning. Kompressoren skal således køre med et andet medium end den er udviklet til, hvilket bl.a. har relevans i forbindelse med akseltætninger. Den nævnte kompressorteknologi er yderst kompakt og virker ved høje omløbstal. Der er i Danmark i de seneste år blevet udviklet et højhastighedsgear, som kan klare det krævede omløbstal. Endvidere er højhastigheds elmotorer i dedikerede applikationer ved at komme ind på markedet, og det forudses snart at give mulighed for et direkte og kompakt drev. Denne udvikling åbner for nye anvendelsesområder for den omtalte kompressorteknologi, som oprindeligt er udviklet, som værende direkte drevet af en turbine (i turboladere). I dette projekt anvendes et danskproduceret højhastighedsgear (Rotrex), som netop er udviklet til omtalte kompressorteknologi. I samarbejde med Rotrex (Anders Kolstrup) har vi analyseret og vurderet hvilke modifikationer, der var relevante i forhold til en standardenhed.

I projektet er identificeret nogle områder inden for industrien, hvor varmepumpning med ovennævnte teknologi, vurderes at være attraktive.

Der er i samarbejde med Haldor Topsøe A/S i Frederikssund opbygget en industriel demonstrationsstand integreret på en 4-trins inddamper. Haldor Topsøe, med Bjarne Sørensen som ankermand, har ydet et værdifuldt og veludført arbejde i forbindelse med opbygningen af forsøgsstanden til projektet.

I projektet er der på det industrielle integrerede forsøgsanlæg demonstreret drift med vanddamp i sammenlagt 12 timer. I mere end 3 timer var forsøgsanlægget koblet således, at det leverede nyttig varmforsyning til inddamperen. Anlægget har under forsøgene kørt tilfredsstillende, og der er ikke konstateret problemer med utætheder i kompressorens akseltætninger, hverken i forhold til lækage af olie eller damp, hvilket var et af de centrale forhold at få belyst med demonstrationen.

Der er i den begrænsede testperiode ikke konstateret problemer, der ikke umiddelbart kunne afhjælpes, med transmissionen i form af et remdrev med høj hastighed fra motor til friktionsgearet. I bestemmelse af performance af kompressoren under forsøgsdriften, med vanddamp som arbejdsmedium, er det eftervist at virkningsgraden ligger inden for det forventede interval når der tages hensyn til usikkerhed på målingerne og beregningsmetoden. I forsøget er der ikke foretaget måling af dampflow gennem kompressoren, som følge af et stærkt reduceret projektbudget i forhold til det oprindeligt planlagte. Dette kunne have givet en mere præcis kontrolberegning af effektforbruget og deraf aflede størrelsen af tabet i kompressordrevet.

Kompressoren har i forsøgsanlægget som industriel varmepumpeløsning kørt med en COP (coefficient of performance) på over 30, svarende til at kompressoren for hver tilført energienhed el er i stand til at gøre mere end 30 gange så meget varmeenergi brugbar til at drive inddampningsprocessen. På baggrund af forsøgsresultaterne på et industrielt anlæg må det konkluderes, at den demonstrerede kompressor-teknologi har en lovende fremtid i energiforsyningen. Der er dog behov for at køre længerevarende forsøg med kompressoren og forsøgsopstillingen, for at kunne dokumentere holdbarheden og pålideligheden af komponenterne og arrangementet. Dette kræver bl.a. at forsøgsanlægget fuldautomatiseres.

2 Baggrund og introduktion til projektet

Denne rapport redegør for formålet med projektet, resultater og erfaringer opnået i projektet, samt beskrivelse af projektets forløb. Projektet er opdelt i delopgaver, som oplistet i kapitel 3: "Projektindhold".

Den helt grundlæggende baggrund for projektet er en national og international udmeldt agenda om at udledningen af drivhusgasser skal reduceres gradvist og markant fremadrettet, samt Danmarks beslutning om fortsat at satse massivt på udbygning af vindkraft i energisystemet.

Der forudses således fortsat at skulle ske en væsentlig omstilling af energisystemet, som vil medføre en række forskydninger af hvad der tidligere har været optimalt og samfundsøkonomisk. Konkret betyder det, at en væsentlig del af varmeforsyningen i fremtiden under de givne betingelser bør dækkes med varmepumper, for at få en samfundsøkonomisk fornuftig varmeforsyning. Med de teknologiske løsninger, der arbejdes med i dette projekt, vil det være muligt med eldrevne varmepumper at dække varmeforsyning op til 200°C ved opgradering af varme, der frigives fra andre processer (spildvarme), hvor forsyning med varmepumper hidtil har været begrænset til op omkring 100°C.

2.1 Industrielle forhold

Indpasning af varmepumper i industrien, som allerede har en varmeforsyning (fx via et dampsystem, hvor dampen produceres i en kedel ved afbrænding af et brændsel), trækker i den rigtige retning i forhold til de udfordringer, der for tiden er og imødeses fortsat at være fremover med at få produktion og forbrug til at passe fornuftigt sammen. Følgende argumenter gør at denne teknologi anses for at komme til at stå særdeles stærkt i fremtiden:

1. En ressourcemæssig optimal tilfredsstillelse af proceskrav (opvarmning og afkøling) er praktisk realiserbar med denne teknologi. Der er således mulighed for at opnå meget høje forhold mellem varme-/køleleverance og elforbrug (COP), og dermed en relativt billig varmeforsyning (og køleforsyning).

2. Biomasse er og bliver efter alt at dømme i endnu højere grad en efterspurgt vare, hvorfor anvendelse af biomasse, som primær forsyningskilde til produktion alene af lavkvalitets varme anses for at give alt for stort resourcespild (stort exergitab i biomassekedel).
3. En eldrevne varmepumpe, passer ind i et udviklingsscenario, hvor resourcespild (exergitab) er så omkostningsfulde at de i alle led af energikæden søges effektivt begrænset.
4. I første omgang tænkes eldrevne varmepumper implementeret med bibeholdelse af det eksisterende varmesystem, som derved kan fungere som backup. Dette giver mulighed for fleksibelt elforbrug, hvor backup kedler kan producere varmen, når der er høje elpriser. Mange procesindustrier har høj driftstid, hvilket betyder at det fleksible aftag af el er tilsvarende til stede.

2.1.1 Temperaturbehov og samtidighed

Langt den overvejende del af industriens opvarmningsprocesser er koblet med afkølingsprocesser i en mere eller mindre sammenhængende produktionsproces. Der kan være tidsmæssige og placeringsmæssige forskydninger og temperaturmæssig degradering mellem opvarmning og afkøling. Det vigtige, i relation til varmepumpning er imidlertid, at behov for opvarmning og afkøling typisk forekommer på samme tid, sted og indenfor et gunstigt temperaturområde for en varmepumpe.

En industriel varmepumpe kan udnytte procesenergi ved temperaturmæssigt at opgradere spildvarme eller varme fra en proces, der skal køles, til brugbar varme for en anden proces, der skal opvarmes. Varmeoverførsel kan derved ikke alene nyttiggøres gentagne gange, men kan helt fortrænge en primær ekstern varmforsyning og i mange tilfælde samtidigt fortrænge behov for ekstern køling.

Hvis procesintegrationen og indpasning af varmepumper udføres optimalt, kræves minimal tilførsel af arbejde (exergi fx i form af el) til at drive processerne. Derved kan det sikres, at afbrændingen af fossile brændsler og dermed også udledningen af CO₂ reduceres dramatisk i forhold til nuværende praksis.

2.2 Driftsøkonomi for varmepumpe

De afgørende faktorer for økonomien i eldrevne varmepumper er den absolutte prisforskel mellem brændsel til varme (kul, olie, gas, biomasse etc.) og el, effektivitetsfaktoren (COP), årlig driftstid, serviceudgifter og prisen på varmepumpen.

Med forventning om at prisforholdet mellem el og brændsler fremover vil være faldende står varmepumper over for et gennembrud både i og uden for industrien.

I IDAs Klimaplan 2050 (sidst i kapitel 2.1), fra august 2009, nævnes at industrielle varmepumper forventes at udgøre den største del af ”energibesparelser” i industrien frem mod 2050.

2.3 Teknologitilpasning

Såfremt det viser sig fordelagtigt at basere varmepumper på masseproducerede billige turbokompressorer, svarende til den teknologi, der er udviklet til bl.a. bilindustrien, tegner der sig mulighed for en væsentlig større udbredelse af industrielle varmepumper og potentielt et nyt eksportområde af systemkoncept og energieffektivt kompakt og fleksibelt udstyr.

De påtænkte kompressorer kan kræve visse ændringer i form af tætninger, varmeovergangsforhold og korrosionsforhold, for at være velegnede til at anvende på andre medier end luft (eksempelvis vanddamp). Næste skridt vil være at geometrien designoptimeres specifikt til de aktuelle arbejdsmedier, for at få bedst mulig virkningsgrad.

En væsentlig årsag til at de påtænkte højhastigheds kompressorer er billige er, ud over masseproduktionen, at de har høj kapacitet i forhold til materialeforbruget. Når højhastighedselmotorer bliver kommercielt interessante imødeses den samme udvikling af masseproduktion at ske på dette segment, som ligeledes vil drage fordel af et lavt materialeforbrug. Derfor forventer vi med tiden at billige, kompakte og effektive direkte drevne varmepumper vil blive produceret baseret på den turbokompressorteknologi, som benyttes i dette projekt.

3 Projektindhold

Projektet er gennemført i følgende faser/delområder:

1. Analyse af anvendelsesmuligheder.
2. Den teknologiske løsning og systemanalyser og simuleringer.
3. Opbygning og afprøvning af forsøgsopstilling.
4. Demonstration af løsningen i en virksomhed.
5. Videreudvikling (redegørelse af erfaringer i forsøg og forbedringsforslag).
6. Formidling.
7. Rapportering (nærværende rapport).

Ad 1. Der er foretaget en begrænset kortlægning/vurdering af anvendelsesmulighederne i industrien. Vurderingen har fokuseret på typiske temperaturniveauer for spildvarme/køling og for opvarmning, som kendetegner de forskellige proces typer og brancher, hvor dampbaserede varmepumper vurderes særligt velegnede.

Vurderingen er baseret bl.a. på viden om industriens temperaturforhold, procesintegrationsstudier og overskudsvarmeprojekter.

Ad 2. Projektet er baseret på en ide om at opbygge en varmepumpe af massefremstillede standardkomponenter, således at løsningen bliver konkurrencedygtig i pris. De standardkomponenter, som er benyttet, er en turbokompressor (kompressoren er udviklet til luft), et Rotrex højhastigheds

frikionsgear med elektrisk drev, køle- og filtreringssystem til smørelie samt diverse rør, ventiler og eventuel styreenhed.

Pga. et stærkt presset budget er der taget direkte udgangspunkt i den konkrete situation på demonstrationsanlægget. Kompressorens performance map gældende for luft er blevet omregnet til vand (damp) som arbejdsmedium. Vores beregninger viser at én kompressor normalt bør kunne klare det trykforhold, som anlægget opererer med.

Rotrex A/S i Herlev, der leverer højhastigheds gear sammenbygget med turbokompressorer, deltager i projektet med rådgivning og udvikling fx i forbindelse med ændring af akseltætninger og evt. coating for forøget varmeisolering.

Ad 3. Inden demonstrationsopstillingen blev bygget, overværede vi et forsøg med vanddamp som arbejdsmedium på en modificeret forsøgsopstilling med en mindre Rotrex kompressor hos Teknologisk Institut i Aarhus. Formålet med den ganske korte demonstration på den ombyggede opstilling var egentlig blot at få en indikation af om der umiddelbart ville opstå problemer fx i form af lækage mellem olie i gearet og vanddamp og at få en indikation af hvor effektivt kompressoren kunne arbejde med vanddamp. Det viste sig dog at den modificerede opstilling ikke umiddelbart var egnet til at teste kompressorens arbejdsområde og performance. Nærmere beskrivelse af dette findes i Appendix A: Rotrex forsøg hos TI.

Derefter blev der planlagt og opbygget en forsøgsopstilling hos Haldor Topsøe A/S i Frederikssund, som har været en aktiv deltager og ydet væsentlige bidrag i projektet. Denne indsats har været afgørende for at det overhovedet har været muligt at gennemføre projektet med det minimale budget.

Allerede tidligt blev det besluttet at forsøgsopstillingen skulle integreres på en 4-trins inddamper til opkoncentrering af kaliumnitrat. Inddamperen har over de første to trin en ejektorbaseret termisk dampkompression (TVR – thermal vapour recompression).

Forsøgsopstillingen med MVR (mechanical vapour recompression) er blevet indbygget parallelt med TVR-systemet (dampejektoren). Haldor Topsøe har stillet produktionsanlæg, driftsmidler, visse komponenter i forsøgsopstilling, personale og værksted til rådighed for opbygning og afprøvning af demonstrationsanlægget.

Forinden forsøget er der lavet en forenklet Matlab/Simulink model af Rotrex kompressoren omregnet til vanddamp og der er udarbejdet kompressormaps for både virkningsgrad og akseffekt, hvor man hurtigt kan aflæse sammenhængen mellem omløbstal, sugetryk, masseflow, trykforhold og virkningsgrad henholdsvis akseffekt. Disse forudberegnete maps blev under demonstrationsforsøget brugt til at bestemme hvor kompressorens aktuelle driftspunkt lå i forhold til det mulige operationsområde, således at hele området kunne testes og man havde en ekstra sikkerhed for at kompressoren ikke blev overbelastet når man opererede tæt på surge-linien.

21. december 2011 var forsøgsopstillingen klar til at blive afprøvet på damp fra den tilkoblede inddamper. I starten blev Rotrex-kompressoren kørt cirka 1 time med lav hastighed og uden væsentlig trykopbygning (recirkulering over et åbent bypass-system) over kompressoren for at køre gearet til og sikre at alt kørte tilfredsstillende. Derefter blev omløbstallet øget og der blev

foretaget målinger med trykopbygning ved flere omløbstal. Sidst denne dag blev der over en periode på godt en halv time kørt egentlig inddamperdrift med forsøgsanlægget, hvor kompressoren komprimerede damp efter 2. trin og sendte det ind på 1. trin.

Der er udført dataopsamling på de væsentligste parametre (tryk og temperatur før og efter kompressor, omløbstal og strømforbrug), som bl.a. bruges til at fastlægge systemets effektivitet og virkeområde.

Ad 4. Den 18. januar mellem kl. 8 og 16 blev en mere omfattende forsøgsplan gennemført med anlægget hvor kompressorens arbejdsområde og performance blev undersøgt ved forskellige omløbstal og en række forskellige trykforhold inklusiv surge-test. Efterfølgende blev der kørt inddamperdrift over flere timer og ved flere omløbstal på kompressoren. Der blev ikke konstateret tegn på lækage mellem damp og oliesystemet.

Ad 5. I den oprindelige projektansøgning, som omfattede et væsentlig større budget, var der tilgodeset muligheden for at evt. driftsmæssige problemer kunne afhjælpes inden for projektets rammer, samt erfaringer fra afprøvning og demonstrationen kunne lede til forslag til mulige forbedringer af designet. I det aktuelle projekt redegøres der for erfaringer fra demonstrationen og forslag til evt. ændringer og et videre forløb.

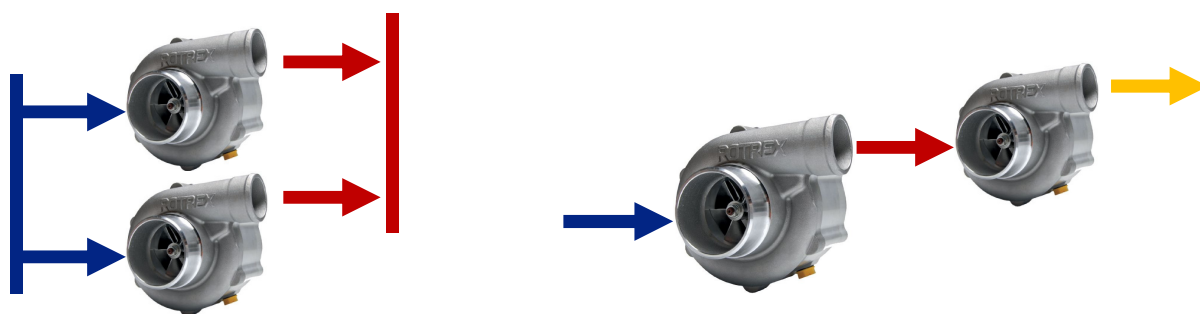
Ad 6. Resultaterne af projektet er formidlet med nærværende rapport. Der vil eventuelt komme supplerende formidling via artikler i relevante fagblade til målgruppen, der primært er industrivirksomheder inden for nærings- og nydelsesmiddelindustrien, kemisk industri, papirindustri og også fjernvarmeværker (udnyttelse af røggas) samt rådgiverne for disse virksomheder.

4 Analyse af anvendelsesmuligheder

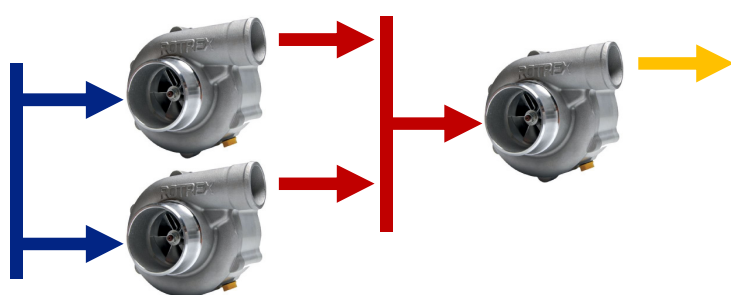
4.1 Fleksibelt modulært koncept

Mekanisk varmepumpning ved det, der i nærværende projekt betegnes høje temperaturer (100-200°C) er rettet primært mod industrien. De primære anvendelsesområder for det koncept Weel & Sandvig har udtænkt med vand som arbejdsmedium i kompakte højhastighedsturbokompressorer er bl.a. karakteriseret ved at der er varme tilgængelig eller kølebehov ved en passende høj temperatur (højere end cirka 60°C af hensyn til vanddamps densitet og kompressorens design) og et varmebehov ved endnu højere temperaturer.

Konceptet er tænkt modulært, således at flere kompressorenheder kan sammenbygges både parallelt og serielt (flere tryktrin), hvilket giver stor fleksibilitet mht. til hhv. kapacitet (volumenflow) og temperaturløft (trykforhold) med blot nogle få størrelser af kompressorer og gear. Konceptet er illustreret i Figur 1 og Figur 2.



Figur 1. Weel & Sandvigs modulære koncept baseret på højhastigheds turbokompressorteknologi. Til venstre: parallelkobling (1-trins kompression). Til højre: seriel kobling (2-trins kompression).



Figur 2. Weel & Sandvigs modulære koncept med kombination af parallel og serielkobling.

Varmepumper i industriel sammenhæng kendes primært fra inddampning, destillation og i mindre grad tørringsprocesser. Fælles for disse anlæg er, at der ofte er tale om varmeeffekter på flere MW. Nærværende koncept giver mulighed for at indføre varmpumper i en langt mindre størrelse og inden for nye områder. Det primære temperaturområde, hvor varmpumpekonceptet i første omgang tænkes at skulle operere, er mellem 70°C og 150°C. På lang sigt vurderer vi, baseret på tidligere omtalte forventning om at prisforholdet mellem brændsler og el gradvist vil stige, at varmforsyning ved endnu højere temperaturer også vil blive almindeligt med varmpumpning.

4.2 Industrielle forhold, behovsanalyse og retrofit

En varmpumpe kan opnå høj effektivitet (COP), når den arbejder med et lille temperaturløft. Et lille temperaturløft kendetegner fx inddampning, hvor en varmpumpe normalt vil kunne arbejde direkte med procesmediet og således kun behøver én varmeveksling. Det samme forhold kan være gældende ved destillationsanlæg. Det afgørende for en effektiv varmpumpeløsning er, at temperaturdifferenser i varmevekslinger er optimerede og temperaturniveauer på processer er fastlagt netop på det faktiske behov.

Inden man regner på økonomi i at indføre varmpumpning, bør man først undersøge om det er muligt/hensigtsmæssigt at kunne reducere temperaturforskellen mellem den proces, som har et

varmebehov og den proces, som udgør varmekilden for varmepumpen. Det skal understreges at det er temperaturniveauer af procesmedier og ikke temperaturen af et medium på forsyningssiden, der er relevant.

Varmekilden udgøres ofte af spildvarme i processer, som kan være blevet unødigt degraderet i temperatur siden den egentlige procesbehandling, fordi mediet alligevel skal nedkøles yderligere. På temperaturkravet til varmebehovet kan der også være mulighed for at identificere et lavere niveau. Hvis varmen er forsynet fra en kilde, hvor der er rigelig høj temperatur, bør man undersøge om processen kan ændres til en lavere temperatur. En sådan ændring kan betyde at der skal laves andre kompenserende ændringer samtidigt.

Et eksempel herpå er en proces, som varmes rigeligt højt op blot for at kunne opretholde en tilstrækkelig høj blandingstemperatur, når et koldere medium efterfølgende blandes i. En parallel separat opvarmning af de to medier inden blanding til samme temperatur som blandingstemperaturen, vil betyde at varmepumpen kræver mindre tilførsel af arbejde.

Ved retrofit (ombygning af eksisterende anlæg) kan der være behov for at udskifte eksisterende varmevekslinger i forbindelse med indpasning af en varmepumpe, både som følge af at der kan være tale om et andet medium på forsyningssiden (varmepumpens arbejdsmedium) og som følge af at en lav temperaturdifferens (medfører stort varmeoverførselsareal) i varmevekslinger er essentiel for effektiviteten i forbindelse med varmepumpning, men har ofte ikke været en begrænsende faktor i forhold til det temperaturniveau, som den hidtidige varmeforsyning har været fremført ved.

4.3 Nogle typiske mulige processer

Industrier, der dækker deres varmeforsyning via et dampnet, vil potentielt kunne integrere varmepumper, som benytter vanddamp som arbejdsmedium, direkte i dampsystemet. Som nævnt tidligere er det dog vigtigt at varmepumpen ikke løfter dampens temperatur unødigt højt, så ofte vil det være fordelagtigt at indbygge en varmepumpe direkte mellem to processer, for at minimere temperaturløftet i forhold til at opgraderer dampen til et tryk svarende til det der er i det fælles dampforsyningssystem, som sagtens kan være langt højere end det faktiske behov for processen eller måske dikteret af behovet på blot en enkelt proces.

Vanddamp, som arbejdsmedium i en varmepumpe, køleanlæg eller kraftproces har særlig én ulempe når temperaturen nærmer sig niveauet for normal omgivelsestemperatur: den fylder meget. Det betyder at der skal være store volumener i procesanlægget, hvilket gør anlægget dyrt. 1 kg mættet vanddamp ved 100°C fylder cirka 1 m³, men fylder 5 gange så meget, hvis mætningstemperaturen er 70°C, 10 gange så meget hvis mætningstemperaturen sænkes til 55°C og hele 20 gange så meget hvis mætningstemperaturen er 40°C.

Konsekvensen er at anlæg, der arbejder med vanddamp, bliver meget voluminøse (kompressorer, rør og varmevekslere) i forhold til varmeeffekten, når temperaturen nærmer sig almindelig omgivelsestemperatur. En kompressor, som er designet til et vist indløbstryk og trykforhold kan godt arbejde ved et betydeligt lavere indløbstryk, men konstruktionen kan være uhensigtsmæssig

(styrkemæssigt overdimensioneret) hvilket gør den unødigt tung og dyr og kan forøge friktionstab i lejer.

Ovennævnte forhold betyder at standardkompressorer, designet til luft ved cirka 1 bars tryk, ikke er helt så hensigtsmæssige at benytte i varmepumper med vand som arbejdsmedium, hvis der skal opgraderes varme fra temperaturer under 70 °C, idet tab i gear og lejer er cirka det samme men det arbejde, som kompressoren kan yde til vanddampen går væsentligt ned. Det kan derfor vise sig fordelagtigt at anvende et andet kølemiddel ved lave temperaturer.

Nogle typiske industrielle processer, hvor en varmepumpe kan være en mulighed er:

- Bryggerier (evt. også malterier).
- Slagterier, kødforædlingsindustrier, kød & benmel.
- Andre fødevarerproducenter med kogeprocesser.
- Destillationsprocesser generelt.
- Inddamperanlæg (mindre).
- Visse tørringsprocesser (fx tørring af træ i tørringskammer).
- Autoklave, sterilisation.
- Opgradering af varme i røggas fra motoranlæg i fjernvarmesystemer med høj returtemperatur (varme kan være tilgængelig fra en temperatur på 70°C og nedefter).
- Opgradering af geotermisk varme fra temperaturer ved 60-70°C og nedefter.

I de sidste to tilfælde er det muligvis fordelagtigt med et andet kølemiddel end vand i varmepumpen.

Bryggerier/malterier

Ved ølbrygning anvendes varme især til opvarmning af vand og råvarer og til kogning af blandingen (urtkogning). Desuden anvendes en del varme til opvarmning af vand til rengøring (CIP) og til flaskerensning. Ved varmepumpning op til omkring 110°C, bør langt hovedparten af den primære varmforsyning kunne erstattes.

Varme ved forholdsvis høj temperatur er tilgængelig i forbindelse med afkøling af procesmediet, ved kondensering af damp fra urtkoger mens varme ved lav temperatur er tilgængelig fra afløb, køling af gæringstanke og afkast fra ventilationsanlæg. Brygningsprocessen sker normalt batchvis i flere parallelle produktionslinier, hvilket gør varmegenvinding og varmepumpning mere kompleks, end hvis der var tale om en kontinuert produktion. Med direkte procesvarmeveksling, varmelagring og varmepumpning kan der opnås effektiv varmegenvinding.

I malterier kan der genvindes varme i afkast fra tørreren til opvarmning af tørreluft. Det er dog formodentlig ikke så økonomisk interessant pga. ret lav temperatur af tilgængelig varme i afkastet. Tørretemperaturen afhænger af hvilken malt der produceres.

Slagterier

Slagterier anvender varmt vand til skoldekar og til rengøring. Der bruges damp til sterilisering af opskæringsudstyr og i visse tilfælde også i skoldningsprocessen af dyrene før fjernelse af behåring. Desuden bruges gas eller el i svideovne.

Varme er tilgængelig ved nedkøling af kød (i form af kondensatorvarme fra køleanlæg), spildevand, ventilationsluft, og kondensatorvarme fra indfrysingsanlæg.

Varmeforsyning til svideovne kan ikke erstattes med varmepumpe. I realiteten er der således rigelig spildvarme til rådighed til at kunne dække det øvrige varmebehov, hvis der anvendes varmepumpning.

Anden fødevarerindustri

Opvarmning og især kogningsprocesser er oplagte til at blive forsynet med varme fra en højtemperatur varmepumpe. Normalt vil der i forbindelse med sådanne processer også være tilstrækkelig spildvarme til rådighed fra kondensering af emmen.

Destillationsprocesser

Separation vha. destillation bruges både i kemisk industri og fødevarerindustrien (fx ved ekstraktion af fødevarer ingredienser og ved oprensning af hjælpestoffer fra spildevand). Høj-temperatur varmepumpning (fx direkte integreret med procesmediet som arbejdsmedium) giver mulighed for en meget effektivt drevet destillationskolonne.

Inddamperanlæg

Inddampning bruges fx til opkoncentrering af fødevarer som mælk, juice, sukker og fisk. Større inddamperanlæg (fx i sukkerfabrikker, mælkepulverfabrikker og fiskemel-fabrikker) anvender normalt inddampning i 3-7 trin eller MVR.

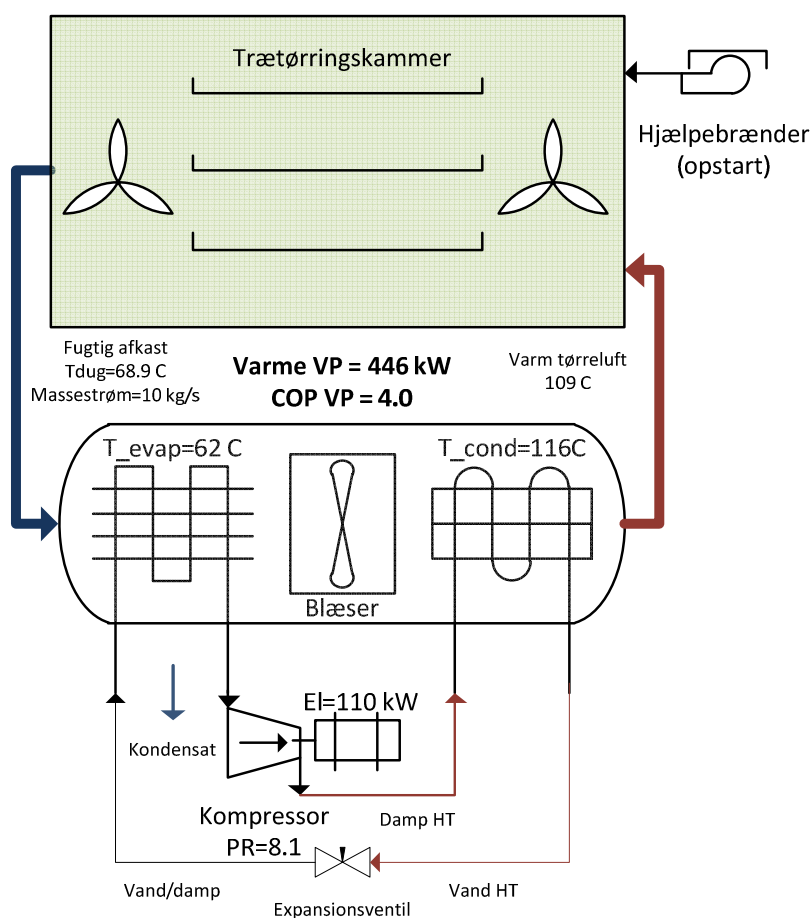
Inddamperanlæg i fiskemelsindustrien drives ofte helt eller delvist med spildvarme i afkastdamp (vakuamtørrer) eller i den varme fugtige luft fra tørringsprocessen af fiskemel. Hvis tørreren er opvarmet med damp (skivetørrer), er det muligt at producere dampen med en varmepumpe, der udnytter varme i afkastet fra tørreren. I så fald vil det formodentlig være mest hensigtsmæssigt og fleksibelt at adskille tørringen og inddampningen ved at anvende separate varmepumper i de to processer. Et inddampningsanlæg (uanset antal trin) kan ombygges til en MVR inddampning, hvor der fx er separate varmepumper på hver enkelt inddamper enhed.

Et andet område, hvor der muligvis kunne blive tale om ganske mange anlæg, i de størrelser der her er relevante, er MVR baserede gylle-inddampningsanlæg, som opstilles decentralt på de enkelte produktionsfaciliteter. For få år siden var flere aktører inde med gylleseparation, men flere har knækket nakken. Muligvis er tiden endnu ikke moden. Landbruget har i en lang periode været

i en udvikling, hvor antal fuldtidslandmænd til stadighed bliver kraftigt reduceret (i DK pt. cirka 12000, som forventes at falde til omkring 7500 i 2015), mens produktionen stadigvæk stiger. Tendensen er at produktionsenhederne på den enkelte lokalitet bliver større og den enkelte landmand råder over flere produktionsenheder fordelt på forskellige lokaliteter. Vi har en forventning om at der fremover vil være et stigende incitament til mere effektiv udnyttelse af restprodukter (herunder biomasse og husdyrgødning) og øvrige begrænsede ressourcer (fx i forbindelse med transport af husdyrgødning). Derfor kan fremtiden være lovende for at der på selve produktionslokaliteten sker en effektiv fraseparation af vand (som udgør langt hovedparten af rågylle og som derefter kan spredes på marken) inden koncentratet sendes til værdiopgradering på mere centrale anlæg.

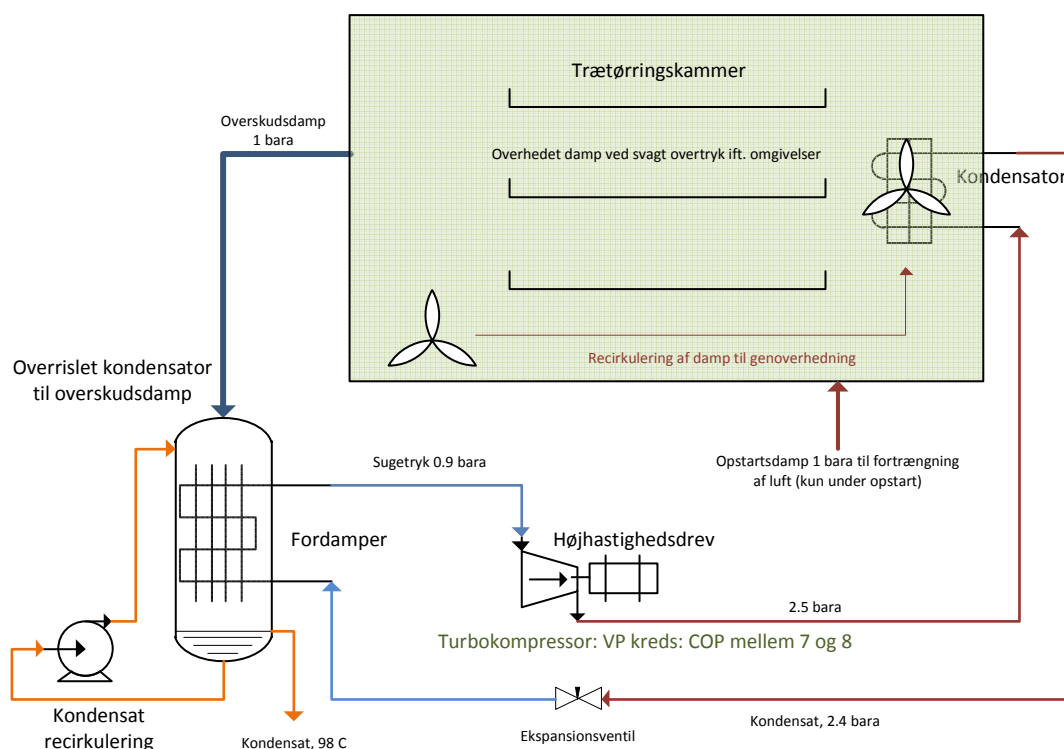
Tørring

Tørring anvendes indenfor mange produktioner. Det mest benyttede tørremedium er luft. Integration af varmepumpe i tørreanlæg, der tørrer med opvarmet luft, vil kræve en ret stor cirkulation af tørreluft gennem varmepumpen for at begrænse temperaturløftet. Se eksempel med tørring af træ (Figur 3). I processer med lignende temperatur- og fugtniveauer kan varmepumpen tænkes anvendt.



Figur 3. VP integreret i trættørringsproces.

Tørring i overheded damp (superheated steam dryer, SSD) på større anlæg er velegnet til direkte integration af en varmepumpe, hvis ikke der er behov for spildvarmen til opvarmning af andre processer. Der kan være flere fordele ved at tørre i overheded damp i forhold til luft. Fx i form af bedre og mere ensartet kvalitet, hurtigere tørring og dermed højere kapacitet på anlæg og endelig en højere energieffektivitet. Sidstnævnte, som følger af at den latente varme i den tæt ved mættede afkastdamp giver en højere COP, når den udnyttes i en varmepumpe i forhold til den sensible varme i afkastet eller recirkuleret tørringsluft. En skitse af en varmepumpe, integreret i et SSD anlæg til trættørring er vist i Figur 4. Trykforholdet over kompressoren er her mindre end 3 og betyder at COP for VP kredsen alene er beregnet til næsten 8. En ulempe ved tørring i overheded damp kan være at visse træsorter skifter farve ved høje temperaturer.



Figur 4. Trættørring i overheded damp (SSD) med en varmepumpe integreret med en COP på knap 8.

Autoklave, sterilisering

Til varmebehandling i forbindelse med sterile forhold anvendes ofte damp ved temperatur højere end 120°C (2 bara). Små varmepumper kan være attraktive her, hvis der er en intensiv drift på anlæggene. Specielt hvis det er det eneste sted i produktionen, der kræves så høje temperaturer. Sygehuse, farmaceutisk og biokemisk industri er mulige områder her.

Varme i røggas fra motoranlæg

Returtemperaturen i fjernvarmesystemer sætter en grænse for hvor megen varme der kan udnyttes fra røggasser på et fjernvarmeværk (enten fra varmekedler eller motoranlæg). Med en

varmepumpe på røggassen kan der hentes mere varme fra røggassen over til fjernvarme. Ved lav elpris kan det være fordelagtigt at øge varme/elforholdet på en gasmotor eller udnytte mere varme i røggas fra gasfyrede kedler. Hvis røggas skal køles til under 40°C, kan det af hensyn til volumenforholdene være mere optimalt at anvende et andet arbejdsmedium end vand i varmepumpen.

Geotermisk varme

I undergrunden stiger temperaturen generelt med stigende dybde. Temperaturen er desuden afhængig af lokale geologiske forhold. Danmark ligger ikke i et område med særlig gunstige temperaturforhold i relation til geotermi. For at få tilstrækkelig høj temperatur til dækning af fx varmt brugsvand (mindst 60 C) skal man i Danmark ned i dybder på typisk 2-3 km. Boring til en sådan dybde kræver at anlægget skal have en vis størrelse for evt. at kunne blive rentabelt og implicerer at anlægget skal tilsluttes et fjernvarmenet for at sikre tilstrækkeligt aftag af varme. Tilslutning til et fjernvarmenet kræver imidlertid endnu højere temperatur, hvis den geotermiske varme skal kunne forsyne helt op til fremløbstemperaturen.

For at begrænse ressourcer til pumpning af det geotermiske vand, hvor der kan være betydelige tryktab i forbindelse med at drive vandet gennem vandførende lag i reservoiret, må der sikres en tilpas stor "energihest" i form af afkøling af vandet, inden det sendes tilbage i undergrunden. Varmepumpen giver mulighed for at forøge "energihesten" ved at afkøle det geotermiske vand til en lavere temperatur end fjernvarmevandet kommer retur med. Tilsvarende, som ved udnyttelse af restvarme i røggas fra fjernvarmeværker, er der her tale om opgradering af varme ved ret lav temperatur, og derfor kan det være fordelagtigt at anvende et andet arbejdsmedium end vand.

Hvis geotermiske anlæg kan blive rentable i Danmark, som forsyning af fjernvarmesystemer eller industri, vurderes det at man under alle omstændigheder skal op i en kapacitet, hvor det vil være mere nærliggende at anvende andre kompressorer end de der sigtes på i nærværende projekt.

5 Den teknologiske løsning

Kernen i teknologien er små massefremstillede turbokompressorer, som arbejder ved høje omdrejningstal. Disse turbokompressorer er udviklet i forbindelse med turboladere i automobilindustrien, og har været drevet direkte af en turbine med et tilsvarende omløbstal (på samme aksel).

Der er imidlertid blevet udviklet højhastighedsgear, som gør det muligt at opnå de krævede høje omdrejningstal, således at turbokompressoren nu også kan drives med almindelige elmotorer. Desuden er højhastigheds-elmotorer ved at blive tilgængelige på markedet, og det forudses at udviklingen snart muliggør en direkte kobling mellem elmotor og kompressor (samme aksel), som dermed kan gøre installationen endnu mere enkel og kompakt. Højhastighedsmotorer implicerer lavt materialeforbrug i forhold til effektfaktor, hvilket er væsentligt, hvis der anvendes kostbare materialer, som i PM motorer. Desuden kan de masseproduceres med robotteknologi, som giver mulighed for en meget billig produktion og distribution.



Figur 5. Eldrev med variabelt omløbstal: til venstre frekvensstyring og til højre traditionel elmotor.



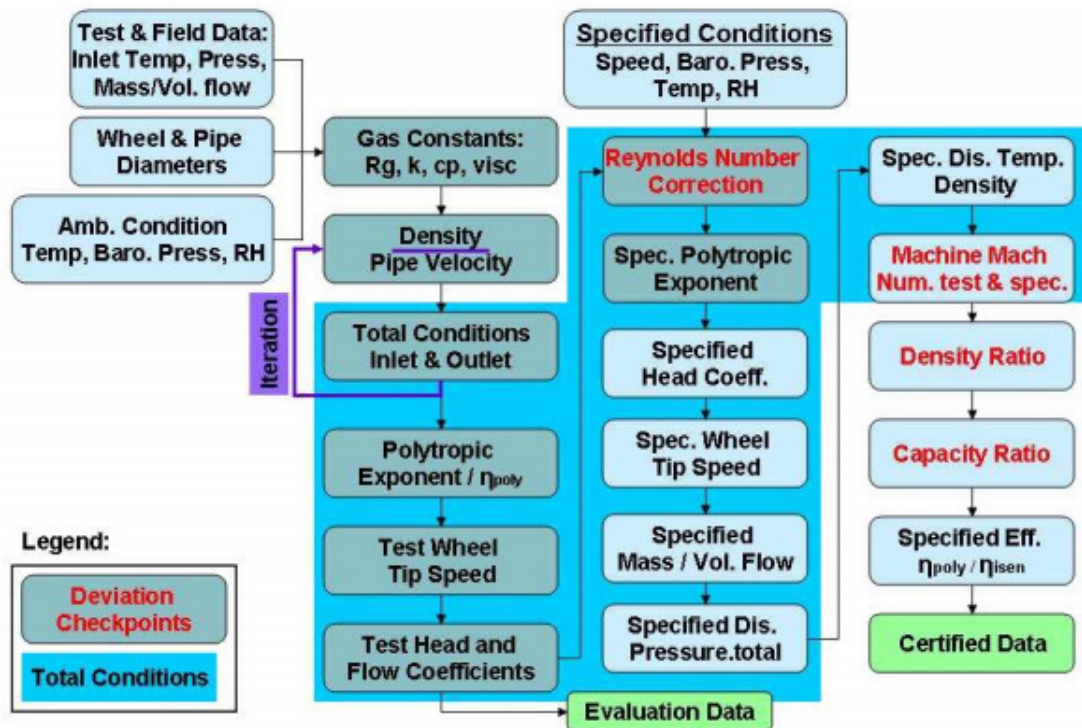
Figur 6. Turbokompressor sammenbygget med et højhastigheds friktionsgear (Rotrex).

5.1 Designteori og performance for en kompressor

Weel & Sandvig har i dette projekt fokuseret på mulighederne for at anvende en radialkompressor til kompression af vanddamp, fordi radialkompressoren kan levere et forholdsvis højt trykforhold i et trin og samtidig have en høj virkningsgrad. Endvidere har radialkompressoren en ret stor kapacitet i forhold til den geometriske størrelse og den kan fremstilles billigt, dels fordi der kun kræves få trin dels fordi denne kompressorteknologi er velegnet til masseproduktion. Radialkompressorer fremstilles i dag med akseffekter fra cirka 1 kW og op til 70 MW.

5.1.1 Performance af kompressor ved andet arbejdsmedium

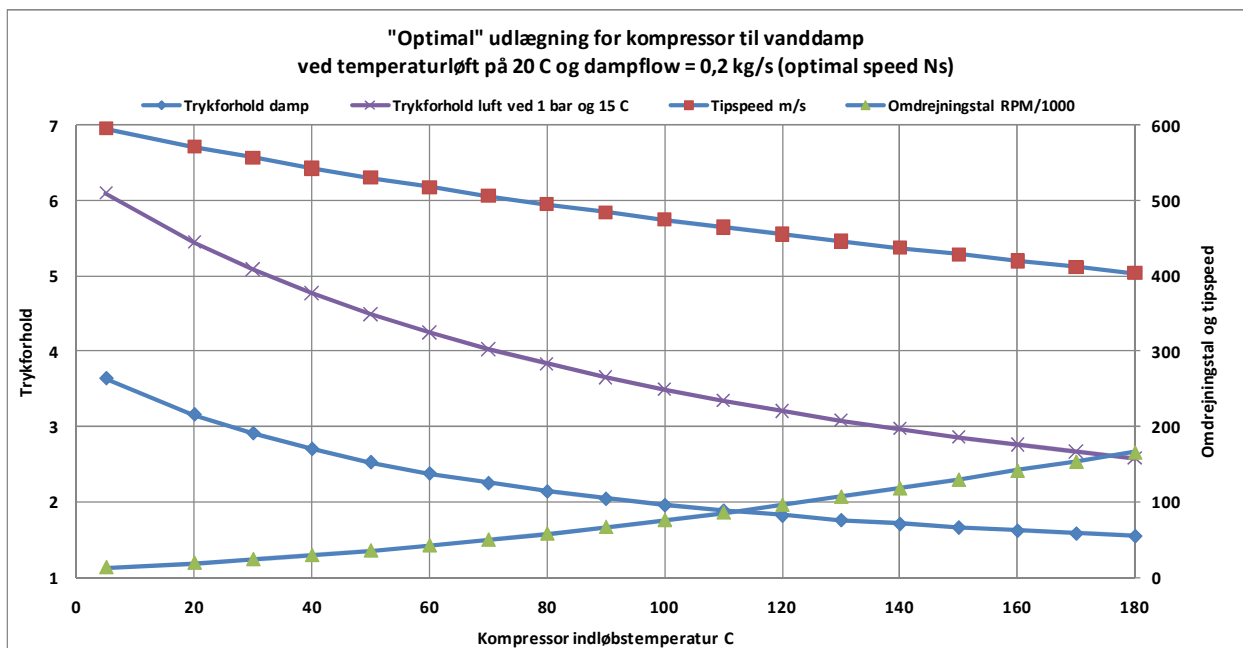
En kompressors evne til at komprimere et medium afhænger både af kompressorens geometri, hastighed og arbejdsmediets molvægt. Nedenstående kassedigram (Figur 7) angiver en metode til at eftervise om en kompressor opfylder sine specifikationer, når den arbejder under andre forhold og evt. med et andet medium end design specifikationen.



Figur 7. Korrektion af performance i forhold til ASME PC10.

<http://krex.k-state.edu/dspace/bitstream/2097/8451/3/JacqueShultz2011.pdf>

I Figur 8 er vist sammenhæng mellem indløbstemperatur og optimal periferihastighed på impeller i en kompressor for et temperaturløft på 20°C. Det optimale omløbstal gælder for et dampflow på 0.2 kg/s. Trykforholdet er vist for både damp og luft.



Figur 8. Beregning af hvilket trykforhold, der kræves i en kompressor, for at der kan ske et temperaturløft på 20°C i en varmepumpe, som funktion af indløbstemperatur. Optimal periferihastighed og omløbstal for et dampflow på 0.2 kg/s er også vist.

5.1.2 Rotex kompressor omregnet til vanddamp

Oprindeligt blev der taget udgangspunkt i den næststørste kompressor fra Rotrex (C38-81), som giver et højt trykforhold med en høj virkningsgrad. Impelleren i denne kompressor har følgende hoveddata:

$D_s = 70$ mm

$D_h = 20$ mm

$D_2 = 98$ mm

$B_2 = 6$ mm

Beta 2 = 40 grader

Lean vinkel ca- 40 grader

U_2 (maksimal hastighed 90000 rpm) = 512 m/s (tip speed)

Det har dog vist sig at de kompressormaps, vi i første omgang havde fået, ikke var korrekte. Efter at have fået adgang til kompressormaps, baseret på nogle nye opmålinger, faldt valget i stedet på den største kompressor fra Rotrex (C38-91), som ifølge de nye maps vil give den højeste virkningsgrad (maksimalt 75%). Performance for denne kompressor er vist i Figur 9.

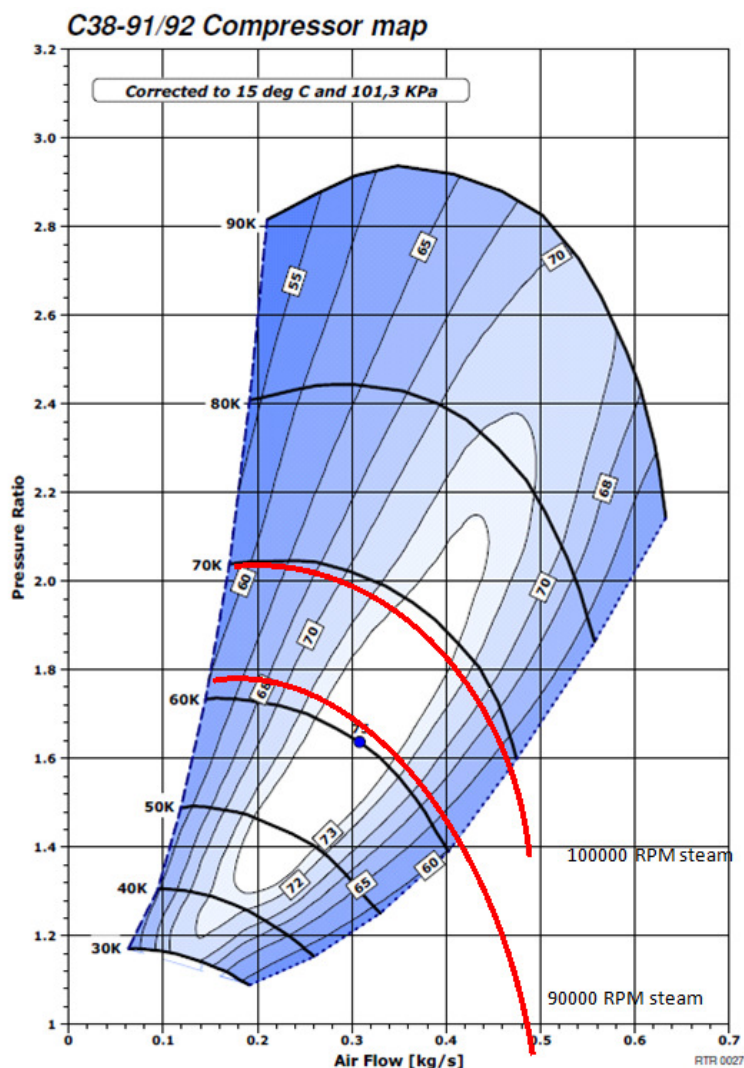
Kompressormappen er begrænset til et maksimalt omløbstal på 90.000 rpm, som er det omløbstal som kompressoren ifølge Rotrex er afbalanceret til. Kompressoren kan godt køre hurtigere, men skal så afbalanceres til et højere omløbstal. Hvis kompressoren suger luft ved 1 bara, som er udgangspunktet for designet, bliver momentet imidlertid for stort for gearet, ved omløbstal højere end 90.000 rpm.

I den aktuelle anvendelse af kompressoren er arbejdsmediet vanddamp, som har en molekylvægt på 18 mod cirka 29 for luft og sugetrykket kan være lavere end 1 bara. Dette betyder at momentet til at drive kompressoren er lavere end når der er tale om luft ved 1 bara.

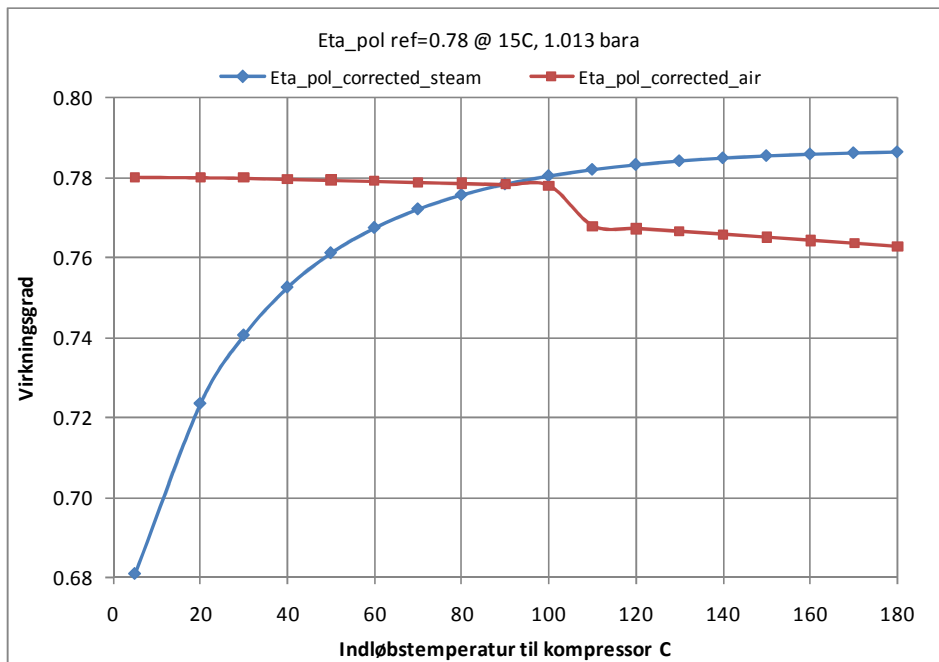
Med udgangspunkt i kompressormappen er den maksimale effekt, som gearet skal kunne overføre, beregnet til cirka 75 kW (ved et trykforhold på 2.15, et masseflow på 0.63 kg/s, en virkningsgrad på 0.60 og et omløbstal på 90.000 rpm), svarende til et gearet må kunne overføre et moment på 8.0 Nm, på den hurtige aksel.

Det er muligt at transformere en kompressor-map, gældende for et givent arbejdsmedium, til et andet medium, ved at sikre at de relative lydastighedsforhold igennem kompressoren forbliver uændrede.

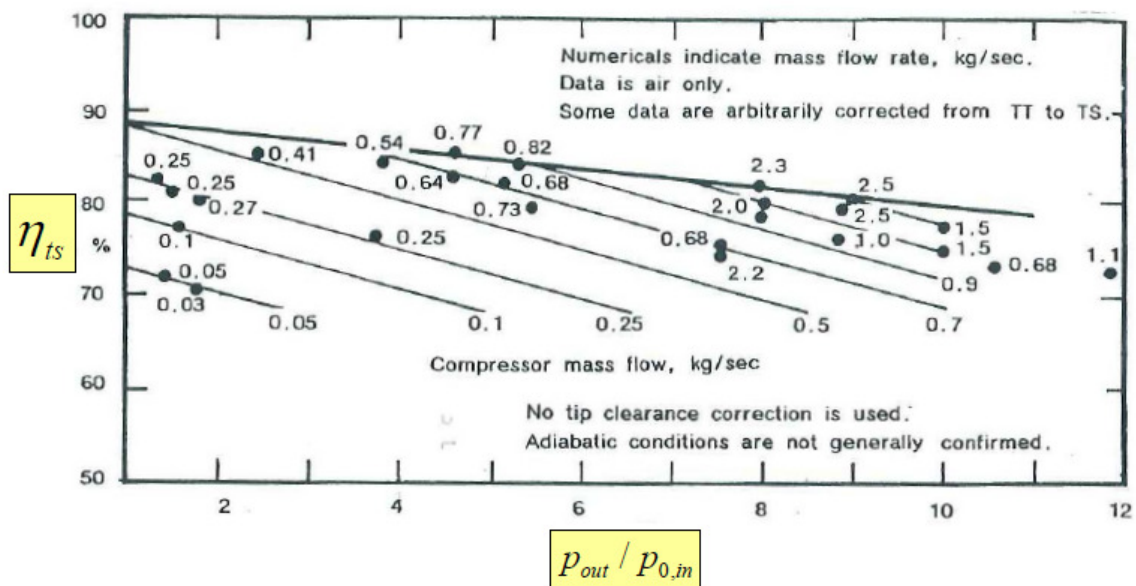
I Figur 9 er vist de transformererede arbejdskurver (røde linier svarende til 100000 rpm og 90000 rpm) for en Rotex kompressor (C38-91), som arbejder med vanddamp ved et indløbstryk på 1 bara og en indløbstemperatur på 100°C. For at opnå et trykforhold på 1.8 ses af Figur 9 at kompressoren helst skal arbejde med et omdrejningstal på mellem 95000 og 100000 rpm.



Figur 9. Eksempel på transformation af kompressormap. De røde linier er iso-hastighedskurver ved 100000 rpm og 90000 rpm for vanddamp ved 100 °C.



Figur 10. Forskel i polytrop-virkningsgrad for luft og vanddamp i kompressor, som funktion af indløbstemperatur. For vanddamp falder virkningsgraden ved faldende temperatur, pga. stigende viskositet. Springet i kurven for luft skyldes overgang til en anden korrelation for viskositet i beregningen.



Figur 11. Opnåelige virkningsgrader ved optimal hastighed for radialkompressorere ved forskellige kapaciteter, som funktion af trykforhold [Kilde: Concepts].

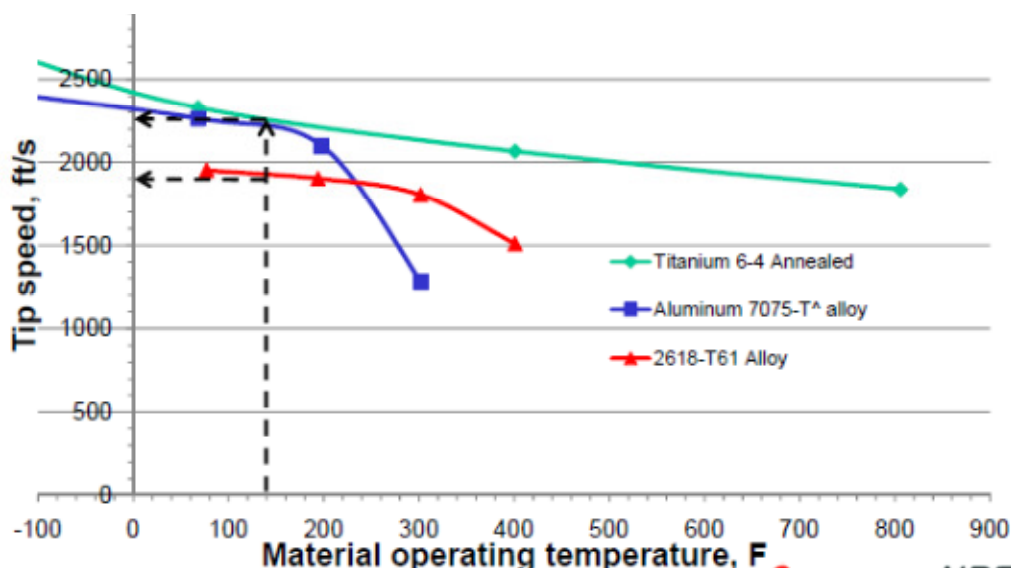
5.1.3 Materialekrav til impeller og kompressorhus

Når en kompressor, designet til luft ved almindelig omgivelsestemperatur, tænkes anvendt til vanddamp er det relevant at undersøge dels om der kan opstå korrosion eller erosionsskader, som følge af dråber i arbejdsmedium, dels begrænsninger i materialets styrke, hvis der er væsentligt højere temperatur og tryk end kompressoren er designet til.

Aluminium (2618) skal formodentlig coates for at modstå korrosion. I relation til materialestyrke er den maksimale periferihastighed 560 – 590 m/s når udløbstemperaturen ikke overstiger 150 °C. Det er netop det materiale (aluminium 2618), der er benyttet i kompressorhjulet i den kompressor, der er anvendt i nærværende projekt. Periferihastigheden på kompressorhjulet i den forsøg, der er gennemført i dette projekt, har været op til 510 m/s, mens den statiske temperatur ved udløbet af hjulet har været op omkring 130 °C.

Rustfast stål har en maksimal hastighed på ca. 400 m/s og for en lukket impeller 280 – 340 m/s. Titan [Ti6Al4V] har en maksimal hastighed på 560 – 600 m/s ved en udløbstemperatur større end 250 °C (maksimal periferihastighed er ca. 30 – 40 m/s lavere ved bagudkrummede skovle). Specielle kompositmaterialer (karbon-polymer matrix, aluminium-komposit) kan klare helt op til 700 m/s, men kan ikke holde til høje temperaturer.

Kompressorhus med diffusor (volute) er ofte fremstillet af støbt aluminium, hvor fladerne, som grænser direkte op mod impelleren, er bearbejdede ved afdrejning/fræsning.

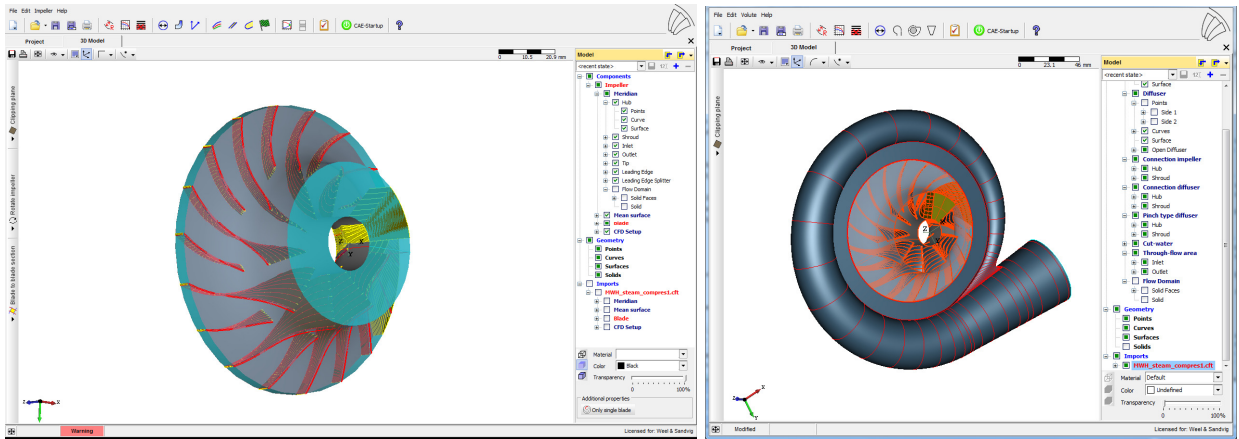


Figur 12. Den styrkemæssige begrænsning i materialet udtrykt i maksimal periferihastighed (tip speed) i feet/s sfa. temperatur (i Fahrenheit) for tre almindelige materialer til kompressorhjul.

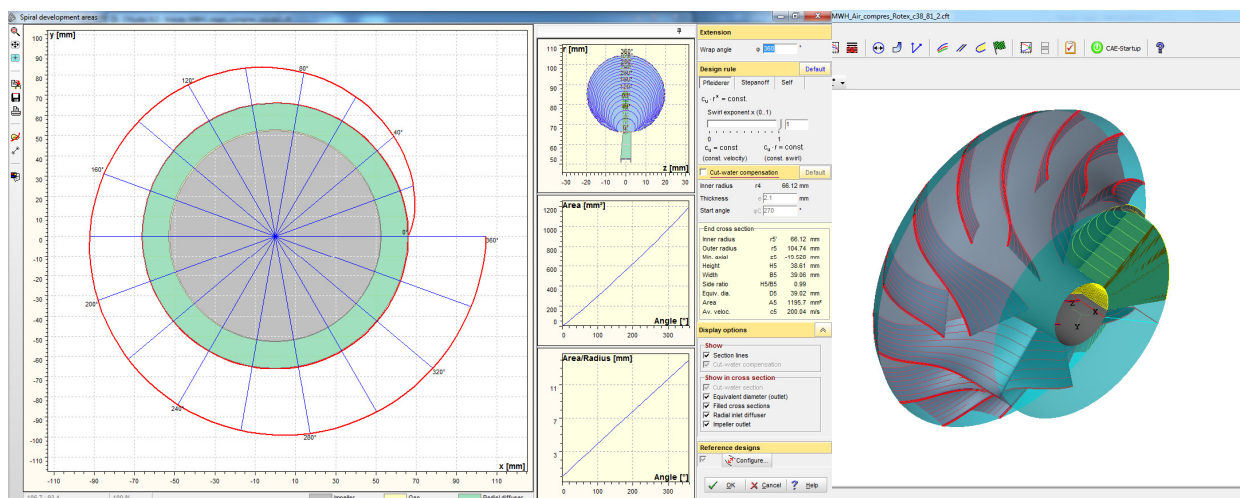
5.1.4 Design-geometri og tab

Der findes kommercielt tilgængelig software (fx CF Turbo og Fluent), som gør det muligt at optimere design og analyserer tryk og flowforhold på kompressor ud fra arbejdsmedium, tryk- og temperaturforhold og evt. begrænsninger på omløbstal m.m. I nærværende projekt har det ikke været en mulighed at gå ind i udvikling af et nyt kompressordesign optimeret for vanddamp.

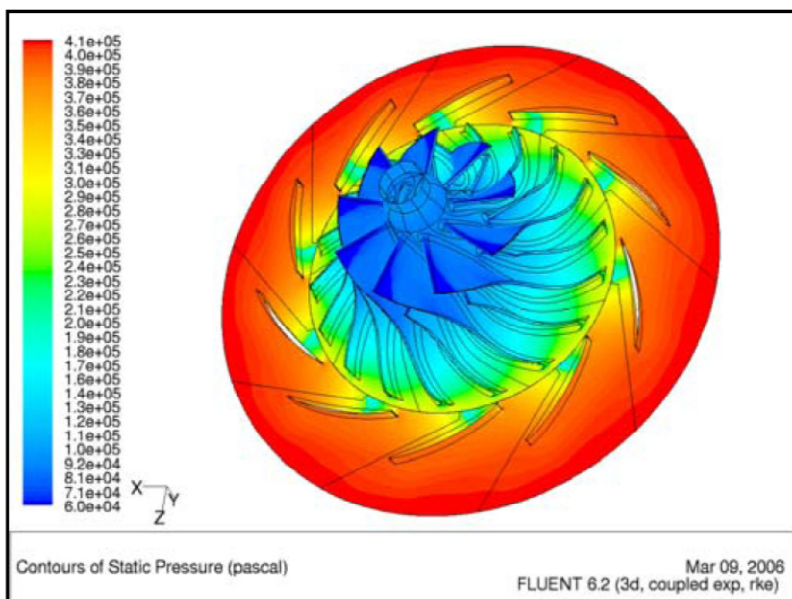
I de følgende figurer er vist eksempler på design af kompressorhjul og hus med CF Turbo (Figur 13 og Figur 14) og illustration af trykforhold gennem kompressorhjul og diffuser ved hjælp af Fluent (Figur 15).



Figur 13. Fra CF Turbo: Til venstre: Impeller designet med til vanddamp ved et indløbstryk på 1 bar og et trykforhold på 2.1. Til højre: Pinch diffuser og volute for vanddamp.



Figur 14 Reproduktion vha. CF Turbo af kompressor design svarende til Rotrex C38-81.



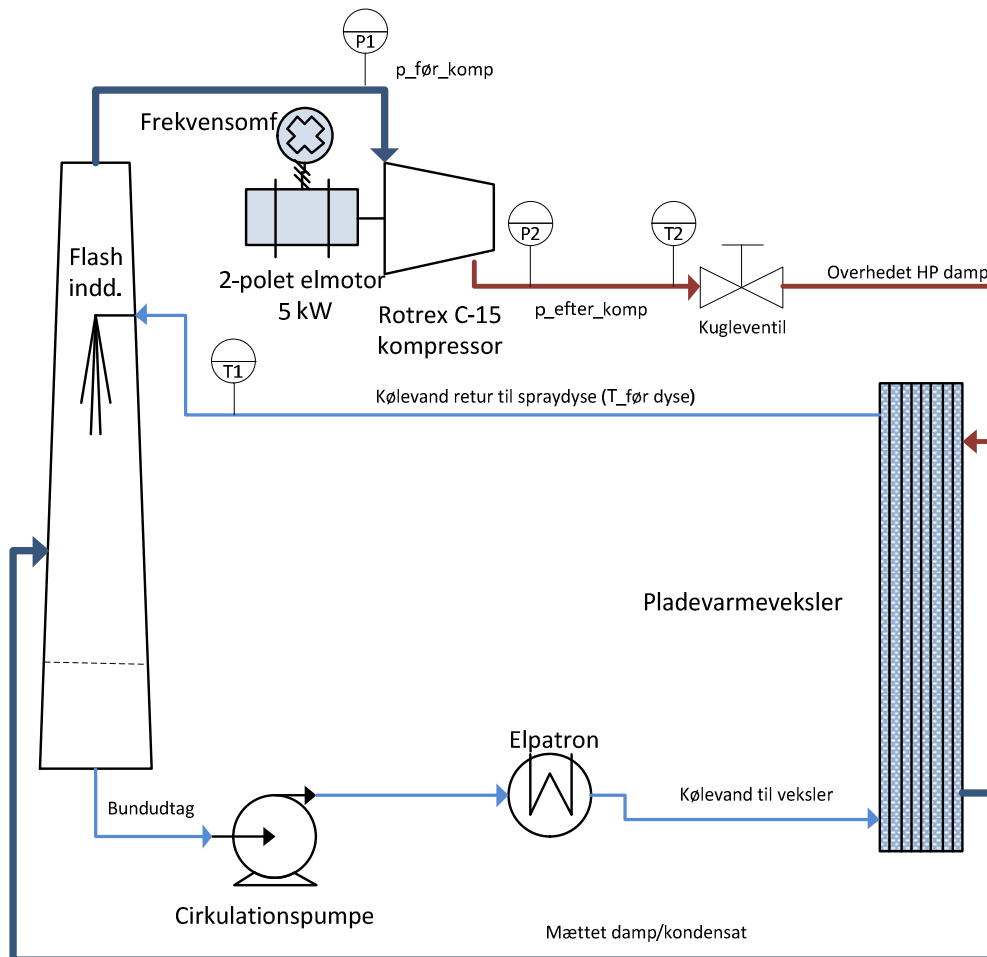
Figur 15. Eksempel på det statiske tryk igennem impeller og efterfølgende "vanned" diffuser for en radial kompressor med et trykforhold på 4 med luft som arbejdsmedium [kilde Volvo].

6 Besøg og demonstration af opstilling hos TI

Under det første styregruppemøde blev der diskuteret om det overhovedet var realistisk at gennemføre det aktuelle projekt med et så sparsomt budget. Ebbe Nørgaard fra TI foreslog i den forbindelse at man indledningsvis kørte et kort forsøg på en forsøgsopstilling, som TI havde stående, med en mindre Rotrex-kompressor. Forsøget skulle køres med vanddamp ved et sugetryk i nærheden af atmosfæretryk.

Begrundelsen var bl.a. at man derved tidligt i projektet kunne få indikationer af om der kunne være nogle uforudsete problemer med at køre Rotrex-kompressoren ved damptryk omkring atmosfæretrykket, inden man lavede en ny kostbar og væsentlig større forsøgsopstilling.

Selv om vores forundersøgelser ikke havde givet anledning til bekymringer mht. dampsugetryk omkring atmosfæretryk, var det naturligvis fornuftigt nok og interessant at overvære drift på TI's forsøgsopstilling, som ifølge TI blot skulle tilpasses lidt. En skitse af den tilpassede forsøgsopstilling er vist i Figur 16.



Figur 16. Skitse af forsøgsopstilling hos TI i Århus.

Forsøgsopstillingen hos TI i Århus bestod bl.a. af en lille Rotrex kompressor integreret med en flash-inddamper, som fortrinsvis var designet til at operere ved lavere tryk- og dermed temperaturniveauer, end det der er aktuelt i nærværende projekt.

Under besøget overværede vi et demonstrationsforsøg på opstillingen, hvor der kortvarigt blev kørt med en temperatur på sugesiden på op til cirka 90 grader (svarende til et sugetryk på cirka 0,7 bara).

Det viste sig dog at opstillingen kun tillod at undersøge en meget begrænset del af kompressorens mulige driftsområde (variation på trykforholdet ved drøvling på kompressorens trykside), som følge af et stort tryktab i en intern varmeveksler. Et andet forhold var at motoreffekten blev en begrænsende faktor ved et sugetryk omkring 0.7 bara.

Demonstrationen på forsøgsanlægget hos TI afslørede ikke eventuelle uforudsete problemer i relation til Rotrex-kompressoren i forbindelse med at køre med vanddamp ved et sugetryktryk i nærheden af atmosfæretryk.

Nærværende projekt, med opbygning af en industriel forsøgsopstilling hos Haldor Topsøe som kunne køre med sugetryk omkring atmosfæretryk fortsatte derfor.

De forsøg, der er kørt på anlægget hos TI i relation til nærværende projekt, har vist at opstillingen ikke er velegnet til at køre med sugetryk i nærheden af atmosfæretryk, bl.a. fordi motoreffekten ikke er tilstrækkelig. Der er således ikke kørt længerevarende højtemperaturforsøg med TI's forsøgsanlæg.

Den interne varmeveksler på anlægget hos TI er siden blevet fjernet og efterfølgende har TI kørt et nyt forsøg, primært ved et lavt sugetryk (cirka 0.1 bara), svarende til en temperatur på 30 C. Her er trykforholdet varieret ved drøvling på kompressorens trykside. Sidst i dette forsøg er der kørt med et højere sugetryk, som har varieret fra 0.5 til knapt 0.8 bara over to perioder på sammenlagt 35 minutter.

En beskrivelse af besøget hos Teknologisk Institut, hvor vi fik anlægget demonstreret, samt nogle resultater fra det forsøg som TI udførte efterfølgende findes i Appendiks A.

7 Industrielt demonstrationsanlæg

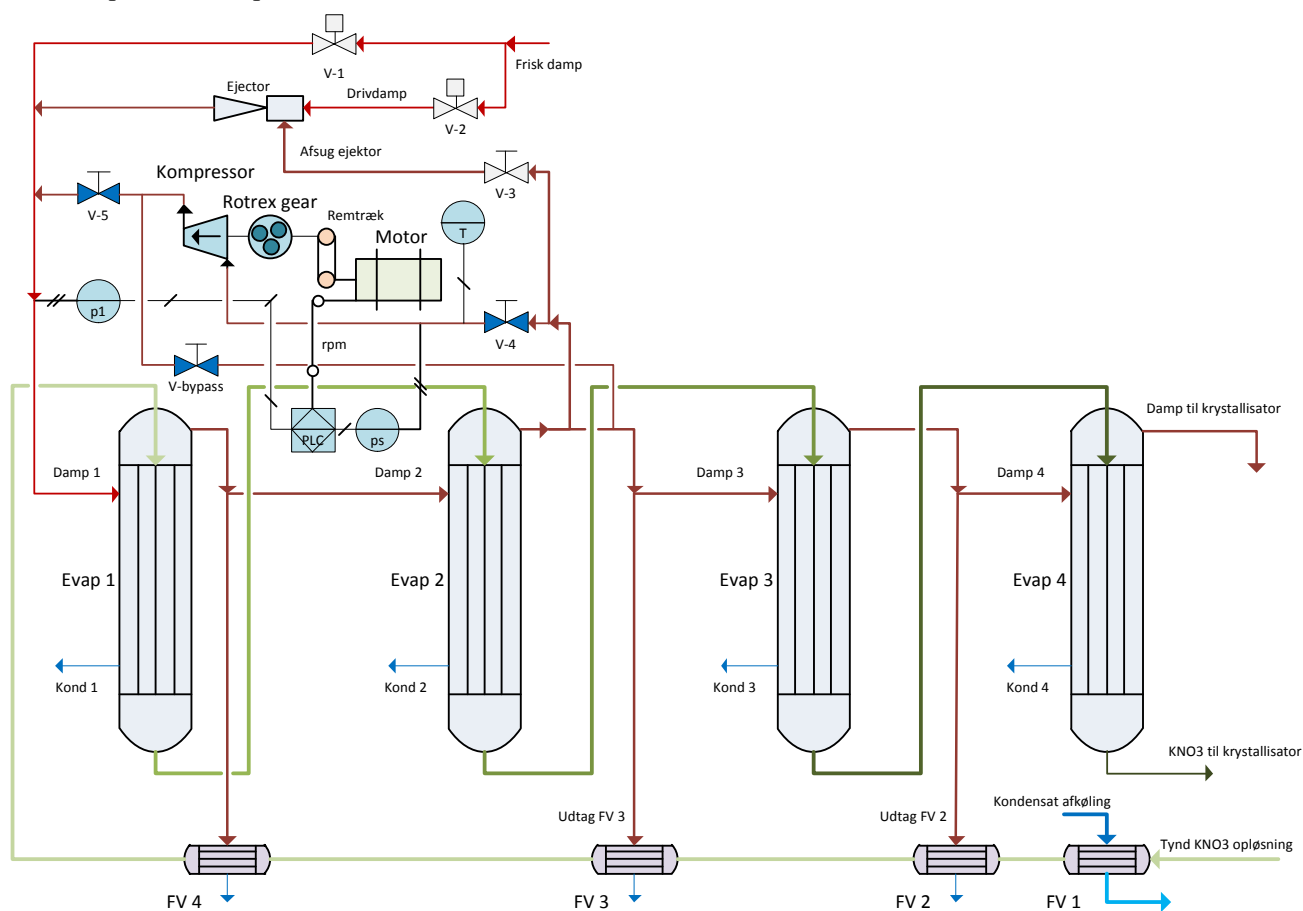
Haldor Topsøes katalysatorfabrik i Frederikssund har velvilligt tilbudt at medvirke i projektet i form af at stille faciliteter til rådighed, hvor den teknologiske løsning kan afprøves under industrielle forhold.

Desuden bidrager Haldor Topsøe med en væsentlig egenfinansiering i form af allokering af mandskab og arbejdstimer til opbygning af forsøgsstanden og tilslutning på inddamperen, samt i form af diverse materialer så som: motor, motordrev, rør, ventiler og måleudstyr samt implementering af måleparametre i SRO-systemet. Endelig har Haldor Topsøe planlagt driften af den pågældende inddamper, så vi kunne køre forsøget uden afbrydelser.

Haldor Topsøes interesse for at deltage i forsøget begrundes bl.a. med muligheden for at få afdækket om en relativt billig kompressortype vil være velegnet at indbygge i et MVR-system, og dermed kan være en attraktiv investering mhp. lavere driftsudgifter til inddampning fremover.

7.1 Industriel demonstration på 4-trins inddamper

Inddamperen, der er udpeget til demonstration med en Rotrex kompressor i en MVR løsning, er en 4-trins inddamper (se skitsen i Figur 17), der er udstyret med termisk dampkompression (TVR) ved hjælp af en dampejektor, der arbejder over de første to trin.



Figur 17. Skitse af forsøgsanlæg indbygget på 4-trins inddamper med 2-trins TVR.

Det vil sige at ejektoren afsuger en delstrøm af damp efter 2. trin, som med hjælp af højtryksdamp rekomprimeres i ejektoren og sendes ind som drivdamp på 1. trin. Den resterende damp fra 2. trin (bortset fra evt. dampudtag til opvarmning af fødestrøm) driver trin 3, som driver trin 4. Dampen fra trin 4 driver derefter en krystallisator.

Inddamperen opkoncentrerer en vandopløsning af kaliumnitrat (KNO_3) i medstrøm således at drivdamp og fødestrøm tilføres på samme inddampertrin (1.trin). Der sker en stigende kogepunktsforhøjelse for stigende koncentration af opløsningen. Normalt er trykket af damp, der driver inddamperen, ind på 1. trin omkring 1 bara.

Der er valgt at anvende den største Rotrex (C38-91) kompressor i demonstrationen. Denne kompressor kan netop yde det krævede trykforhold til at den kan indpasses, så den arbejder parallelt med den eksisterende TVR (virker over de samme to trin). Den kan således delvist substituere den eksisterende TVR eller supplere.

Indpasningen af Rotrex-kompressoren (med automatisk regulering) er også vist i skitsen i Figur 17. Kapaciteten på den valgte kompressor er tilpas lille til, at den kan kompenseres ved at justere styringen af ejektoren.

Denne MVR applikation er atypisk i sin installation i den forstand, at den forholdsvis lille kompressor kun i begrænset omfang øver indflydelse på sugetrykket og afgangstrykket, som har betydning for hvordan styringen bør være, for bl.a. at sikre at kompressoren altid kan levere tilstrækkeligt trykforhold.

Inddamperen består af 4 praktisk taget ens inddamper-trin. Med en TVR over de første 2 trin bliver belastningen ”skæv”, idet de to første trin nu vil køre med en højere ydelse (de skal udkondensere mere damp) end de to sidste. Denne effektskævhed vil blive yderligere udtalt, hvis den nye MVR supplerer TVR i stedet for at substituere.

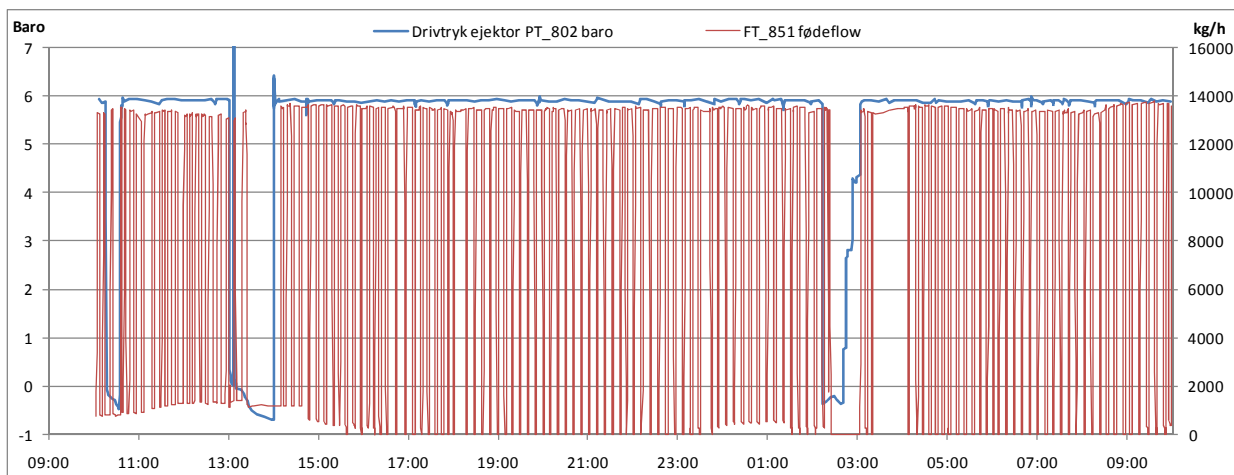
Placeringen af kompressoren over de to første trin er dog valgt ud fra opnåelse af et tilpas højt sugetryk, idet kapaciteten på kompressoren vil være betydelig mindre, hvis den suger efter 4. trin og leverer ind på eksempelvis 3. trin. Tab i motordrev og gear vil kun delvist blive skaleret ned ved lavere sugetryk og dermed bliver tabene relativt til kompressorens arbejde større.

Det relativt store tab der vil være i gearet ved indbygning af MVR over trin 3 og 4 kunne dog undgås ved at sammenbygge en stor kompressor med et mindre gear, og dermed for en inddamper med en mere jævn belastning på de 4 trin. En sådan ændring af Rotrex enheden har dog ikke været på tale grundet det aktuelle projektbudget.

7.2 Driftsdata på inddamperen

Fødeflowet til inddampertrin 1 reguleres efter niveauet i dette trin. Vi har fået oplyst at der skulle være tale om en kontinuert niveauregulering, som indstiller ventilpositionen i forhold til det aktuelle niveau.

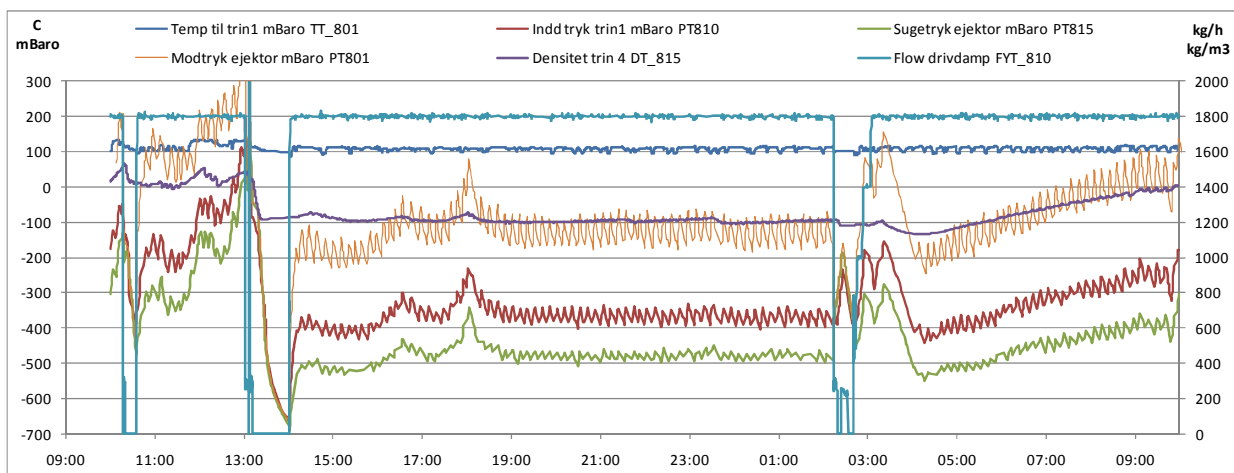
I en driftssituation fra 29. og 30. maj 2011 (se Figur 18) fungerer det dog i realiteten som en on-off regulering. Den realiserede on-off drift af fødeventilen bevirker ret kraftige periodevis variationer i temperatur og tryk på trin 1, som forplanter sig til tryk og temperaturer i inddamperanlæggets øvrige trin (se Figur 19 og Figur 20).



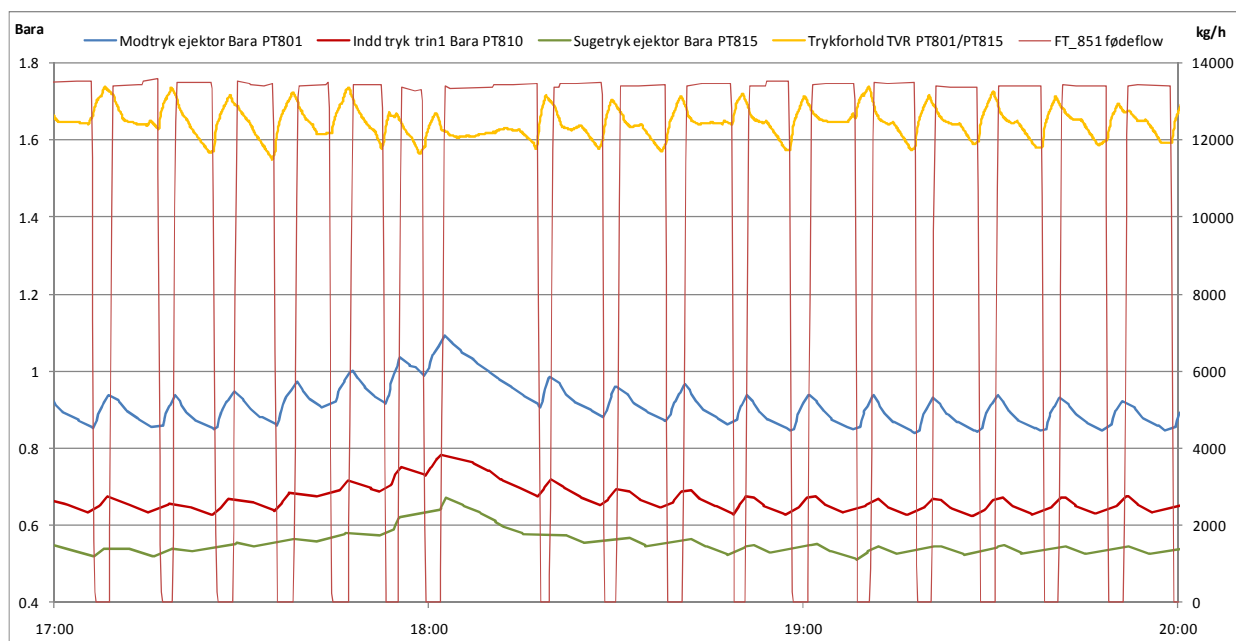
Figur 18. Driftsdata på TVR-inddamper over et døgn, med on-off regulering af fødeflow.

En mere stabil drift og regulering, er ønskværdigt i forbindelse med den konkrete MVR løsning. En mulighed kunne være at den nuværende regulering undersøges og evt. udskiftes med en bedre niveauføler fx. i form af en rardar sensor i toppen af beholderen, som måler afstanden ned til overfladen, eller en differenstrykmåling mellem bund og top af beholderen til løbende bestemmelse af væskesøjlen i trin 1.

Haldor Topsøe har mens opbygningen af forsøgsstanden fandt sted oplyst at reguleringen af inddamperen i mellemtiden (siden driften fra maj 2011) var blevet forbedret.



Figur 19. Andre driftsparametre på TVR- inddamper i den samme periode som i Figur 18.



Figur 20. Fødeflow og afledte forstyrrelse i trykkene i trin 1 og drivdamp ind på trin 1 (modtryk ejektor).

Krystallisatoren bestemmer bagtrykket for inddamperen. Topsøe ønsker så lavt et tryk og så lav en temperatur, som muligt i krystallisatoren, uden at der sker udkrystallisering i fx rør.

Drøvling af ejektorens sugeledning styres efter en trappefunktion i forhold til densitet af inddampningsvæsken på 4. trin, bortset fra ved åbning mindre end 25%, hvor der er en gradvis lukning, som funktion af densitet fra trin 4. Bjarne Sørensen (HT) anførte at begrundelsen for trappefunktionen er, at der er tale om en butterfly-ventil, hvor kapaciteten ikke ændres voldsomt når åbningen kommer over 25%.

Reguleringsventilen på højtryksdrivdamp til ejektoren, regulerer massestrømmen af drivdamp, som måles. Det ønskede masseflow af højtryks drivdamp er beregnet ud fra flere parametre.

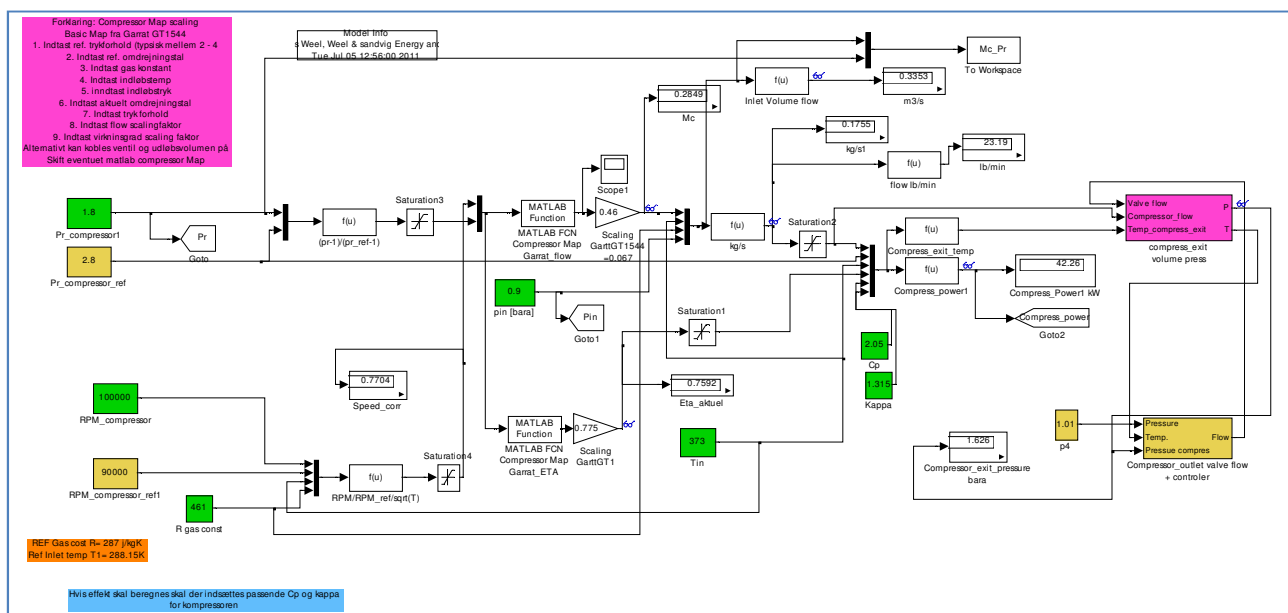
I relation til en MVR, der arbejder parallelt med TVR-systemet (ejektoren), kan de førømtalte periodevis variationer i tryk og dermed variation i trykforhold over TVR og MVR (se Figur 20) være u hensigtsmæssige.

Det relativt lille MVR-system parallelt med et større TVR-system gør denne applikation meget speciel ved at den mekaniske kompressor (MVR) kun i mindre grad over indflydelse på trykforholdet, og dermed må kompressoren styres efter det aktuelle trykforhold, så det sikres at driftspunktet i kompressormappen er fornuftigt ved det tilsvarende trykforhold. Hvis der ikke er nogen aktiv omdrejningsregulering af kompressoren eller regulering af bypass ventil, kan man således risikere at kompressoren kommer til at køre i et ugunstigt driftspunkt med lav virkningsgrad eller evt. kommer i en surge-tilstand. Det er dog ikke muligt inden for rammerne af dette projekt at indbygge en avanceret regulering af kompressoren.

7.3 Simulering af kompressorperformance

For at være mere sikker på at systemet kan fungere hensigtsmæssigt, er der inden igangsætning af forsøgsdriften lavet en del beregninger af hvordan kompressorens performance vil være med vanddamp.

I Matlab er formuleret modeller af kompressoren, som er skaleret ud fra en anden kompressor og omregnet til vanddamp (se Figur 21). Grønne felter er til indtastning af variable parametre mens gule felter er modelparametre.



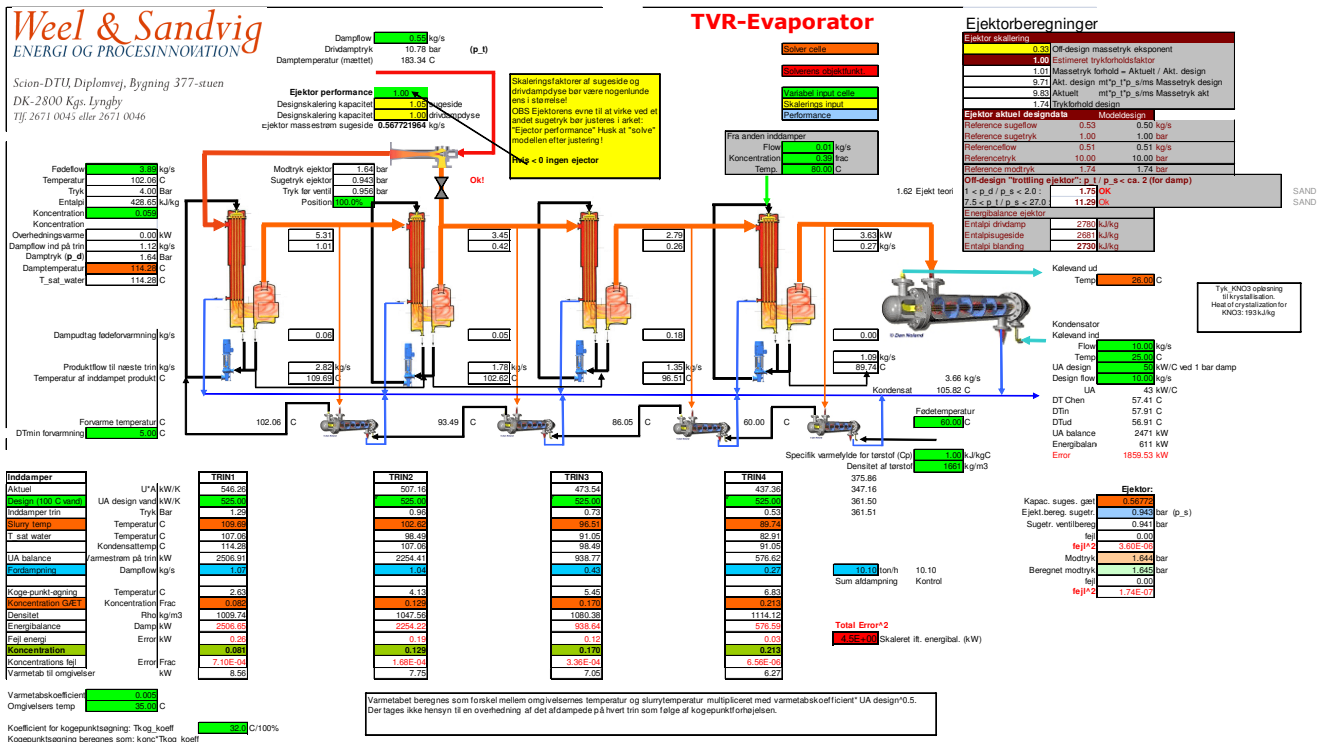
Figur 21. Matlab/Simulink simulering skaleret til ROTEX C38-81 ud fra kompressormap for Garrat GT1544 og konverteret til damp.

7.4 Statiske beregninger på inddamperen

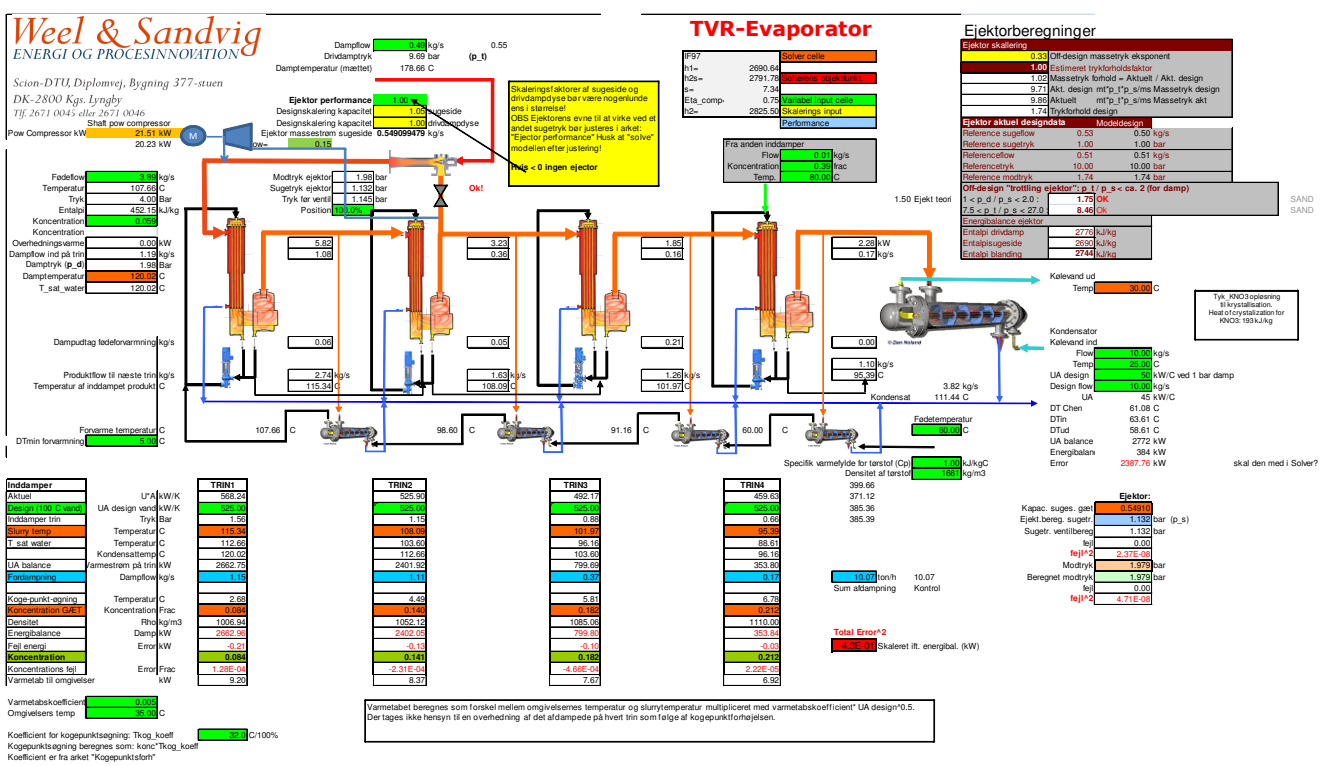
I regneark er opbygget en model af inddamperen og ejektoren (se Figur 22), som kan simulere hvorledes TVR-inddamperen vil opføre sig under forskellige driftsforhold.

Med beregningsmodeller, som omtalt i forrige afsnit, er beregnet hvordan kompressorens performance vil være ved de driftsbetingelser, som normalt vil være gældende, med den valgte indplacering af kompressoren på inddamperen.

Resultaterne herfra er benyttet til at integrere Rotrex-kompressoren (C38-81) som en MVR løsning parallelt med TVR i regnearksmodellen af inddamperen (se Figur 23). Denne model er bl.a. benyttet til at undersøge hvordan Rotrex-kompressoren vil påvirke systemet, og hvilken marginal effektfaktor (el i forhold til varmeindholdet i sparet drivdamp), der kan forventes af løsningen.

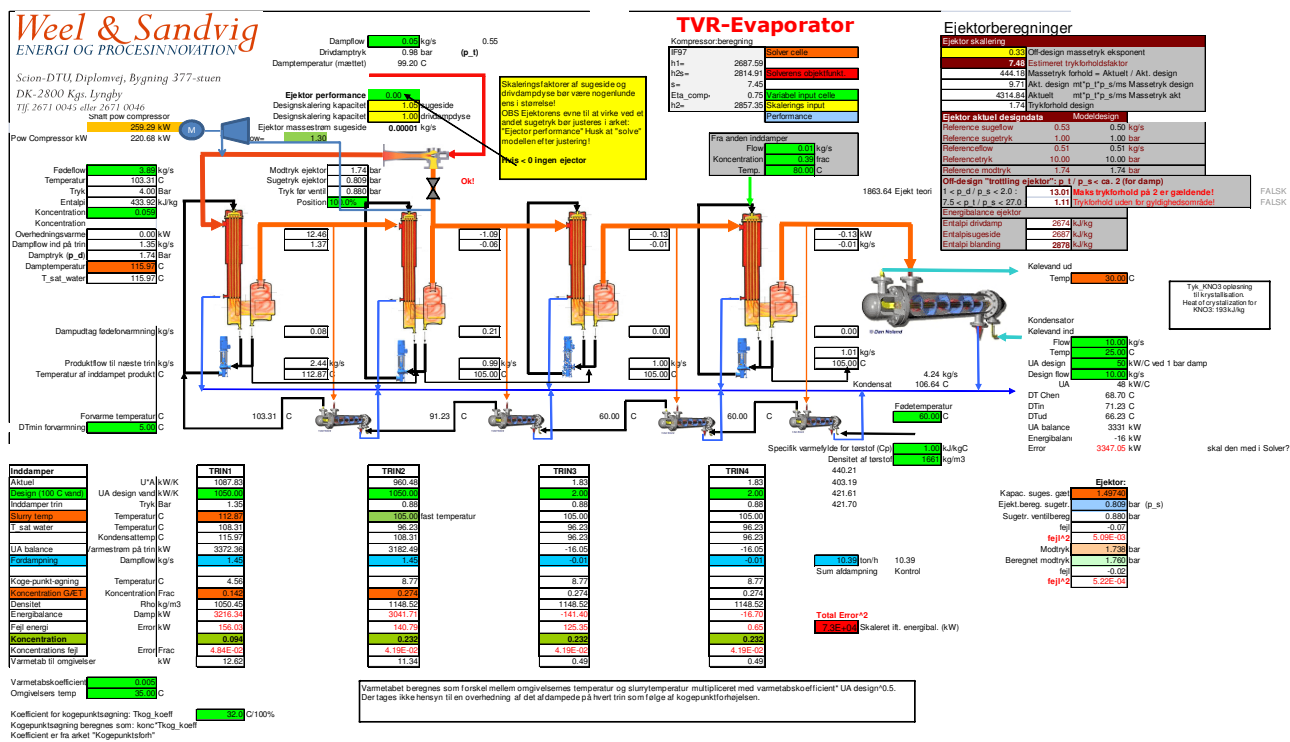


Figur 22. KNO₃ inddamper hos Topsøe med basis data.



Figur 23. Beregnede driftsdata på KNO₃ inddamper, når Rotrex C38-81 arbejder parallelt med TVR systemet.

Endvidere er der lavet en anden regnearksmodel som kan regne på en modificeret udgave af 4-trins inddamperen, så den i stedet virker som en 2 x 2-trins MVR løsning, hvor ejektoren ikke benyttes. Inddamperen drives nu med 7 stk. C38-81 Rotrex-kompressorer, som arbejder parallelt over 2-trin (se Figur 24). Kompressorerne er i denne løsning koblet til fælles manifold på suge- og trykside, hvorfra der hhv. afsuges og tildeles damp til de to parallelle 2-trins inddampere. I de tre scenarier er der næsten ens temperaturer på kondensatet (ved kogepunktet).



Figur 24. Beregnet data for KNO₃ inddamper fuldt ombygget til MVR i en 2 x 2-trins konfiguration.

7.5 Overslag på økonomi ved ombygning til Rotrex-MVR

I konfigurationen 2x2 MVR løsning, viser en beregning at trykforholdet over kompressorerne skal være 2.1 ved et sugetryk på 0.88 bara. Den krævede kapacitet på inddamperen i denne konfiguration kan klares med 7 stk. Rotrex kompressorer af typen C38-81 ved et omdrejningstal på cirka 105000 rpm.

I Tabel 1, er vist et groft overslag på økonomien ved ombygning af TVR-inddamperen til en Rotrex-baseret 2-trins MVR inddamper, hvor de fire nuværende inddampertrin i stedet kobles parallelt i 2 to-trins inddampere, svarende til beregningen i Figur 24.

Beregnen viser at driftsudgiften til damp (naturgas) kan reduceres med årligt 0.9 mio. kr. (svarende til 47%) for en investering på anslået 1 mio. kr. Dette giver en tilbagebetalingstid af investeringen på cirka 1.1 år. Den 2 x 2 koblede MVR løsning giver i forhold til den nuværende 4-trins TVR inddampning en COP på cirka 6.

Driftsøkonomi ved ombygning af TVR inddamper til Rotrex-baseret MVR på H. Topsøe inddamper					
Forudsætninger:			TVR	MVR 2 x 2	
Årlig driftstid	5000 timer		Dampforbrug 0.55	0.05	kg/s
Brændværdi af naturgas	11 kWh/nm ³		Elforbrug	0.23	MW
Virkningsgrad dampkedel	0.9		COP ift TVR	6.0	
Varmebehov dampproduktion	2.5 MJ/kg				
Pris for naturgas	2.8 kr/nm ³	Årlig energiforbrug til damp	7638.9	694.4	MWh
Pris for el	650 kr/MWh	Årlig elforbrug		1150	MWh e
		Udgift til gas	1.944	0.177	Mio.kr./år
		Udgift til el		0.748	Mio.kr./år
		Vedligehold af kompressor		0.100	Mio.kr./år
		Samlet driftsudgift	1.944	1.024	Mio.kr./år
		Besparelse ved ombygning til MVR		0.920	Mio.kr./år
		Anslået investering til kompressorer og ombygning af inddamper inkl. SRO:		1.0	Mio. kr.
		Tilbagebetalingstid (simpel)		1.1	År

Tabel 1. Økonomioverslag ved ombygning af TVR-inddamper til Rotrex-baseret MVR.

7.6 Regulering af kompressoren

I det følgende er angivet tre muligheder for regulering af kompressoren.

A: Kompressorens hastighed tænkes reguleret efter sugetryk og modtryk (trykforhold) ud fra en indlagt korrelation (afledt af kompressormap). Dette kan sikre at kompressoren ikke kommer for tæt på surge-linien og i øvrigt kører tæt på det optimale omløbstal (høj virkningsgrad) i forhold til det aktuelle trykforhold. Det er dog en forholdsvis avanceret (modelbaseret) regulering, der i så fald skal implementeres på kompressoren.

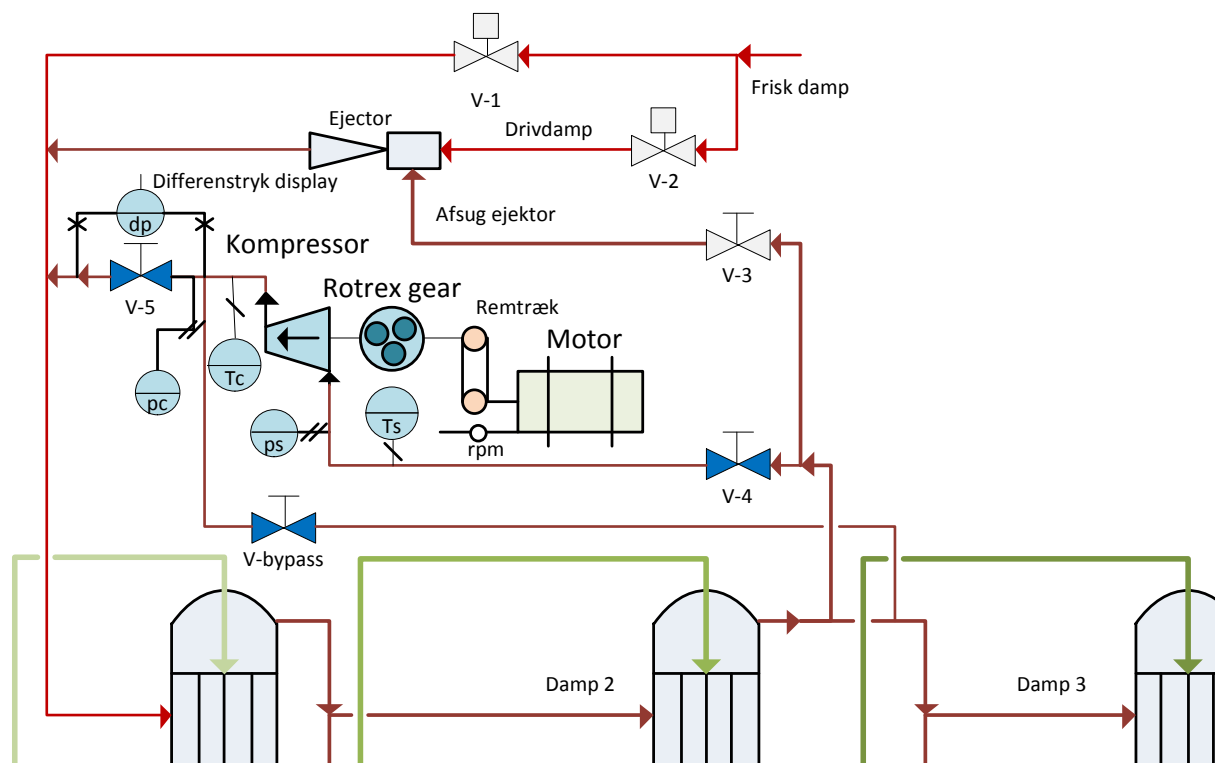
B: En mere simpel regulering, hvor omløbstallet løbende korrigeres i forhold til at opretholde et konstant trykfald over ventilen V-5, som er delvist lukket (se skitsen i Figur 17). Når trykfaldet afviger fra det specificerede sendes et signal om ændring af omløbstallet.

C: Ingen regulering af omløbstal. Omløbstal på turbinen indstilles kun manuelt via input til motorens frekvensomformer. Med mindre der er personale der konstant overvåger driften vil denne løsning kræve en ret stabil drift af inddamperanlægget eller at kompressoren har et rigeligt stort spænd i trykforhold ved det anvendte omløbstal.

I det aktuelle projekt er der, af hensyn til de stærkt begrænsede ressourcer, valgt den simple reguleringsform C. Kompressoren bør da, hvis den kører uovervåget, køre med en ret høj hastighed (så driftspunktet ligger langt fra surge-linien), så der er mindre risiko for at trykforholdet, ved driftsforandringer på inddamperen, på et tidspunkt overstiger kompressorens maksimale trykforhold.

7.7 Start og stop af MVR

I Figur 25 er vist skitse af MVR-kompressoren med manuelt betjente ventiler og måleudstyr. Tryk og temperaturer før og efter Rotrex-kompressoren logges i Haldor Topsøes datasystem (Satline).



Figur 25. Skitse af MVR-delen (Rotrex-kompressoren) med måleudstyr.

Den manuelle opstart af MVR (alternativ C) sker når inddamperen er i en stabil drift og med ventilerne V-4, V-5 og V-bypass alle lukkede.

V-4 og V-bypass åbnes nu helt hvorefter MVR Rotrex kompressoren startes med et ret moderat lavt omløbstal. Der reguleres herefter gradvist op (helst efter en ikke for stejl rampe) til det ønskede omløbstal, der er beregnet på forhånd med udgangspunkt i det aktuelle suge- og modtryk efter V-5.

Når hastigheden er nået, lukkes V-bypass langsomt (manuelt) indtil trykket efter kompressoren bliver lidt højere end trykket ind på trin 1. Denne trykdifferens (over V-5 ventilen) måles og kan ses på et lokalt display.

Herefter åbnes V-5 ganske langsomt samtidigt med at bypass ventilen gradvist lukkes (begge ventiler er manuelt betjente), således at der til stadighed er et højere tryk mellem kompressor og V-5 end på den anden side af V-5. Proceduren fortsættes indtil bypass ventilen er helt lukket.

Kompressorens driftspunkt kan nu varieres ved moderate justeringer på positionen af V-5.

Nedlukning af MVR sker modsat ved at V-bypass gradvist åbnes samtidigt med at V-5 gradvist lukkes manuelt, således at der hele tiden opretholdes et trykfald over V-5 i retningen fra kompressor til trin 1. Når V-5 er helt lukket, kan kompressorens omløbstal reduceres gradvist (afkøling af kompressor) indtil kompressor er stoppet. Evt. lukkes ventilerne V-4 og V-bypass herefter.

7.8 Opbygning af forsøgsopstilling

7.8.1 Remtræk

Remtrækket til Rotrex kompressoren består af en Poly-V rem af typen PK med 8 ribber (PK-1860-8, profilhøjde 4.5 mm, ribbeafstand 3.56 mm), som driver Rotrexgearet fra motoren ved et udvekslingsforhold på 3.75 (300/80), hvor diameteren på Rotrex kompressorens pulley er på 80 mm.

Der er tale om et højhastigheds remdrev, som både overskrider den maksimale hastighed på pulley og den maksimale remhastighed. Bl.a. derfor anvendes en dynamisk remstrammer med $\varnothing 76$ mm rulle (se Figur 26), som skal sikre korrekt tilspænding, når remmen udvides ved ændringer i temperatur og ved almindelig strækning.

Med en maksimal hastighed på kompressoren på 105000 rpm og et udvekslingsforhold i Rotrex gearet på 7.5 bliver pulley-hastigheden på 14000 rpm. I remkatalog (fra Jens S.) angives værdier op til en pulleyhastighed på 10000 rpm.

Med en diameter af pulley på 80 mm. bliver den maksimale remhastighed cirka 59 m/s, som er lidt over den maksimale hastighed på 55 m/s, som opgivet i Tabel 2. Motorens remskive har en diameter på 300 mm (udvekslingsforholdet er cirka 3.75), og skal således køre med maksimalt 3730 rpm svarende til cirka 63 Hz fra motordrevet (VFD).

Remmen med 8 ribber er fra tabelopslag i Jens S. katalog i den aktuelle opstilling beregnet til kun at kunne overføre 21 kW ved en pulley på 80 mm og 10000 rpm. Effekten er faktisk faldende når omløbstallet bliver højere end 8000 rpm. Dette må skyldes at virkningen af at remmen slynges ud af sporene i pulley (mindre friktionskraft mellem rem og pulley) nu dominerer i forhold til den lineære sammenhæng mellem overført effekt og hastighed.

Ifølge dimensioneringstabellen fra Jens S. kataloget burde der faktisk vælges en rem med 12 ribber. Rotrex anvender imidlertid kun pulleys med 8 ribber og anvender kun remme med 6 ribber. Remmen skal have en opspænding på 90-110 N/ribbe jf. Tabel 2, og med 12 ribber kan denne opspændingskraft på Rotrex-gearets lejer muligvis blive for stor. Desuden svarer bredden på rullen af den dynamiske remstrammer netop til bredden af en 8-ribbers rem. Der ligger således flere kompromiser og begrundelser bag valget af en rem med 8 ribber.

Intentionen med den dynamiske remstrammer er at medvirke til at remmen ikke så nemt slipper pulley ved meget høje omløbstal og sikre korrekt remspænding når remmen belastes og gradvist strækkes.

		J	K	L	M
Vikt	g/m/ribba	9,5	16,6	33,7	121
Max remhastighet	m/s	60	55	50	40
Min skivdiameter	mm	18	50	70	180
Min diam inv spännrulle	mm	25	50	70	180
Min diam utv spännrulle	mm	50	65	120	280
Installationsspänning	N	35-40	90-110	140-160	450-550

Tabel 2. Begrænsninger for poly-V remtræk fra Goodyear (uddrag af remkatalog fra Jens S.).

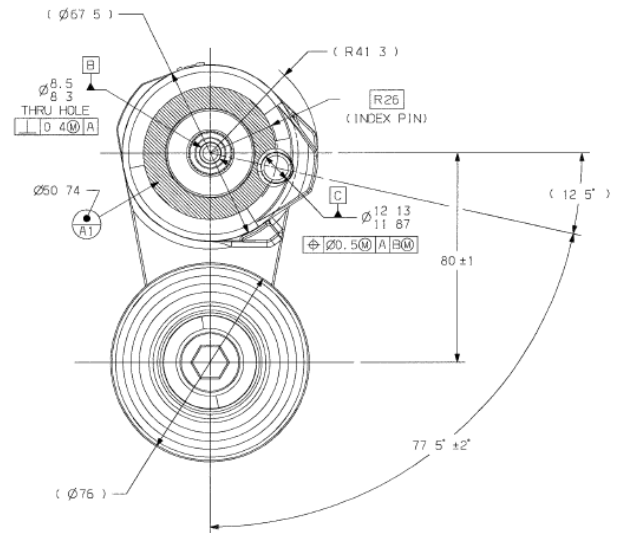
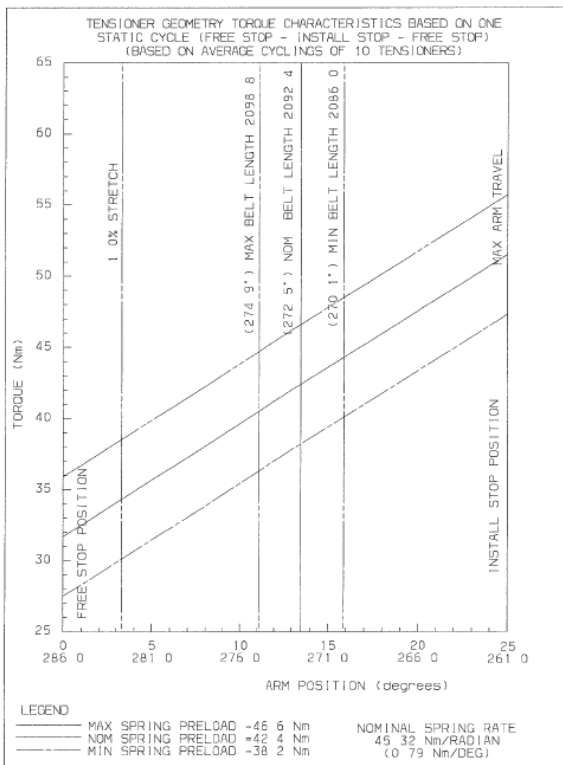


Figur 26. Den dynamiske remstrammer (som benyttes i Ford biler).

Remmen bør have en opstramning på omkring 800 N. Dette kan kontrolleres ved at nedtrykke det frie remstræk ned med 2 cm vinkelret på remmens retning og nedtrykningskraften skal da være cirka: $2 \cdot 800 \text{ N} \cdot \frac{2}{30} = 107 \text{ N}$ (vinkelret ind mod remmen).

Remstrammeren monteres således at remmen kan opnå denne opstramning, samtidig med at remstrammeren har tilpas bevægelighed til at kunne optage remmens udvidelse med tiden. I diagrammet for remstrammeren (se Figur 27) ses at remstrammeren med normal forspænding og 11 grader yder et moment på cirka 40 Nm. Med en momentarm på 80 mm (jf. tegning i Figur 27) svarer det til en kraft på $40 / 0.08 \text{ Nm/m} = 500 \text{ N}$ vinkelret ind mod remmen.

Med en kraft på 500 N må indtrykningen af remmen gøres ret stor for at remmens kraftkomponenter kan udbalancere remstrammerens kraft. En stor indtrykning kan dog være en ulempe for remmens holdbarhed, når remmen bøjes på denne måde. I Tabel 3 er beregnet hvordan remstrammeren skal monteres i forhold til remmens forløb, med en given aktivering af remstrammerens arm.



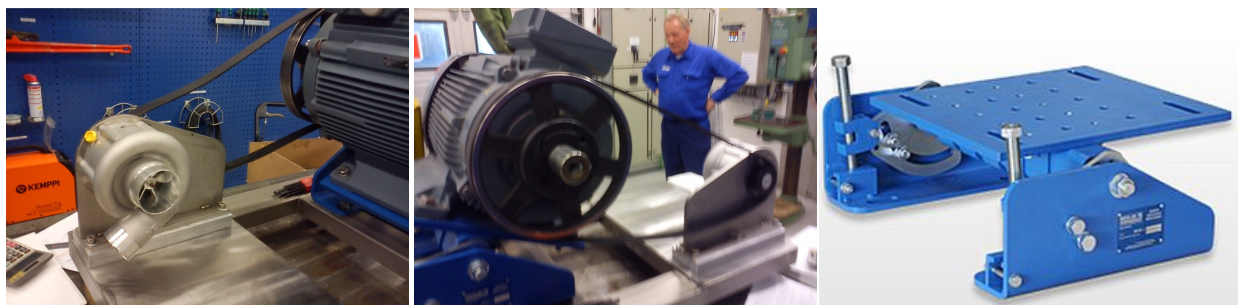
Figur 27. Moment på dynamisk remstrammer sfa. drejning af arm i grader. Vandringen er maks. 25 grader. Til højre ses at momentarmen er 80 mm., ved vinkelret nedtrykning på remmen.

Arm remstrammer (centerafstand mellem bolt og rulle)	80 mm			
Moment (ved minimum forspænding og 13.5 grader)	38 Nm	475 N vinkelret på bevægelsen af arm		
Moment ved normal forspænding og 13.5 grader	42 Nm	525 N vinkelret på bevægelsen af arm		
Remspænding krævet	800 N	C	mm	
Resultierende kraft fra rem	475 N	D	mm	
Momentbalance	0.0 Nm	Alfa	42.9 °	0.75 rad
Rullediameter	76 mm	Beta	5.02 °	0.09 rad
A	600 mm			
B	170 mm			

Vinklen beta skal være lille (mindre end 5 grader). Beregningen af momentet på strammerullen beregnes da ved at indtaste tre længder: E, X og Y. Hvor X måles i retningen parallelt med og Y vinkelret på den angivne centerakse for strammerulle og bolt (se skitse).

E	45 mm	(vinkelret afst. fra center af bolt til rem)
X	107.5 mm	$\sqrt{\text{Momenttejl}^2} = 0.00 \text{ Nm}^2$
Y	100 mm	

Tabel 3. Beregning af position af remstrammer ved ønsket remspænding.



Figur 28. Opbygning af motorramme og montage af Rotrex kompressor. Til højre motorslæde (Rosta MB50), som også har en integreret dynamisk remstrammer.

Det blev besluttet at forsøgsopstillingen skal suge damp fra dampen efter 2. inddampertrin via en afgrening på damprøret ind på 3. trin (se Figur 29 røret i bunden af billedet til højre).

Dampen sendes efter kompressoren ind på drivdampledningen umiddelbart under tryksikringsventilen (se Figur 30), som derved skal hæves, så der er plads til et T-stykke. Endvidere afgrener en bypass-streng umiddelbart efter kompressoren, som kan lede dampen retur nedstrøms sugepunktet i dampledningen ind på trin 3. Derved kan kompressoren køre uden at skulle levere damp ind på trin 1, hvilket er nødvendigt under opstart og nedlukning og i øvrigt til testforsøg.

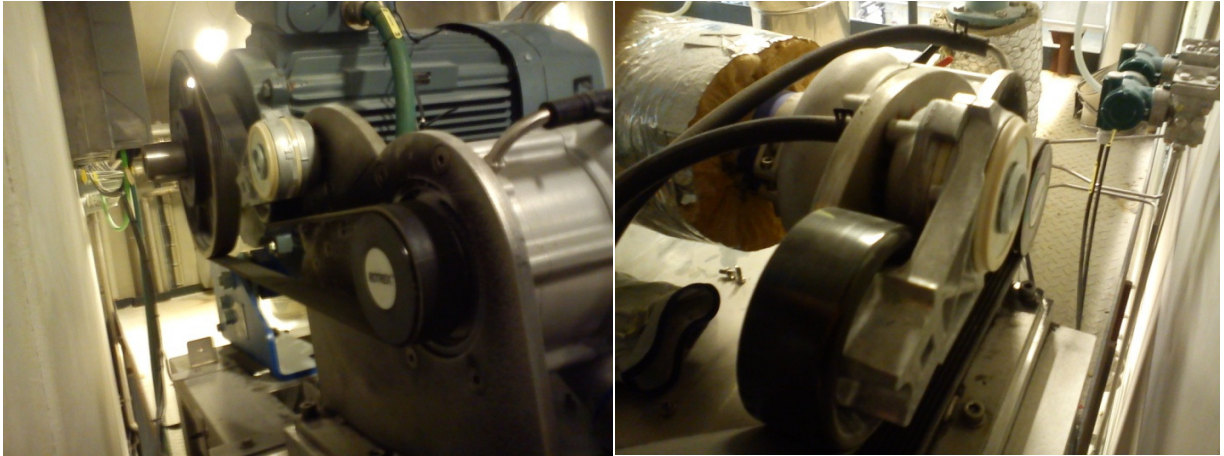


Figur 29. Til venstre: Billede af ejektor (indkapslet i isolering med beskyttelseskapper). Det lodrette rør helt til højre i billedet er afkast damp fra 2. trin på inddamperen, som ejektoren suger fra inden røret fortsætter videre op gennem dækket og ind på 3. trin.

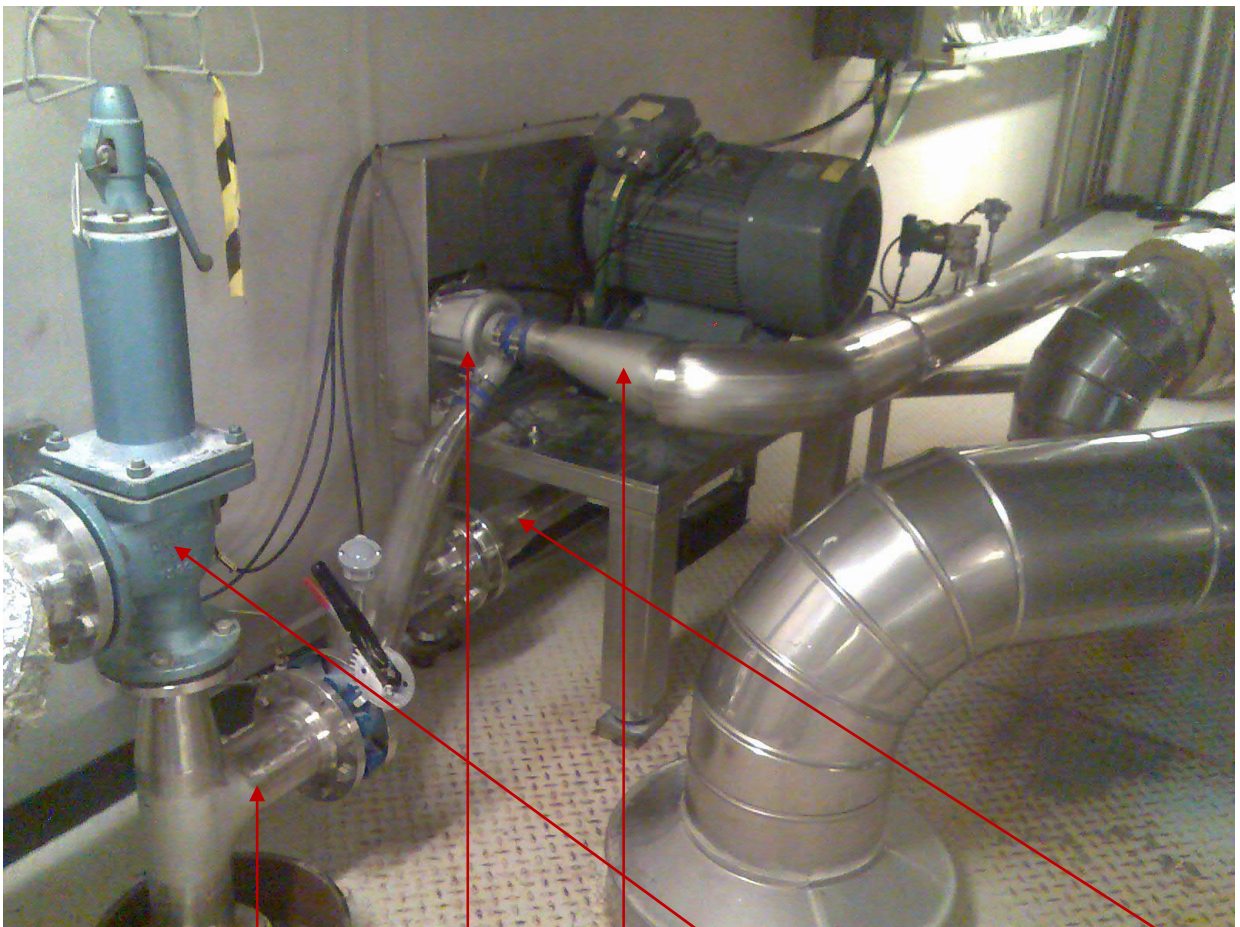
Til venstre: Mogens Weel (Weel & Sandvig) og Bjarne Sørensen (Haldor Topsøe) på øverste dæk ved inddamperen, hvor forsøgsopstillingen med MVR løsningen skal opstilles og tilkobles inddamperen.



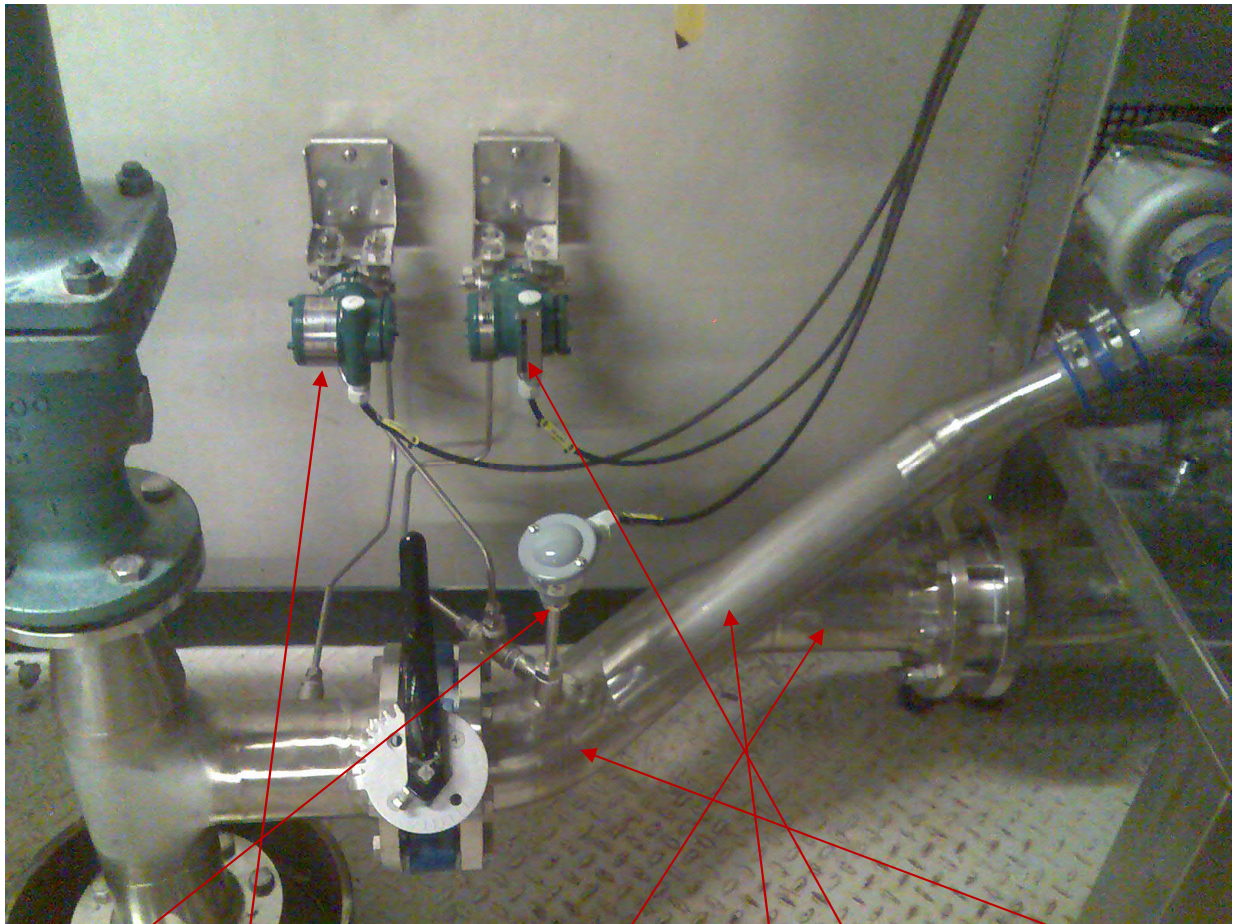
Figur 30. Til venstre: Øverst i billedet ses ejektorens diffusor og afgrening op gennem dækket til tryksikringsventil. Til højre: Tryksikringsventilen set oppe fra dækket og damptilførselsrør til 1. og 2. trin.



Figur 31. Remdrev med remstrammer.



Figur 32. Forsøgsopstilling. Rotrex-kompressor. Sugeledning forbundet til afkast fra 2. inddampertrin. Bypass returledning. Drivdampledning til 1. inddampertrin og med tryksikringsventil ovenover. Sugeledningen har faldet væk fra kompressoren, så kondensat og vanddråber ikke løber ind i kompressoren.



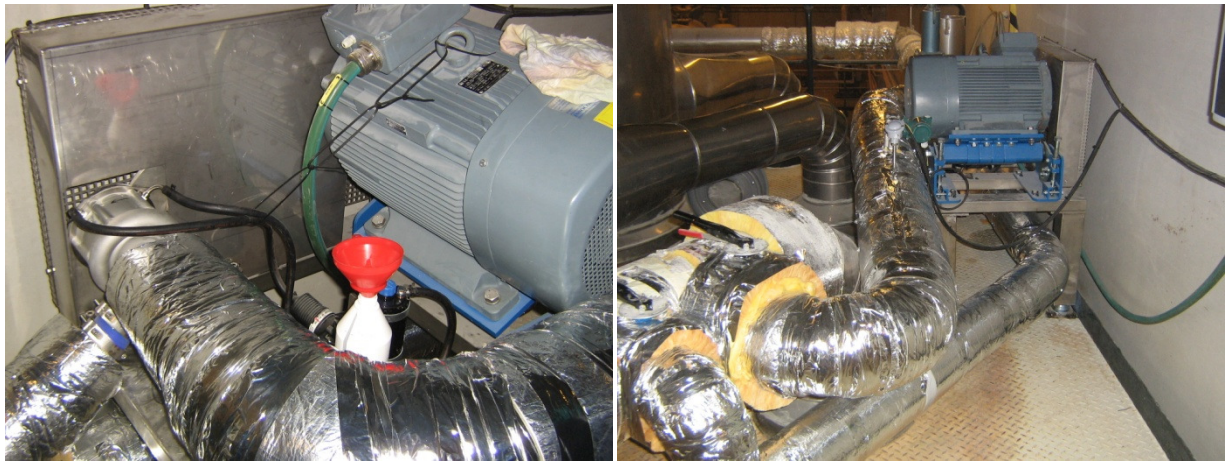
Figur 33. Differenstrykmåler over ventil i kompressorafkast, trykmåler på kompressorafkast og temperaturmåler i kompressorafkast. Bagerst ses bypass linie. Afgangsrør DN 89 som munder ud i DN100 på begge sider af ventilen, hvor trykdifferensen måles for at sikre at kompressoren leverer tilstrækkeligt tryk.



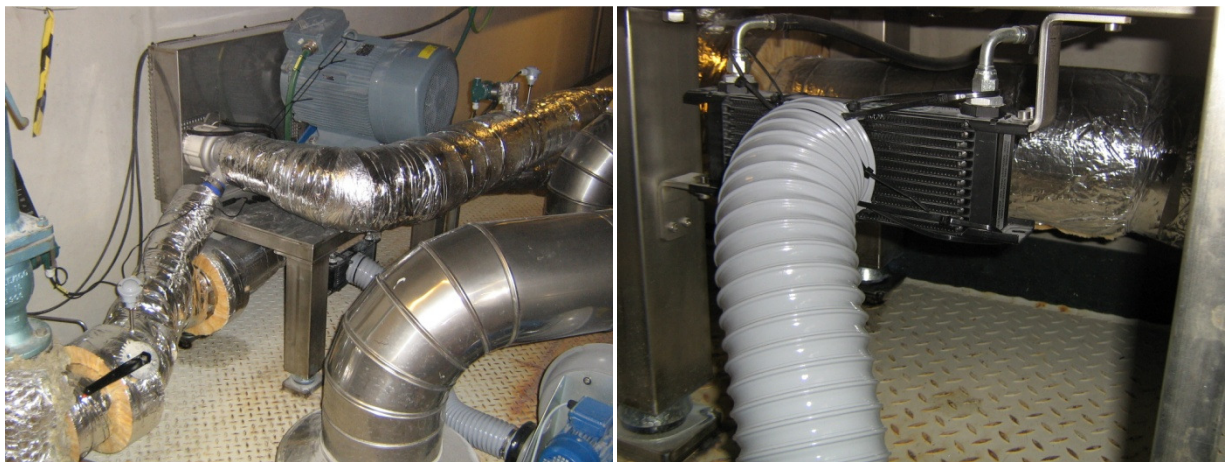
Figur 34. Sugeledning DN150 med trykføler og temperaturføler. Efter bøjningen ses suge- og bypass-ventil, hvor sidstnævnte er placeret cirka en halv meter nedstrøms, hvor der suges fra.



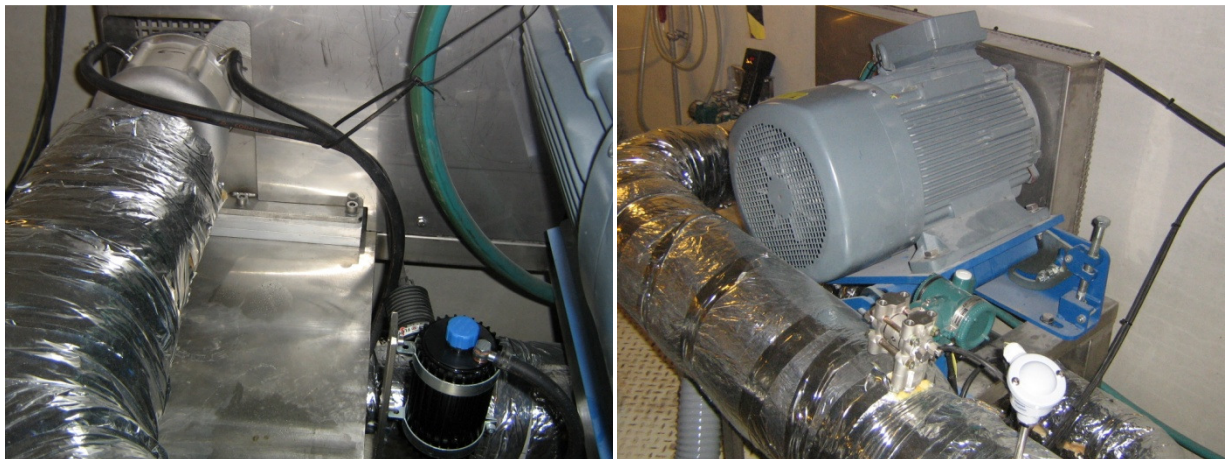
Figur 35. Nærbillede af Rotrex turbo-kompressor med blå siliconeslanger på ind- og udløb, og til højre Danfoss 55 kW frekvensdrev.



Figur 36. Damprør til og fra kompressor med varmeisolering.



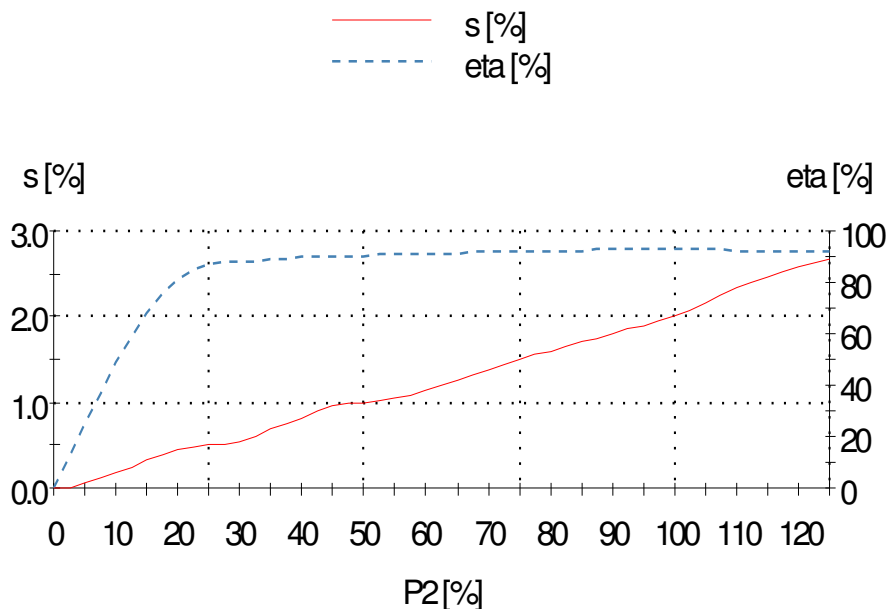
Figur 37. Luftblæser med grå slange videre til oliekoeler.



Figur 38. Tv.: Oliekreds hvor magnetfilter ses bag oliebeholder. Oliepumpen (vanepumpe) er integreret i gearet. Th.: Motor på motorslæde med indbygget dynamisk remstrammer og opspændingsmekanisme, hvorfra remmens stramning kan justeres.

7.8.2 Motordrev

Haldor Topsøe har stillet motordrev til rådighed i form af en 37 kW 2-polet asynkronmotor (VEM K21R 200 LX2) og en 55 kW Danfoss frekvensomformer. Motoren er monteret på en motorslæde med indbygget dynamisk remstrammer (Rosta MB50), som vist i Figur 38. Performance kurver for motoren nummeret mindre er vist i Figur 39.



Figur 39. Virkningsgrad og slip på VEM (K21R 200 L2) 30 kW elmotor. I forsøget blev anvendt en lidt større (37 kW VEM motor).

8 Forsøgsdrift

Relevante parametre på inddamperanlægget sammen med nye måleparametre (suge- og afgangstryk, suge- og afgangstemperatur på kompressor og strømstyrken til motor) logges i Satline. Under forsøgsdrift noteres endvidere frekvens og effekt på motordrevet.

Ved drøvling på kompressorens sugeside (V-4 i Figur 25 og Figur 17), kan sugetrykket varieres uafhængigt af inddamperens tryk på 2. trin og ejektorens sugetryk.

Ligeledes kan kompressorens modtryk varieres ved med en drøvling på kompressorens afgangsrør (V-5 i Figur 25), inden det ledes ind på damptilførslen til 1. inddampertrin. Omløbstallet på kompressoren varieres med motorstyringen.

8.1 Afprøvning af forsøgsopstilling

Den 21. de°C. 2011 blev forsøgsanlægget testkørt, primært for at få Rotrex kompressoren "kørt til" under begrænset last og for at se om remdrevet kunne køre tilfredsstillende.

Tilkørsel af Rotrex-gearet skete under en god times drift ved lav belastning (omløbstal på kompressor mindre end 20000 rpm, og minimal trykopbygning i kompressor (fuld åbning på både suge- og bypassventil).

Anlægget fungerede tilsyneladende fint. Temperaturer i olie kredsen blev målt og vurderet og der blev (indikativt) målt vibrationsniveau (med udstyr og software fra Colding A/S) på Rotrex-gearets udvendige side.

Vibrationsmålingen blev arrangeret umiddelbart forinden og var således ikke forberedt til det høje temperaturniveau. Følgelig blev der kun målt vibrationer i starten af forsøget så længe temperaturen på kompressorens gearhus var lavere end cirka 100°C. Accelerometeret blev fastholdt med hånden. Der er derfor ikke tale om helt samme position ved de enkelte målinger, og der må formodes at være både forstyrrende og dæmpende indvirkning fra den manuelle fastholdelse.

Herefter blev omløbstallet på motor (og dermed også kompressor) trinvist sat op. For hvert omløbstal blev der foretaget registreringer af tryk og temperaturniveauer i forsøgsstanden, og løbende vurderet om alt var ok.

For omløbstal på motoren på 2400 rpm og højere blev der ved hjælp af forskellige indstillinger af bypass-ventilen foretaget målinger ved forskellige modtryk på kompressoren. Højeste hastighed på kompressoren i det første forsøg var cirka 93000 rpm.

I den sidste halve time af forsøget ved en kompressorhastighed på cirka 88000 rpm blev forsøgsanlægget koblet ind på inddamperanlæggets trin 1, således at der blev kørt industriel MVR drift over to trin, hvor kompressoren komprimerede damp efter 2. trin, som derefter blev sendt ind på inddamperens første trin.

Efter langsom nedkørsel af kompressor og standsning blev olien i oliebeholderen tjekket. Der var ikke tegn på hverken opskumning, forurening eller olieforbrug.

8.1.1 Måledata fra første forsøg

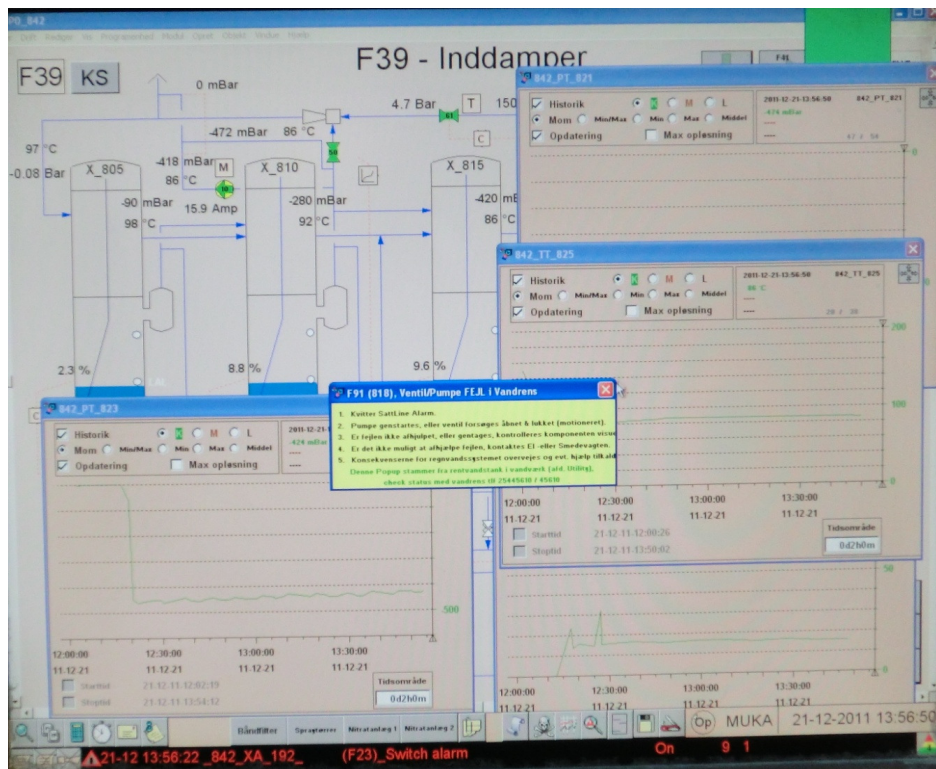
I Tabel 4 og Tabel 5 er vist manuelt aflæste målinger foretaget under den første forsøgsdrift. Aflæsninger er foretaget dels på selve forsøgsopstillingen dels via overvågningsskærm på Haldor Topsøes proceskontrolsystem Satline (se Figur 40).

Forsøg Rotrex-baseret MVR hos Haldor Topsøe				7.5	Udveksling Rotrex gear				Pulley diameter		80	Samlet udvekslingsforh.		28.1			
Dato: 21.dec 2011				T omg	30	3.75		Diam. remhjul motor		300	Temperaturer (målt med TESTO IR)						
Tidspunkt	Ventilpositioner			Komp frekvens Hz	Komp speed rpm	Pulley speed Hz	Pulley speed rpm	Rulle frekvens Hz	Motor frekvens Hz	Effekt kW	Speed rpm	Strøm A	T_overfl komp afg. C	T_overfl komp ind C	T_overfl gear top C	Olietemperaturer	
	V-bypass °	V-4 sug °	V-5 °													køler_ind C	køler_ud C
21-12-11 14:05	90	90	0	399	23963	53.25	3195	160	14.2		852						
21-12-11 14:15	90	90	0	563	33750	75	4500	225	20.2	2.36	1200						
21-12-11 14:25	90	90	0	844	50625	112.5	6750	338	30.2	5.41	1800	19				65	45
21-12-11 14:28	90	90	0	1126	67584	150.2	9011	451	40.3	10.4	2403	24				76	49
21-12-11 14:30		90	0	1126	67584	150.2	9011	451	40.3	10.4	2403	24				83	50
21-12-11 14:40	50	90	0	1125	67500	150	9000	450	40.3	9	2400	22				85	52
21-12-11 14:45	50	90	0	1125	67500	150	9000	450	40.3	9	2400	22				89	55
21-12-11 14:50	60	90	0							10		22				85	53
21-12-11 15:05	60	90	0	1296	77766	172.8	10369	518	46.4	14.4	2765	27.2	113		125	89	55
21-12-11 15:15	90	90	0	1550	92981	206.6	12398	620	55.8	24.3	3306	37.4	122			95	56
21-12-11 15:20	90	90	0										129		139	98	58
21-12-11 15:25	90	90	0	1479	88763	197.3	11835	592	53.1	20.6	3156	33	126		135	97	58
21-12-11 15:28	70	90	0	1479	88763	197.3	11835	592	53.1	20.8	3156	33.3	125.8	79	134	96	58
21-12-11 15:34	60	90	0	1479	88763	197.3	11835	592	53.1	20.5	3156	33	126.6	79.9	134	96	58
21-12-11 15:38	50	90	0	1479	88763	197.3	11835	592	53.1	21.2	3156	33.5	130	80	133	96	59
21-12-11 15:41	40	90	0	1479	88763	197.3	11835	592	53.1	18.8	3156	30.5	144	88	138	98	59
21-12-11 15:46	40	90	30	1479	88763	197.3	11835	592	53.1	20.5	3156	32.5	144.5				
21-12-11 15:50	30	90	90	1479	88763	197.3	11835	592	53.1	20.8	3156	33	135		135	97	60
21-12-11 15:52	0	90	90	1479	88763	197.3	11835	592	53.1	20.7	3156	33	134.5		136	94	60
21-12-11 15:55	0	90	90	1479	88763	197.3	11835	592	53.1		3156						
21-12-11 16:15	0	90	90	1479	88763	197.3	11835	592	53.1	22.2	3156	34.8	135.5	82	136	97	59
21-12-11 16:28	90	90	0														

Tabel 4. Motorhastighed, aflæste ventilpositioner og målte temperaturer under forsøget 21. december 2011.

Tid	Motor rpm	Strøm amp	T_d C	T_s C	p_d mbar	p_s mbar	p_trin1 baro	p_d/p_s beregn	p_d/p_s beregn
14:00		15.9							
14:20		16.8	88	86	-430	-485	-0.09		
14:24		20.2	98	87	-408	-479	-0.12	1.134	1.133
14:30		24.4	107	86	-390	-477	-0.08	1.166	1.162
14:35		23.8	110	86	-389	-475	-0.09	1.164	1.160
14:42		22.8	126		-191	-479		1.55	1.539
14:48	2405	24.1	114		-355	-479		1.23	1.232
15:02	2765	28.4	121		-340	-489		1.292	1.284
15:14	2765	27.5	119	86	-395	-488	-0.09	1.182	1.177
15:17	3300	39	137	86	-362	-478	-0.11	1.222	1.217
15:25	3156	33.6	133	86	-381	-491	-0.1	1.22	1.211
15:27	3156	34.2	134	87	-357	-488	-0.13	1.256	1.250
15:31	3156	34.8	135	87	-309	-489	-0.1	1.35	1.344
15:36	3153	36	140	87	-164	-486	-0.13	1.63	1.611
15:40	3153	31.8	150	86	-5	-484	-0.09	1.94	1.905
15:51	3157	34.4	146	86	-112	-495	-0.08	1.75	1.739
15:54	3153	34.4	146	86	-127	-495		1.73	1.710
16:15	3153	35.5	147	88	-67	-456	-0.04	1.715	1.698
16:28	sættes igen på bypass								
16:30	reguleres ned i hastighed								
16:48		14.9	94	92	-305	-369			1.099
16:55	stop								

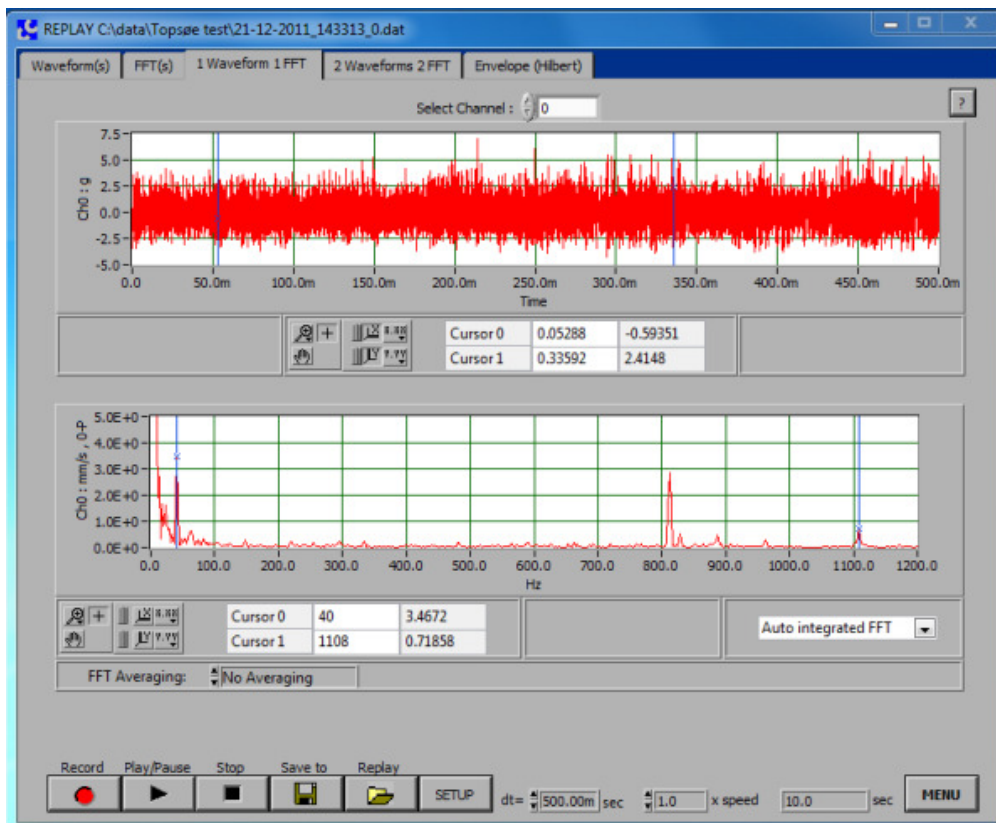
Tabel 5. Skærmaflæste data fra Satline under første forsøgsdrift 21. december 2011.



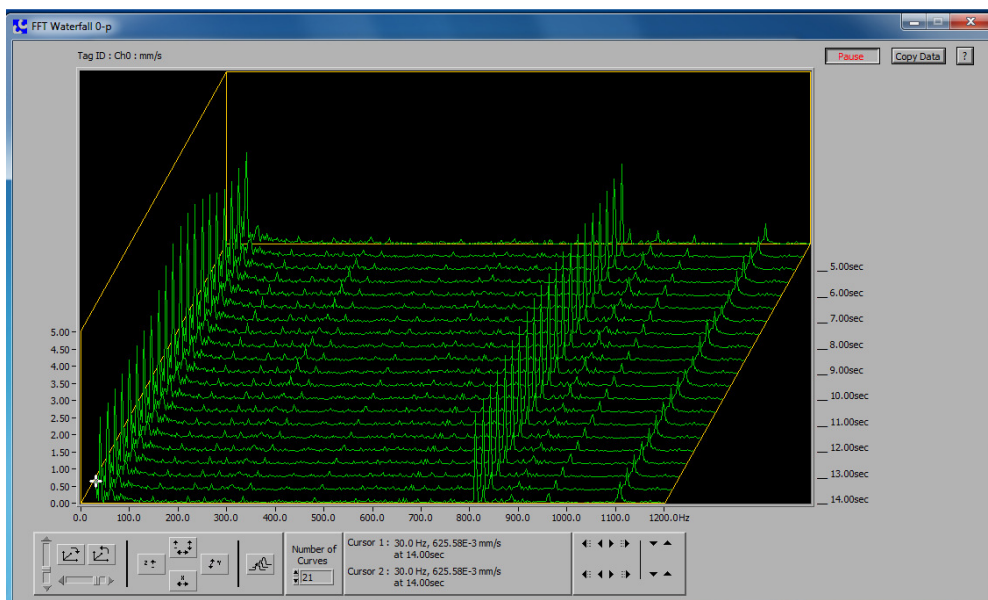
Figur 40. Skærbillede (fra Haldor Topsøes Satline) af inddamper ved forsøgsstart.

8.1.2 Vibrationsmåleudstyr

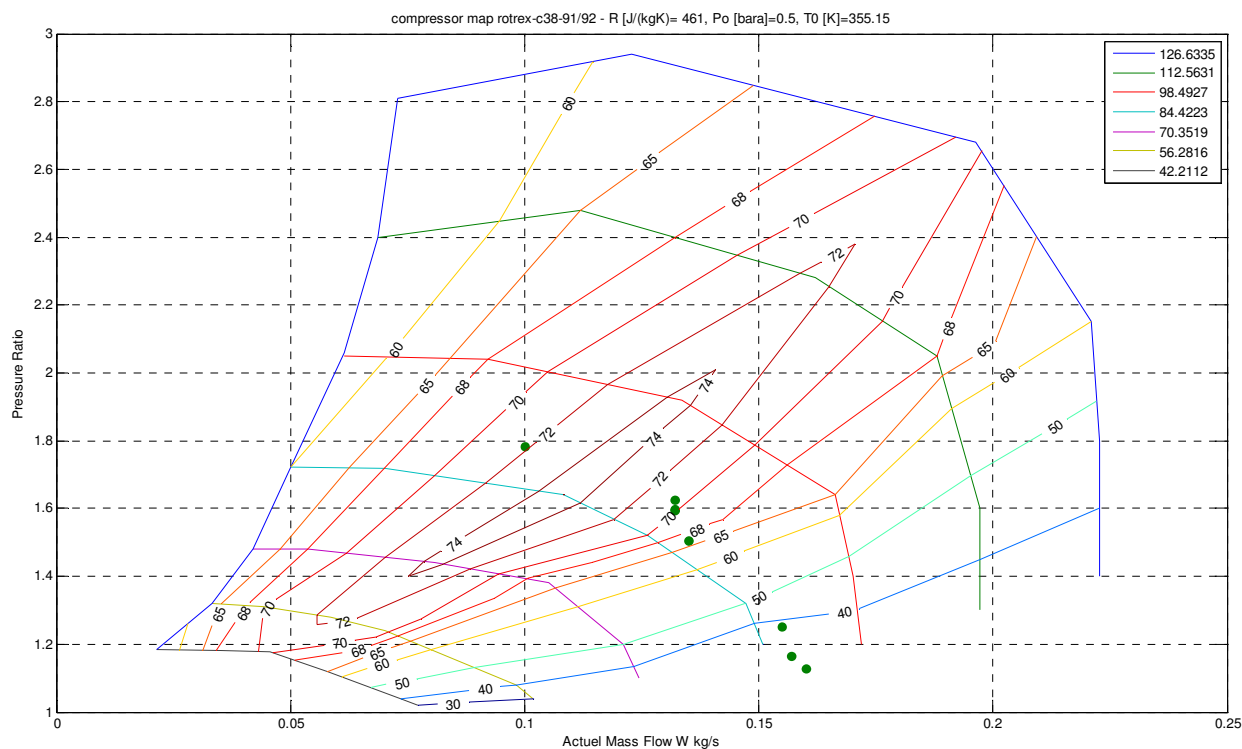
Kompressorens omløbstal er blevet bestemt ved hjælp af vibrationsmålingsudstyr, som monteres på kompressorens gearhus. Colding A/S (www.colding.com) har været så venlig at stille dette vibrationsudstyr til rådighed for en attraktiv pris. Ud fra den registrerede motor frekvens kan det samlede slip i motor, remdrev og Rotrex gearet således bestemmes, og kan give en indikation af om remmen er ved at være overbelastet. I det første indledende forsøg blev det samlede slip i motor, remdrev og friktionsgear bestemt til omkring 1.5% i de enkelte driftspunkter.



Figur 41. Analyse af vibrationsmåling kl. 14:42 med motorfrekvens på 40 Hz. Motorfrekvensens vibrationsniveau ses tydeligt, mens kompressorens omløbstal ses ved et lavere vibrationsniveau ved frekvensen 1108, svarende til 66480 rpm. Den forventede hastighed uden slip er beregnet til 67584, svarende til et samlet slip på 1.6%.



Figur 42. "Waterfall" afbildning af vibrationsmåling kl. 14:42 (motorfrekvens 40 Hz). Der ses markante toppe ved 40, 812 Hz og 1108 Hz, hvor sidstnævnte er kompressorhjulets frekvens.



Figur 43. Kompressormap med nogle driftspunkter fra opstartsforseg ved 88700 rpm på kompressor.

8.2 Det industrielle demonstrationsforsøg

Forsøget blev gennemført den 18. januar 2012 mellem kl. 8 og 16.

8.2.1 Klargøring og opstart

Først blev monteret stutse på varmeisolerende mellemlag til montage af vibrationssensor. Den ene stuts blev limet fast på undersiden af kompressorhuset, hvor overfladen er plan, til måling af radiale vibrationer i gear og kompressor. Den anden blev limet fast på en lodret plan flange, som kompressoren er fastgjort på, for evt. også at kunne måle vibrationer i kompressorens aksiale retning.

Remmen blev kontrolleret og spændt op. Oliestand blev målt til minimum på pejlepind. Range for trykmålinger blev gennemgået.

Derefter blev ventilerne på sugeledning og bypass ledning åbnet helt, inden kompressoren blev sat i gang ved en moderat lav hastighed for at varme olien op og se om alt kørte tilfredsstillende. Efter noget tid blev kompressorhastigheden gradvist øget.

Foruden spotvise overfladetemperaturmålinger med et IR termometer (Testo), blev der anvendt et kontaktermometer til måling af temperaturen på kompressorafkastet under isoleringen. Endvidere blev der anvendt et termograferingskamera (Testo 875-1) til dokumentation og illustration af temperaturfordelingen på kompressorhuset, gearhuset og oliekredsen, samt til at

sikre at temperaturniveauet ikke blev for højt på accelerometeret til vibrationsmåling, som ikke måtte udsættes for temperatur over 120 °C.

Da Rotrex-gæret og kompressorhuset er blanke aluminiumsoverflader, blev der markeret spots med sort tusch (se Figur 44), for bedre at kunne sammenligne temperaturmålingerne med IR kamera. Forsøgsplanen (se Tabel 6) blev herefter kørt igennem.

8.2.2 Målinger fra demonstrationsforsøget

I de følgende tabeller er vist forsøgsplan og aflæste værdier under forsøget.

Tid planlagt	Forsøgsplan (JMI kompressor og MWH ved PC satline station)	Drift indd.
08:00	Pålim isoleringslag og studse til montage af accelerometer på gearhus	0
	Check olie stand og check remspænding	0
	Check instrumenter range og at relevante parametre er tilgængelige i Satline	0
	Monter vibrations analysator	0
	Åben for suge og bypass ventil fra inddamper	0
	Check instrumentvisning	0
09:00	Opstart kompressor 0 % svarende til cirka 10 Hz	0
09:15	Check Vibrationer og temperatur med IR Camera	0
09:20	Omdrejningstal øges til cirka 18 Hz (20%) og der måles temperaturer og vibrationer	0
09:30	Omdrejningstal øges til cirka 26 Hz (40%) og der måles temperaturer og vibrationer	0
09:40	Omdrejningstal øges til cirka 34 Hz (60%) og der måles temperaturer og vibrationer	0
09:50	Omdrejningstal øges til cirka 38 Hz (70%) og der måles temperaturer og vibrationer oliestand med IR kamera	0
10:00	Omdrejningstal øges til cirka 42Hz (80%) svarende til cirka 71000 rpm og der måles temperaturer og vibrationer oliestand med IR kamera	0
10:10	Modtryk justeres op på kompressor (gradvis lukning af bypass ventil). IR kamera og der noteres temperaturer og udføres en vibrationsmåling	0
10:20	Modtryk justeres op på kompressor (gradvis lukning af bypass ventil). IR kamera og der noteres temperaturer og udføres en vibrationsmåling	0
10:30	Modtryk justeres op på kompressor (gradvis lukning af bypass ventil). IR kamera og der noteres temperaturer og udføres en vibrationsmåling	0
10:40	Modtryk justeres op på kompressor (gradvis lukning af bypass ventil). IR kamera og der noteres temperaturer og udføres en vibrationsmåling	0
10:50	Modtryk justeres op på kompressor (gradvis lukning af bypass ventil). IR kamera og der noteres temperaturer og udføres en vibrationsmåling	0
11:00	Lukker bypass ventil " surge test" (Vær klar til at åbne bypass ventil)	0
11:05	Åbner bypass ventil	0
11:10	Omdrejningstal øges til cirka 54Hz (110%) svarende til cirka 91000 rpm og der måles temperaturer og vibrationer oliestand med IR kamera	0
11:20	Modtryk justeres op på kompressor (gradvis lukning af bypass ventil). IR kamera og der noteres temperaturer og udføres en vibrationsmåling	0
11:30	Modtryk justeres op på kompressor (gradvis lukning af bypass ventil). IR kamera og der noteres temperaturer og udføres en vibrationsmåling	0
11:40	Modtryk justeres op på kompressor (gradvis lukning af bypass ventil). IR kamera og der noteres temperaturer og udføres en vibrationsmåling	0
11:50	Modtryk justeres op på kompressor (gradvis lukning af bypass ventil). IR kamera og der noteres temperaturer og udføres en vibrationsmåling	0
12:00	Modtryk justeres op på kompressor (gradvis lukning af bypass ventil). IR kamera og der noteres temperaturer og udføres en vibrationsmåling	0
12:05	Lukker bypass ventil " surge test" (Vær klar til at åbne bypass ventil)	0
12:10	Åbner bypass ventil lidt igen, så der er et overtryk på kompressorside (differenstryk) på cirka 0.1 bar	0
12:12	Gradvist og langsomt åbnes kompressorens discharge ventil og derefter lukkes bypass ventil langsomt helt i.	1
12:15	Kører nu på inddamper. Der måles jævnlige temperatur med IR termometer og kamera, samt vibrationsmålinger.	1
13:30	Omdrejningstal øges til cirka 58Hz (120%) svarende til cirka 98000 rpm og der måles temperaturer og vibrationer oliestand med IR kamera	1
14:00	Modtryk justeres op på kompressor (gradvis lukning af discharge ventil). IR kamera og der noteres temperaturer og udføres en vibrationsmåling	1
14:10	Modtryk justeres op på kompressor (gradvis lukning af discharge ventil). IR kamera og der noteres temperaturer og udføres en vibrationsmåling	1
14:20	Discharge ventil åbnes igen helt. IR kamera og der noteres temperaturer og udføres en vibrationsmåling.	1
14:30	Omdrejningstal reduceres til cirka 54Hz (110%) svarende til cirka 91000 rpm og der måles temperaturer og vibrationer oliestand med IR kamera	1
14:40	Omskift til bypass: Skiftevis og gradvist lukkes hhv. åbnes discharge og bypass ventil, så der er højest tryk på dischargevent. kompressorside.	0
14:50	Omdrejningstal reduceres til cirka 42Hz (80%) svarende til cirka 71000 rpm og der måles temperaturer og vibrationer oliestand med IR kamera	0
15:00	Drøvl på sugeventil	0
15:10	Drøvl på sugeventil	0
15:15	Drøvl på suge ventil	0
15:15	Åben suge ventil	0
15:20	Forsøg afsluttes og anlægget køres langsomt ned i omløbstal	0
15:40	Oliestand og udseende af olie undersøges	0
	Inddamperdrift = 1; Bypass drift = 0	

Tabel 6. Forsøgsplan for demonstration af Rotrex kompressor i en industriel MVR applikation.

Forsøg Rotrex-baseret MVR på 4-trins inddamper hos Haldor Topsøe											Antal skovle på impeller		14		
18.01.2012	Remhjul diameter motor		300	T omg		34	Samlet udvekslingsforhold		3.75		Udveksl.fh. gear		7.5	28.1	
Tidspunkt	Ventilpositioner			Overfl. T_disch °C	Olietemperatur		2-polet elmotor, VEM				Vibrations- måling gear	Temperatur Rem °C	Sensor °C		
	V-bypass °	V-4 sug °	V-5 disch °		T_ind_køler °C	T_canist °C	frekvens Hz	speed rpm	strøm A	effekt kW				flange	
9:00 - 10:00	Kontrol			Bolam							x	x			
10:30	90	90	0								x				
11:00	90	90	0	95	68	53	30.3	1806	19.8	5.44	x				
11:03	90	90	0				35.3	2104	22	7.8	x				
11:12	90	90	0	107	83	54	40.3	2402	24.7	10.9	x				
11:15	90	90	0				42.9	2552	27	13.1	x				
11:18	90	90	0	112	83	54									
11:20	90	90	0	112	82	54	42.9	2552	27.1	13.2	x				
11:26	70	90	0	115			42.9	2552	27.2	13.2	x				
11:31	60	90	0				42.9	2552	27.2		x				
11:36	50	90	0	118			42.9	2552	28	14	x				
11:40	40	90	0				42.9	2552			x			TG	
11:45	40	90	0	129	84	56	42.9	2552	27	13.1	x				
11:53	30	90	0	143	84	57	42.8	2552	22.2	9.4					
11:58	90	90	0	120			42.9	2552	28	13.8					
12:25	90	90	0	132.7			50.7	3005	39.5	24.7	x				
12:32	80	90	0				50.7	3005	40	25	x				
12:35	70	90	0	135			50.7	3005	40.5	25.2	x				
12:40	60	90	0	138			50.7	3005	40.8	25.5	x				
12:43	50	90	0	141			50.7	3005	41.9	26.2	x				
12:46	40	90	0	153.5			50.7	3005	37	23	x				
				Surge test											
				Omskift til inddamperdrift											
13:04	0	90	90	145					42	26.5	x		70		
13:10	0	90	90	142					41.9	26.2	x		75		
13:32	0	90	90	140.7			50.7	3005	39.5	24.5	x				
13:35	0	90	90	144			53.4	3156	45.2	29.2	x				
13:45	0	90	90	145	95	61					x		75	75	
13:50	0	90	90	145.3			53.4	3156	45.2	29.1	x				
14:12	0	90	90				53.4	3156	45	29	x				
14:12	0	90	90				56.1	3306	52.3	34	x				
14:15	0	90	90	149			56	3306	50.1	32.5	x				
14:25	0	90	70	150	100	70	56	3306	50.7	33	x		75		
14:30	0	90	70				56	3306	51.2	33.2	x				
14:31	0	90	60				56	3306	50.5	32.8	x				
14:35	0	90	50				56	3306	50.2	32.7	x				
14:37	0	90	40	156			56	3306	50	32.5	x				
14:40	0	90	30	Surge			56	3306			x				
14:41	0	90	50								x				
15:00	0	90	90				56	3306	51	33.5	x				
15:05	0	60	90				56	3306			x				
15:10	0	50	90				56	3306	51.5	33.5	x				
15:15	0	50	90				56	3306	51.8	34					
15:16	0	40	90	150			55.9	3306	43.8	28.8	x				
15:19	0	30	90	155			55.9	3306	43.8	28.8	x				
15:33	0	30	90				58.6	3457	54						
15:36	0	50	90				58.8	3457	62.5	41.2					
15:37	0	50	90				53.4	3156							
15:39	0	90	90								x				
15:40	10	90	40	Omskift til bypass drift			53.4	3156			x				
15:45	90	90	0	142			53.4	3156	47	30.5	x				
15:52	90	90	0	125											
15:53	90	90	0				30.3	1806	20.6	6.11	x				
15:55							20.2	1203	16.5	2.3	x				
							10.1	600	14	0.56					
16:00	0	0	0	Standsning af motor og lukning af ventiler og standsning af køleblæser											

Tabel 7. Manuelle registreringer ved forsøgsstand.

Forsøg Rotrex-baseret MVR på 4-trins inddamper hos Haldor Topsøe										Dato: 18.01.2012				
Tid	dp mbaro	Strøm amp	T_d C	T_s C	p_disch mbaro	p_s mbaro	p_trin1 mbaro	p_d/p_s	p_d/p_s beregn	p_trin 2/3	Hz	V-5 disch °	V-4 sug °	V-bypass °
10:04		0	70.4	47.5	31	36	129		-330			90° er ventil fuld åben		
10:10		0	71	71.7	-254	-247	195		-280			0° er ventil helt lukket		
10:13		0	106	106.8	-281	-286	240							
10:22	-347											0	90	90
10:28	-315	14.4		96.1	-114	-128	177			-154	10	0	90	90
10:46	-392	16.9	97.6	93.4	-230	-267	150			-263	20	0	90	90
10:51	-380	17.9	99.4	91.6	-300	-343	70			-333	25	0	90	90
11:01	-360	19.6	103.4	91.4	-284	-339	64			-322	30	0	90	90
								1.6			35	0	90	90
11:10	-373	24.5	114.2	91.3	-268	-346	110	1.68		-321	40.5	0	90	90
11:13	-401	26.8	117	91.8	-236	-322	157	1.69	1.125		42.9	0	90	90
11:21	-406	27.6	118.8	93.7	-201	-290	197			-262	42.9	0	90	90
11:27	-375	27.6	122.2	93.9	-188	-296	170		1.151	-267	42.9	0	90	70
11:36	-259	28.6	127.3	94.8	-41	-278	227		1.322	-242	42.9	0	90	50
11:42	-93	27.7	135.2	95.5	130	-259	233	surge	1.520	-222	42.9	0	90	40
11:50	-52	22.2	150	95.8	210	-237	264	surge	1.570	-200	42.9	0	90	30
11:56	-403	28.8	124.6	96.3	-130	-226	283	recycle		-190	42.9	0	90	90
12:05	-387	35.1	134.5	97.2	-86	-213	306	recycle	1.160	-163	48	0	90	90
12:25	-344	40.9	141.7	99.1	-23	-173	332	recycle	1.180	-117	50.7	0	90	90
12:45	-52	43.5	150	99.8		-138	355			-80	50.7	0	90	70
12:48	181	38.7	150	100.3	184	-139	384		1.370			0	90	40
13:03	Ejektortventil sættes i nul og sætpunkt af damp ændres fra 1800 til 1600 kg/h for at sænke temperaturen i inddamperen											0	90	30
13:05		43.3	150	99.7	344	-151	336		1.574	-72		90	90	0
13:20	26	41.5	149.8	98.6	264	-198	252		1.567	-124	53	90	90	0
13:35	29	47.3	150	97.4	265	-206	252		1.582	-133	56	90	90	0
14:03	25	46.6	153	96.9	241	-218	232		1.577	-146	56	90	90	0
14:10	26	54	158	96.6	266	-219	259		1.611	-144	56	90	90	0
14:32	50	52.6	159	97.1	258	-233	219		1.631	-168		80	90	0
14:47	Omdrej. reduktion til 80% herefter drøvling på sugeside													
15:00	25	53	158	96.8	240	-231	234		1.602	-151	56	90	90	0
15:07	26	53.6	158	97.4	241	-227	231		1.595	-155	56	90	60	0
15:11	26	53.4	159	97.5	261	-228	256		1.57	-145	56	90	50	0
15:15	26	54.4	159	97.9	265	-216	252		1.604	-136	56	90	40	0
15:20	23	46.8	165	96.6	235	-328	237		1.822	-145	56	90	30	0
15:27	24	47.2	165	97.4	272	-303	270		1.811	-118	56	90	30	0
15:31	26	55.7	171	97.7	299	-309	297		1.863	-104	58.6	90	30	0
15:36	31	65.7	166	99.4	358	-166	352		1.62	-86	53.4	90	40	0
15:40	Nedregulering af hastighed og afkøling af forsøgsopstilling													
14:45	-230	49	150	102.5	36	-111	295			-35		0	90	90
15:48	-250	38.4	141	100.3	26	-109	297			-36	48	0	90	90
15:50	-277	31.3	132	100.1	-14	-131	292			-55	42.9	0	90	90
15:51	-308	20.3	119	100.3	-46	-131	291			-54	30.3	0	90	90
15:53	-327	16.1			-59	-129	295			-51	20.2	0	90	90
15:54	-338	14.3	107	99.3	-63	-125	302			-46	10.1	0	90	90

Tabel 8. Manuelle aflæsninger fra overvågningsskærm (Satline) og nogle beregnede størrelser.

8.2.3 Billeder fra demonstrationsforsøget

Med termografering er temperaturfordelingen på kompressor og gearhus undersøgt. Gearhuset er så vidt vi har kunnet konstatere anodiseret aluminium, som har en ret høj emissivitet (0.77). Kompressorhuset er en støbt aluminiumslegering enten uden overfladebehandling eller som sandblæst. Emissiviteten på kompressorhuset er formodentlig omkring 0.2.

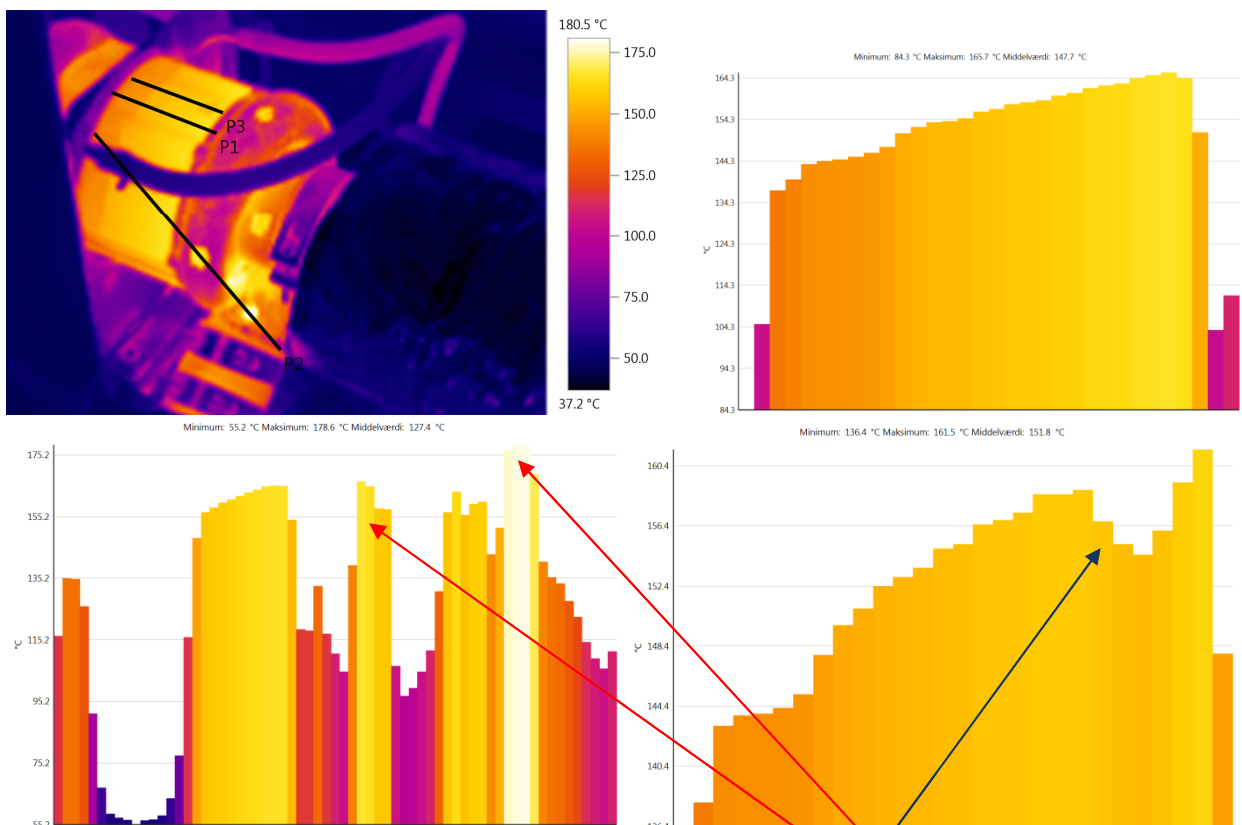
Der blev, som tidligere nævnt, inden forsøget markeret områder med sort tusch (se Figur 44) for bedre at kunne sammenligne overfladetemperaturen registreret med IR kamera.

På billeder fra termografering ses en jævnt stigende overfladetemperatur på gearhuset i retning fra repulley ind mod kompressorhuset (se Figur 45 øverst til venstre). Dette tyder på at varme ledes fra kompressorhuset via gearhusets overflade ind til køleolien i gearhuset.

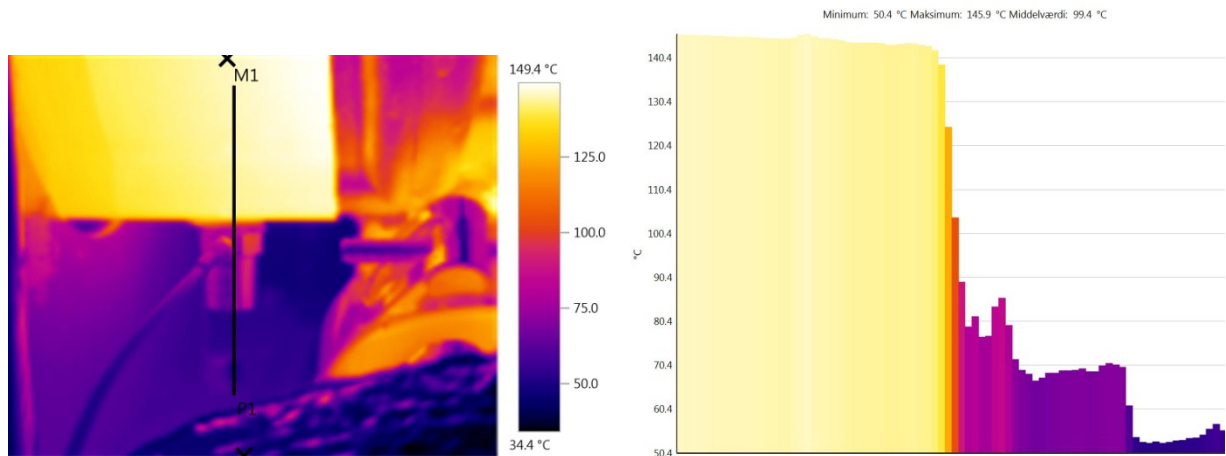
Markeringerne med sort tusch afslører endvidere at overfladetemperaturen på kompressorhusets afgang er væsentligt højere (cirka 180 C) end på gearhuset ind mod kompressoren (Figur 45 nederst til venstre).



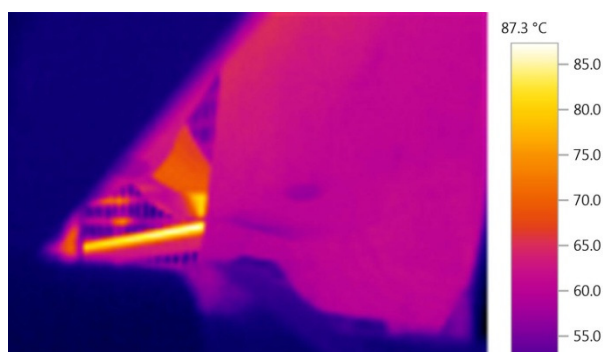
Figur 44. Spotmarkering med sort tusch på blanke flader, for på et mere ens grundlag at kunne sammenligne temperaturmåling med IR kamera (mere ens emissivitet).



Figur 45. Rotrex-kompressor (ved en eleffekt på cirka 40 kW) med angivelse af tre temperaturprofiler (P1, P2 og P3). Øverst til højre ses temperaturprofilet langs linien P1 og nederst til venstre hhv. højre ses tilsvarende temperaturprofilerne for P2 og P3. Bemærk den kraftige indflydelse fra de sorte tusch markeringer på kompressorhuset (P2) i modsætning til øverst på gearhuset (P3 tæt på den højre side), hvor den sorte tusch-effekt kun er cirka 4°C og måske mere overraskende, bevirker en lavere registreret temperatur.



Figur 46. Termografering af accelerometer for at kontrollere at temperaturen ikke bliver for høj. Billedet til venstre viser accelerometeret under gearhuset, hvor den lodrette streg lokaliserer temperaturprofilet (vist th).



Figur 47. Termografering af remmen. Temperaturen på kontaktfladen af remmen er målt til op mod 87 °C.

8.2.4 Vibrationsmålinger

Der blev løbende under forsøget optaget vibrationsmålinger (med udstyr fra Colding A/S) på undersiden af Rotrex-gearet (se Figur 48 og Figur 49). Både af hensyn til at få varsel om kritisk høje vibrationsniveauer og for at kunne registrere omløbstal på impeller og pulley og dermed kunne beregne det relative slip på henholdsvis rem og friktionsgear.



Figur 48. Accelerometer fastlimet til varmeisulator under gearhus (tv) og signaltransmitter (th).



Figur 49. Accelerometer på undersiden af gearhus til måling af vibrationer med software fra Colding A/S.



Figur 50. Tv: Jens Mikkelsen optager en vibrationsmåling. Th: Mogens Weel tjekker hvor driften ligger i kompressormappen ud fra driftsdata på overvågningsskærm.

8.2.5 Bestemmelse af slip på rem og friktionsgear

Med fast Fourier transformering (FFT) er nogle af de optagede sekvenser med vibrationsmåleudstyret frekvensanalyseret i software fra Colding A/S.

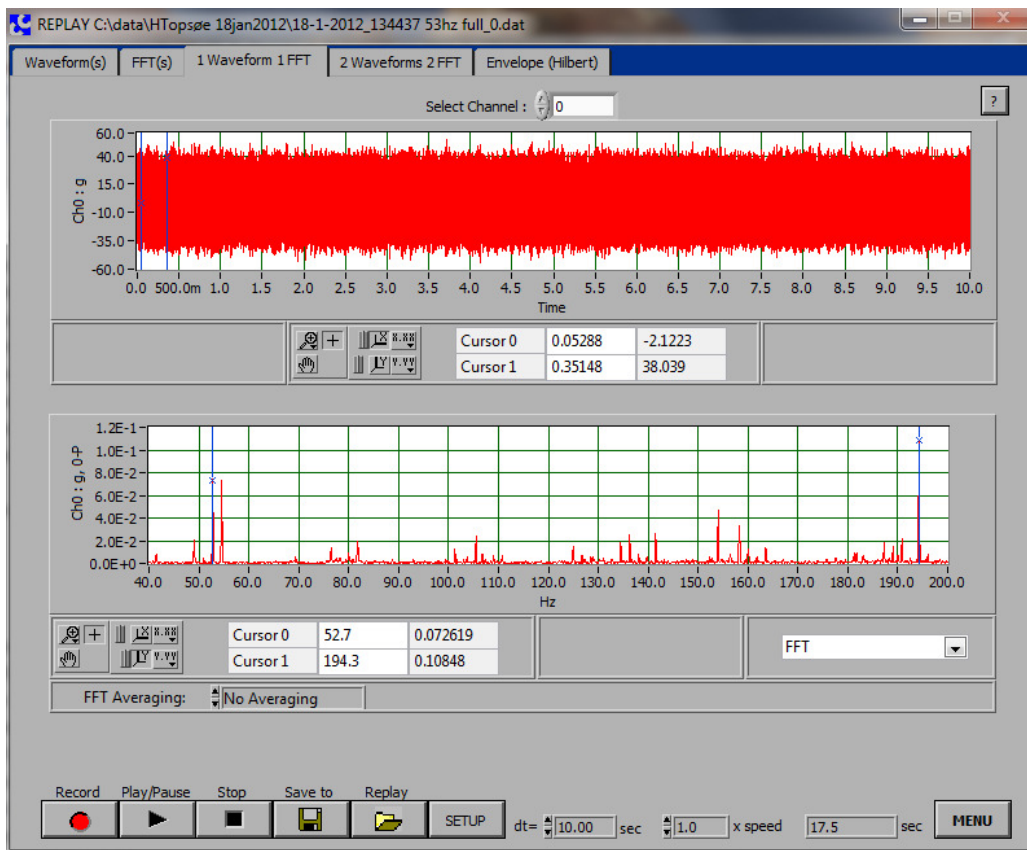
Vibrationsmålingerne kan bl.a. bruges til at identificere frekvenser, som relaterer sig til omløbstal af de forskellige roterende elementer i opstillingen, som fx elmotorens rotor, indgangsakslen på Rotrex-kompressoren og den hurtiggående udgangsaksel på højhastighedsgearet, som kompressorhjulet sidder på. Eksempler herpå er vist i Figur 51 og Figur 52.

Slippet i motoren er beregnet ud fra registreret omløbstal på motoren og den påtrykte frekvens fra frekvensdrevet. Slippet i friktionsgearet er beregnet ud fra det oplyste udvekslingsforhold og hastighed på pulley i forhold til den identificerede hastighed fra vibrationsundersøgelse. Slippet i friktionsgearet er meget beskedent og er på intet tidspunkt beregnet højere end 0.22%.

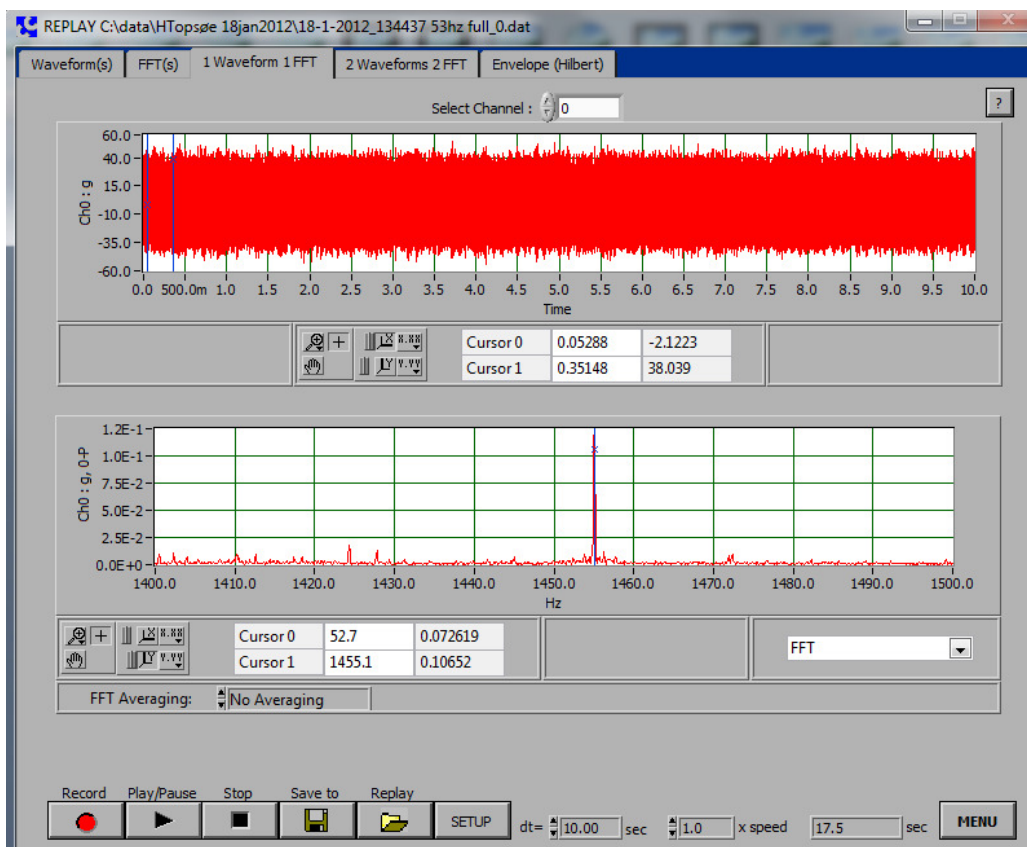
I Tabel 9 er vist resultater af en række frekvensanalyser af nogle af de foretagne optagelser af vibrationer på undersiden af Rotrex-gearet. I alle tilfælde er identificeret motorfrekvens, frekvens af remskive på pulley på kompressorgearet og højhastighedsakslen, som kompressoren sidder på.

Ud fra resultaterne er det vurderet at slip på remmen er negligibelt. Endvidere er antaget at den realiserede diameter, som remmen arbejder ved på de to remskiver, afhænger lidt af hastigheden. Denne faktiske diameter, som remmen virker ved når den er i kontakt med remskiverne er beregnet og beregningerne viser at de to diametre kun er meget svagt afhængig af omløbstallet. Afhængigheden forklares med at remmen bliver slynget lidt længere ud på skiverne ved høje omløbstal og giver dermed anledning til en lidt lavere gearing.

Det beregnede tillæg til diametrene på de to remhjul fremgår af Tabel 9, således at den samlede fejl mellem registreret omløbstal på motoren (fra frekvensdrev) og fra vibrationsundersøgelse er minimeret.



Figur 51. Bestemmelse af motorens rotorfrekvens (her 52.7 Hz svarende til 3162 rpm) og pulley hastighed (194.3 Hz) med vibrationsanalyseværktøj (CC fra Colding A/S). Vibrationen er optaget kl. 13:44:37.

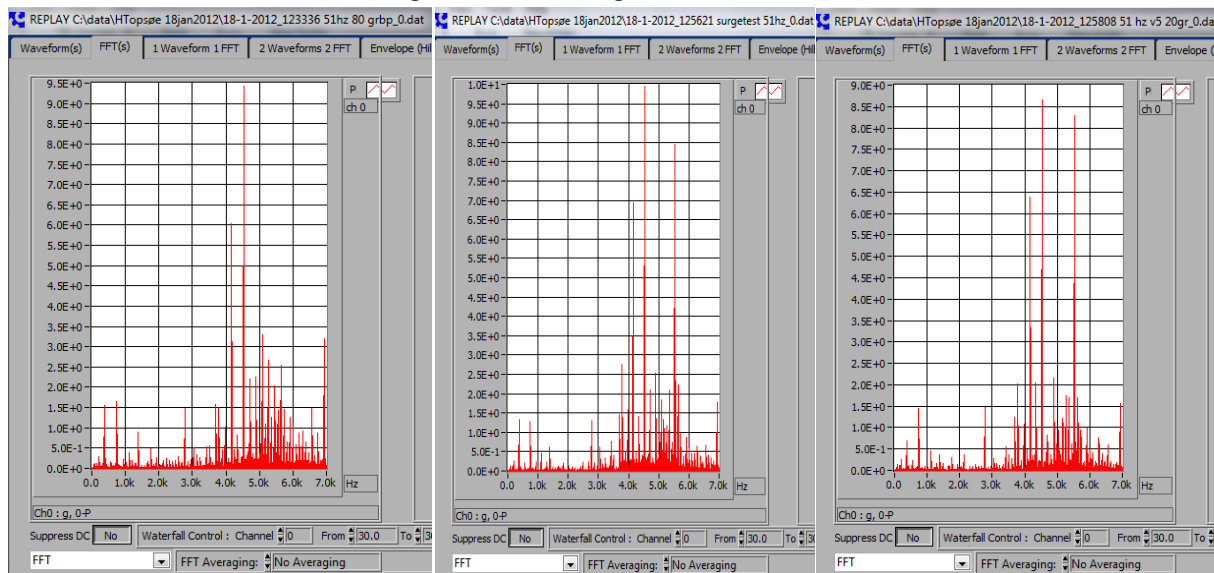


Figur 52. Bestemmelse af impeller frekvens (1455 Hz svarende til 87300 rpm) med vibrationsanalyseværktøj CC. Vibrationen er optaget kl. 13:44:37.

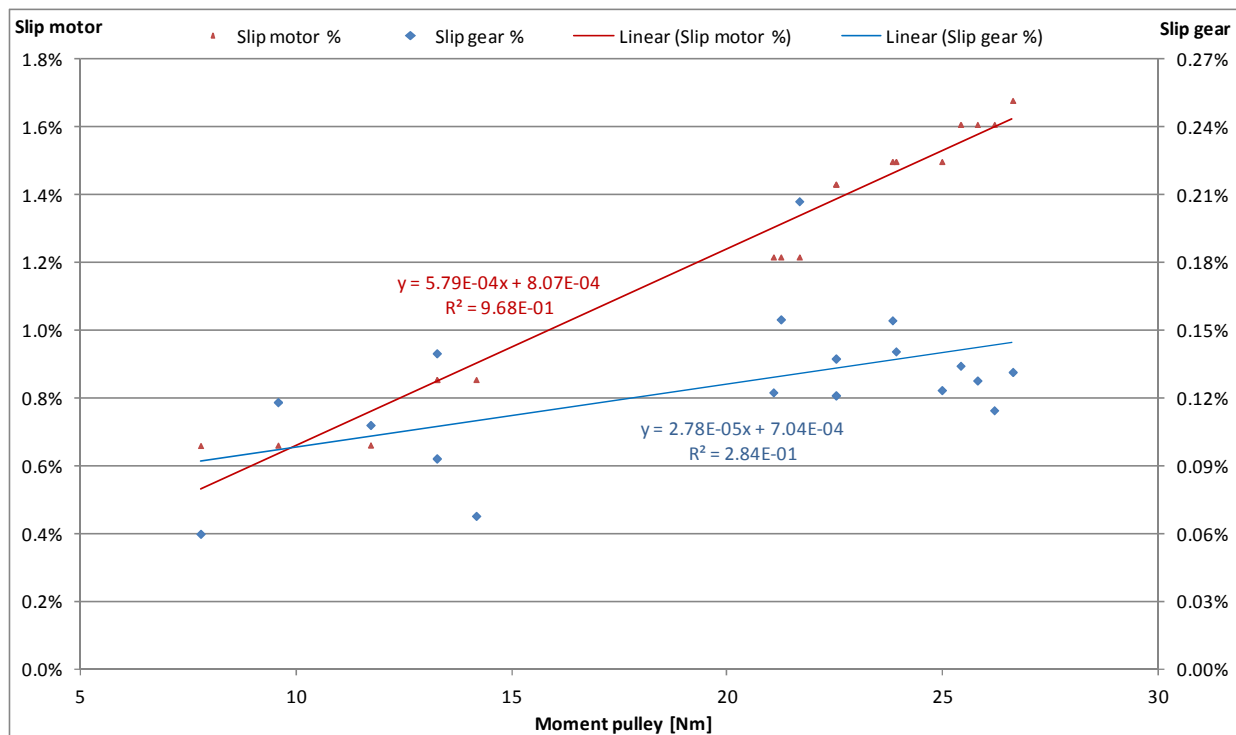
Diametertillæg ved stilstand												1.497	mm	
Hastighedsafhængig remtillæg på diameter i mm beregnes som:												3.54E-05	* motorakselfrekvens(Hz)^	2.129
Tidspunkt	Udveksl.	Pulley	Impeller speed	Beregnet motor		Omløbstal og slip ud fra vibrationsmålinger						Remtill. diameter		
	rem	speed		slip	frekvens	Motor	Pulley	"Slip" rem	Impeller	Slip gear				
	real	Hz	Hz	rpm	%	Hz	Hz	%	Hz	%	mm			
9:00 - 10:00														
10:30														
11:00	3.6979	111.3	834.8	50087	0.66%	30.10	30.10	111.20	0.09%	833.5	0.06%	1.55		
11:03	3.6972	129.6	972.4	58342	0.66%	35.07	35.15	129.70	-0.04%	971.6	0.12%	1.57		
11:12	3.6965	148.0	1109.9	66592	0.66%	40.03	40.10	148.00	-0.01%	1108.8	0.11%	1.59		
11:15	3.6961	157.2	1179.0	70743	0.85%	42.53	42.65	157.30	-0.06%	1178.1	0.14%	1.60		
11:18														
11:20	3.6961	157.2	1179.0	70743	0.85%	42.53								
11:26	3.6961	157.2	1179.0	70743	0.85%	42.53								
11:31	3.6961	157.2	1179.0	70743	0.85%	42.53								
11:36	3.6961	157.2	1179.0	70743	0.85%	42.53	42.65	157.20	0.00%	1178.2	0.07%	1.60		
11:40	3.6961	157.2	1179.0	70743	0.85%	42.53								
11:45	3.6961	157.2	1179.0	70743	0.85%	42.53	42.60	157.20	0.00%	1177.9	0.09%	1.60		
11:53	3.6961	157.2	1179.0	70743	0.62%	42.53								
11:58	3.6961	157.2	1179.0	70743	0.85%	42.53								
12:25	3.6946	185.0	1387.8	83268	1.22%	50.08	49.20	185.10	-0.03%	1386.1	0.15%	1.64		
12:32	3.6946	185.0	1387.8	83268	1.22%	50.08								
12:35	3.6946	185.0	1387.8	83268	1.22%	50.08	49.10	185.05	-0.01%	1385.0	0.21%	1.64		
12:40	3.6946	185.0	1387.8	83268	1.22%	50.08								
12:43	3.6946	185.0	1387.8	83268	1.22%	50.08								
12:46	3.6946	185.0	1387.8	83268	1.22%	50.08								
13:04														
13:10														
13:32	3.6946	185.0	1387.8	83268	1.22%	50.08	49.10	185.00	0.02%	1385.8	0.12%	1.64		
13:35	3.6941	194.3	1457.3	87439	1.50%	52.60	52.80	194.30	0.00%	1455.2	0.14%	1.66		
13:45														
13:50	3.6941	194.3	1457.3	87439	1.50%	52.60	52.75	194.30	0.00%	1455.0	0.15%	1.66		
14:12	3.6941	194.3	1457.3	87439	1.50%	52.60								
14:12	3.6941	203.5	1526.6	91595	1.78%	55.10								
14:15	3.6941	203.5	1526.6	91595	1.61%	55.10								
14:25	3.6935	203.5	1526.4	91581	1.61%	55.10	55.30	203.50	0.01%	1524.3	0.13%	1.68		
14:30	3.6935	203.5	1526.4	91581	1.61%	55.10								
14:31	3.6935	203.5	1526.4	91581	1.61%	55.10								
14:35	3.6935	203.5	1526.4	91581	1.61%	55.10								
14:37	3.6935	203.5	1526.4	91581	1.61%	55.10								
14:40	3.6935	203.5	1526.35	91581	1.61%	55.10	55.25	203.50	0.01%	1524.2	0.13%	1.68		
14:41														
15:00	3.6935	203.5	1526.4	91581	1.61%	55.10								
15:05	3.6935	203.5	1526.4	91581	1.61%	55.10	55.30	203.50	0.01%	1524.5	0.11%	1.68		
15:10	3.6935	203.5	1526.4	91581	1.61%	55.10								
15:15	3.6935	203.5	1526.4	91581	1.61%	55.10								
15:16	3.6935	203.5	1526.4	91581	1.43%	55.10	55.25	203.50	0.01%	1524.4	0.12%	1.68		
15:19	3.6935	203.5	1526.4	91581	1.43%	55.10	55.20	203.60	-0.04%	1524.9	0.14%	1.68		
15:33	3.6929	212.8	1595.8	95749	1.68%	57.62	57.80	212.80	-0.01%	1593.9	0.13%	1.70		
15:36	3.6929	212.8	1595.8	95749	2.01%	57.62								
15:37	3.6941	194.3	1457.32	87439	1.50%	52.60	52.70	194.20	0.06%	1454.7	0.12%	1.66		
15:39														
15:40	3.6941	194.3	1457.3	87439	1.50%	52.60	52.70	194.40	-0.05%	1454.8	0.22%	1.66		
15:45	3.6941	194.3	1457.3	87439	1.50%	52.60	52.70	194.20	0.06%	1454.7	0.12%	1.66		
15:52														
15:53		112.9	846.6	50794	0.66%	30.10								
15:55		75.2	563.9	33834	0.74%	20.05								
		37.5	281.3	16875	0.99%	10.00								
16:00														

Tabel 9. Omløbstal på kompressor er identificeret med vibrationsmåling og frekvensanalyse. Baseret herpå er de realiserede udvekslingsforhold beregnet med antagelse om at der ikke er slip mellem remskive og rem. Kolonnen "Slip" rem udtrykker ubalancen i minimering af fejl. Slip i motor og i friktionsgear er også vist. Mellem kl. 13 og 15:40 (grå baggrund) leverer kompressoren damp til inddamper trin 1.

Under forsøget blev kompressoren kørt ved surge-linien både i bypass-drift og mens der blev leveret ind på inddamperens trin 1. Ved sammenligning af vibrationsniveauer på optagelser ved samme omløbstal (83000 rpm) på kompressoren, men i det ene tilfælde, hvor kompressoren kører ved surge-linien og i det andet langt fra surge, har ikke afsløret så markante forskelle (se Figur 53), som umiddelbart forventet. Den mest tydelige forskel ses ved en frekvens omkring 5500 Hz, hvor vibrationsniveauet er blevet væsentligt kraftigere under surge. Denne høje frekvens kan vi ikke umiddelbart forklare. Under surge var der tydelig hørbar forskel i lyden fra kompressoren.



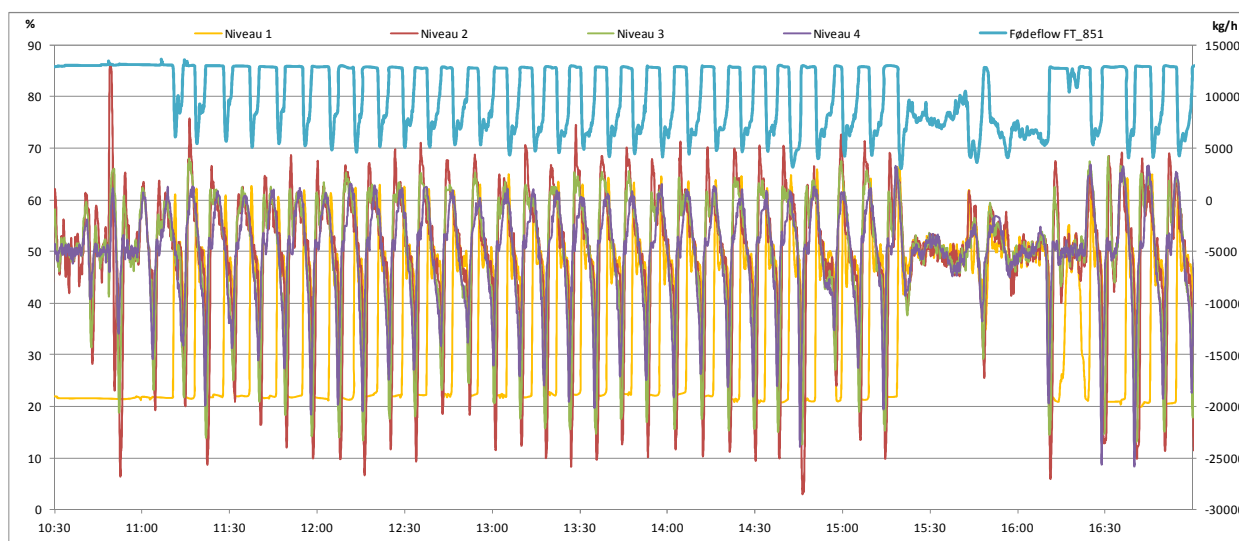
Figur 53. Vibrationsniveauer (g) sfa. frekvens (0-7000 Hz). Tv: kl.12:33 bypassventil 80 gr. (næsten helt åben) Midt: kl. 12:56 surgetest. Th: Surgetest med bypassventil ved 20 gr.



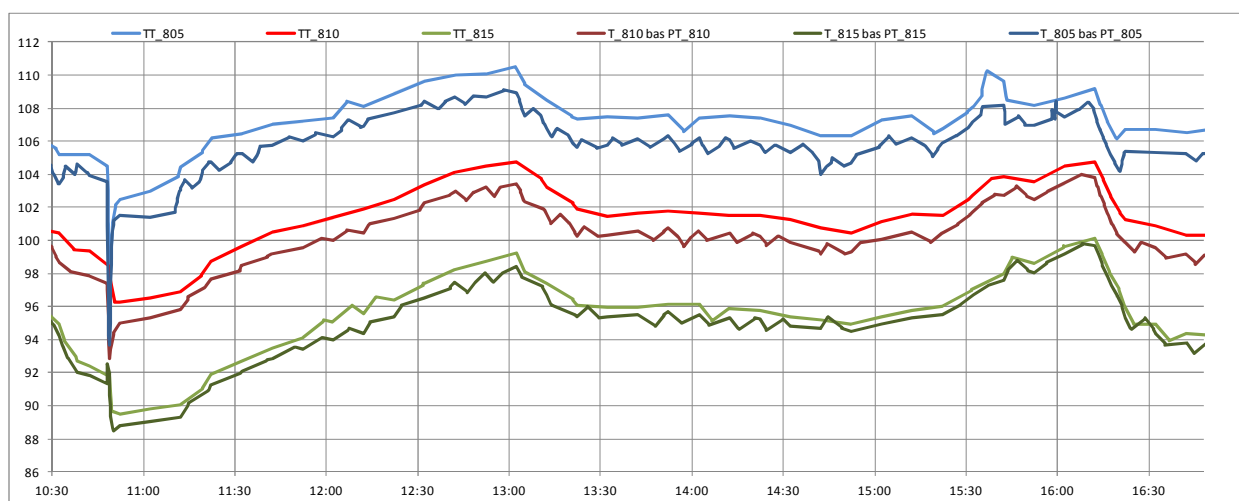
Figur 54. Beregnet slip på motor og i friktionsgear, som funktion af momentbelastning på kompressorens remhjul (pulley). Slippet i friktionsgearet er lavt, så det kan især være usikkerheden i bestemmelser af frekvenser, der slår igennem på de ret spredte målinger. Temperaturvariationer i friktionsolien har muligvis også en indflydelse. Motorslippet derimod er næsten proportionalt med momentbelastning.

8.2.6 Inddamperens drift under forsøget

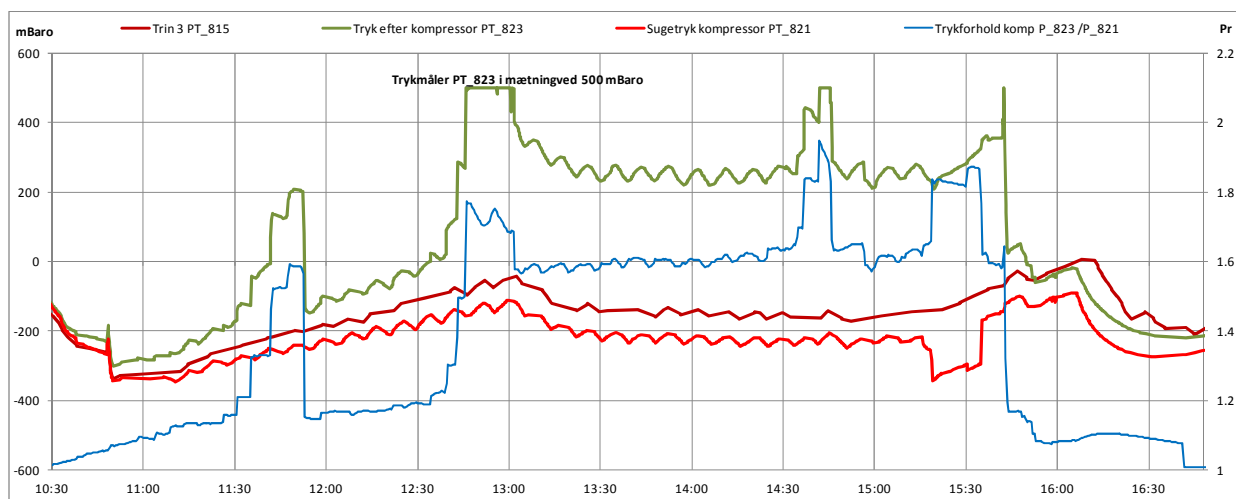
Som tidligere nævnt har driften på inddamperen tidligere været præget af en noget ujævn regulering af fødeflowet på inddamperen. Driftsdata fra umiddelbart før, under og efter forsøget viser at inddamperen, om end i mindre grad, stadigvæk har en noget ujævn (periodisk) fyldning af de enkelte inddampertrin (se Figur 55). Denne variation forplanter sig bl.a. til tryk og temperaturniveauer i inddamperen. I Figur 56 ses målte temperaturer på dampsiden i de tre første inddampertrin og tilhørende beregnede mætningstemperaturer (for kontrol af målte temperaturer) ud fra målte tryk de tilsvarende steder. De målte temperaturer ligger generelt lidt højere og kan måske skyldes en vis overhedning på det sted, hvor damptemperaturen måles. I Figur 57 er vist tryk og trykforhold for kompressoren.



Figur 55. Markante periodiske svingninger på niveauer i de fire trin og fødeflowet ind på trin 1.



Figur 56. Temperaturer (lyse farver) på dampsiden i de første 3 inddampertrin sammen med tilhørende beregnede mætningstemperaturer ud fra trykmålinger (mørke farver).



Figur 57. Tryk og trykforhold over kompressor.

8.2.7 Performance af kompressor under forsøget

Ved forsøget var det hensigten at undersøge om vi kunne reproducere den forventede kompressormap med hensyn til trykforhold, flow og virkningsgrad. I forsøgsplanen var der derfor lagt op til at køre ved forskellige omdrejningstal og trykforhold.

Ved starten af forsøget viste det sig dog at inddamperen kørte med et højere tryk en forventet, hvilket betød at vi var begrænset af elmotorens størrelse (37 kW) pga. et for stort effektoptag ved høje omløbstal på kompressoren (>90000 rpm).

Undervejs i forsøget viste det sig endvidere at måleområdet for temperaturmåleren ved afgang fra kompressoren TT_825 ikke var tilstrækkeligt, således at måleren gik i mætning i et par perioder. Temperaturmåleren blev derfor korrigeret under forsøget, således at måleområdet dækkede vores driftsområde.

Ved beregning af virkningsgraden benyttes udtrykket $\text{Eta} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1)$, hvor

- $h_1(T_1, P_1)$ er entalpien af damp ved kompressorens indløb
- $h_{2s}(P_2, s_1)$ er entalpien af damp ved den isentrope tilstandsændring til kompressorens udløbstryk
- $h_2(T_2, P_2)$ er entalpien af damp ved kompressorens udløb.

Entalpien bestemmes ud fra damptabel IF97.

Usikkerheden på virkningsgraden er afhængig af præcisionen af de målte T_1 , P_1 , T_2 og P_2 . Vi har antaget at usikkerheden på trykmålingerne er ± 20 mbar og temperaturmålingerne $\pm 1,5$ K. Usikkerheden på virkningsgraden kan derved bestemmes til 18%, 10% og 7,5% ved et trykforhold på henholdsvis 1,25, 1,5 og 1,75.

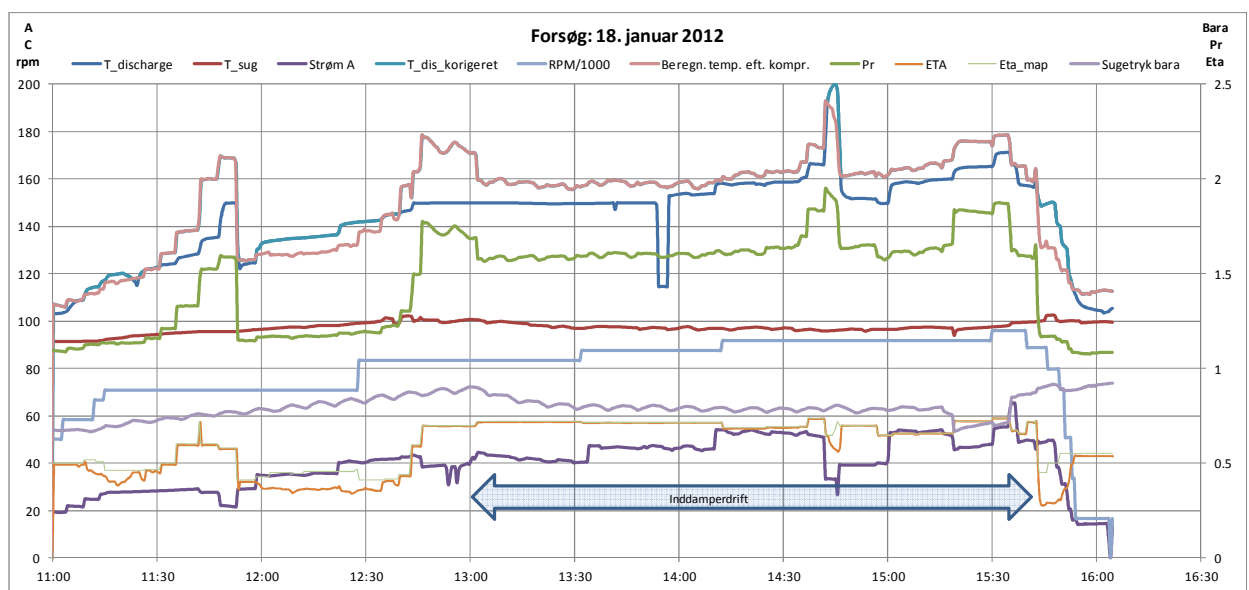
Det bemærkes at usikkerheden er mindst når trykforholdet er højt. I Tabel 10 er vist beregningen af usikkerheden ved ophobningsloven (95% konfidens) ved et trykforhold på 1,5.

Usikkerhedsberegning på virkningsgraden Eta	Unbiased Pr = 1.5	Biased inlet pressure mbar	Biased inlet temp. K
Bias inlet press, mbar		20	
Bias inlet temp, K			1.5
T_inlet (T1), K	372	372	373.5
P_inlet (P1), mbar	800	820	800
T_disch_measured (T2), K	423	423	423
P_disch (P2), mbar	1200	1200	1200
Pr	1.50	1.46	1.50
DT_isen, K	37.46	35.08	37.61
Eta	0.73	0.69	0.76
Error Eta	0.00%	6.37%	-3.45%
Sum usikkerhed Eta		10.24%	
Usikkerhed tryk		1.98%	
Usikkerhed temperatur		1.52%	

Tabel 10. Usikkerhedsberegning på virkningsgraden af kompressoren.

I Figur 58 er afbildet en række parametre fra forsøget den 18. januar. Det drejer sig om:

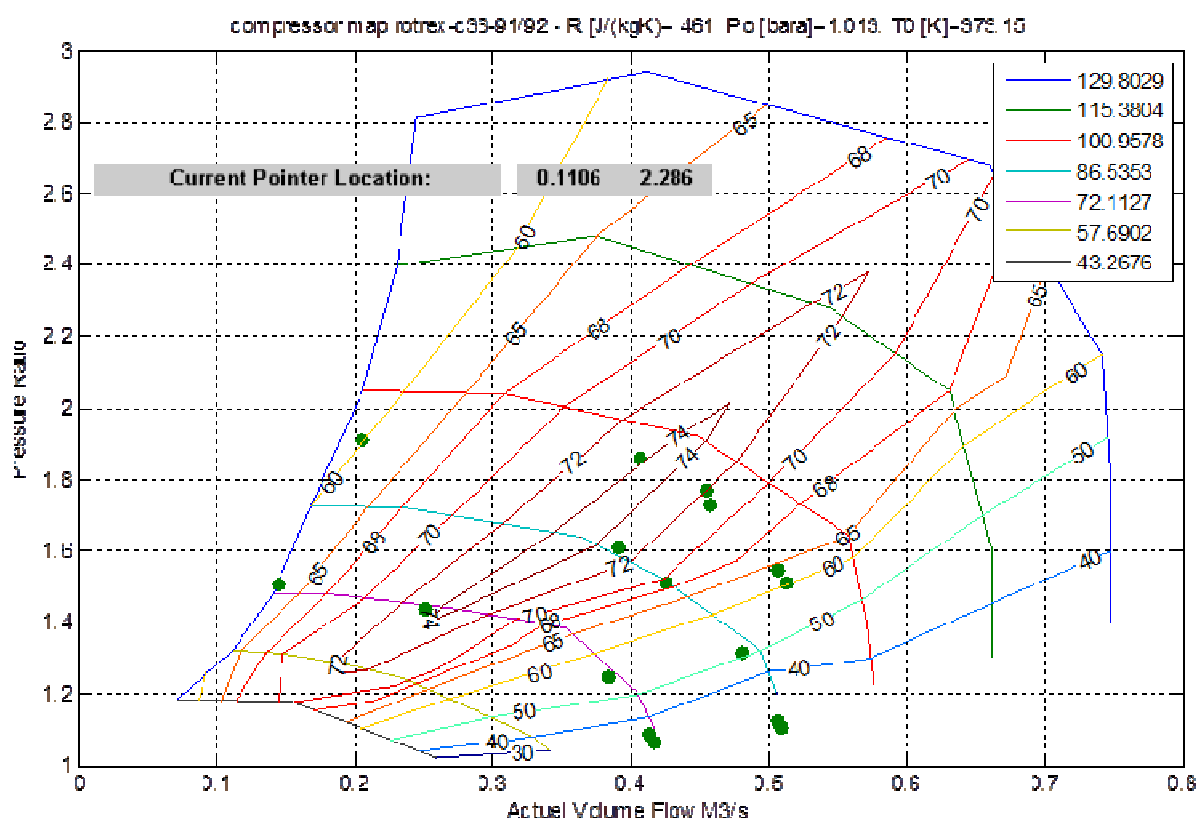
- omdrejningstal,
- motor strøm,
- trykforhold,
- kompressor indløbstemperatur,
- kompressorafgangstemperatur,
- estimeret kompressor afgangstemperatur,
- virkningsgrad aflæst på kompressormap,
- beregnet virkningsgrad.



Figur 58. Parameter loggede under forsøg den 18. januar 2012. Fra kl. ca. 14.25 – 14.40 blev der drøvlet på afgangsventilen for kompressoren og fra kl. ca. 15.20 - 15.35 blev der drøvlet på kompressorens sugeside.

Da termaturmåleren på kompressorens afgang (TT_825) gik i mætning ved 150°C, har vi estimeret en afgangstemperatur ud fra virkningsgraden, som kan aflæses i kompressormappen ved aktuelt trykforhold og omdrejningstal.

Som det fremgår af Figur 58 er virkningsgraden bestemt til mellem 70 og 74 % for perioden hvor kompressoren kører inddamperdrift og arbejder med et trykforhold på mellem 1,55 og 1,75 ved et omdrejningstal fra 83000 – 96000 rpm. I Figur 59 er indtegnet nogle driftspunkter fra forsøget i den transformerede kompressormap for Rotrex kompressoren. Der er god overensstemmelse mellem virkningsgraden aflæst på den transformerede kompressormap og den beregnede virkningsgrad ud fra målingerne.



Figur 59. Målte driftspunkter (Pr, rpm) den 18. januar 2012 for Rotrex C38-91 indtegnet i transformeret kompressormap for følgende rpm: 70700, 83300, 87500, 91650 og 95800.

Masseflowet igennem kompressoren kan bestemmes ud fra indløbtilstanden vha. kompressormappen. I den periode hvor der blev kørt inddamperdrift, er masseflowet ud fra mappen bestemt til ca. 0,21 kg/s.

Forsøgsopstillingen var desværre ikke udstyret med flowmålere på dampen gennem kompressoren, så en direkte kontrol af flowbestemmelsen kunne foretages. Som et mindre præcist alternativ har vi antaget at den energi, som overføres i et inddampertrin, er proportional med den målte temperaturdifferens ifølge varmeledningsligningen:

$$Q_{\text{trin}} = k_{\text{trin}} \cdot (T_{\text{damp}} - T_{\text{væske}}), \text{ hvor } k_{\text{trin}} \text{ som nævnt antages konstant.}$$

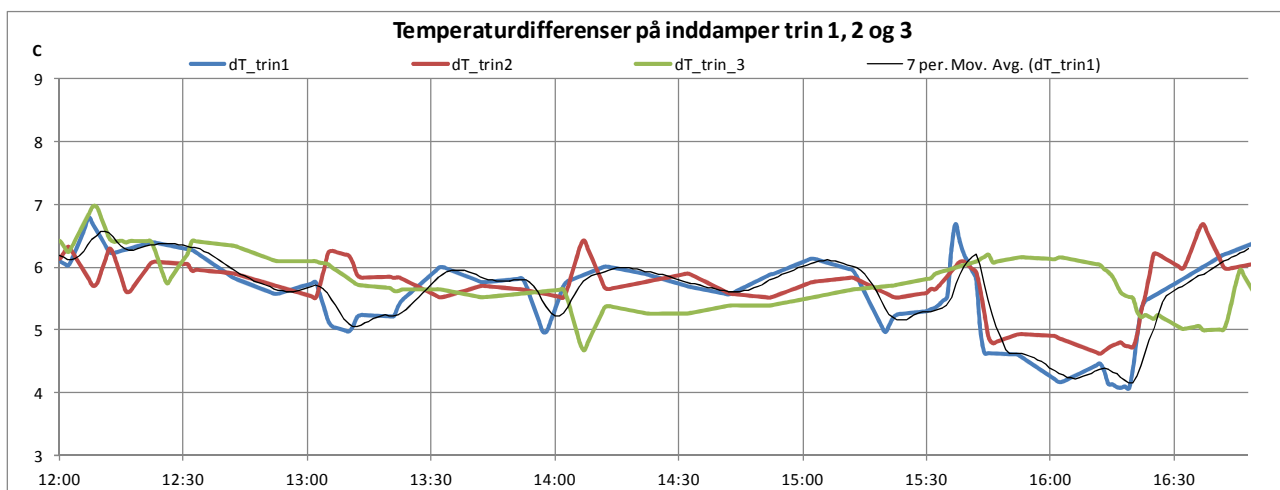
Ved driften med kompressoren i inddamperdrift, blev ejektoren koblet ud og damptilførslen til inddamperen blev sat til 1600 kg/h (kl. ca. 13.00). Det er antaget at damptemperaturen, som er målt på kappesiden af inddampertrinene, er mættet vanddamp.

I perioden, hvor kompressoren leverede damp ind på inddamperen, er temperaturdifferensen for trin 1 og 2 (se Figur 60) målt til gennemsnitligt 5,7 K. Da kompressoren blev koblet ud faldt temperaturdifferenserne til et gennemsnit på cirka 4,5 K.

Med ovennævnte antagelse fås dampflowet gennem kompressoren nu til:

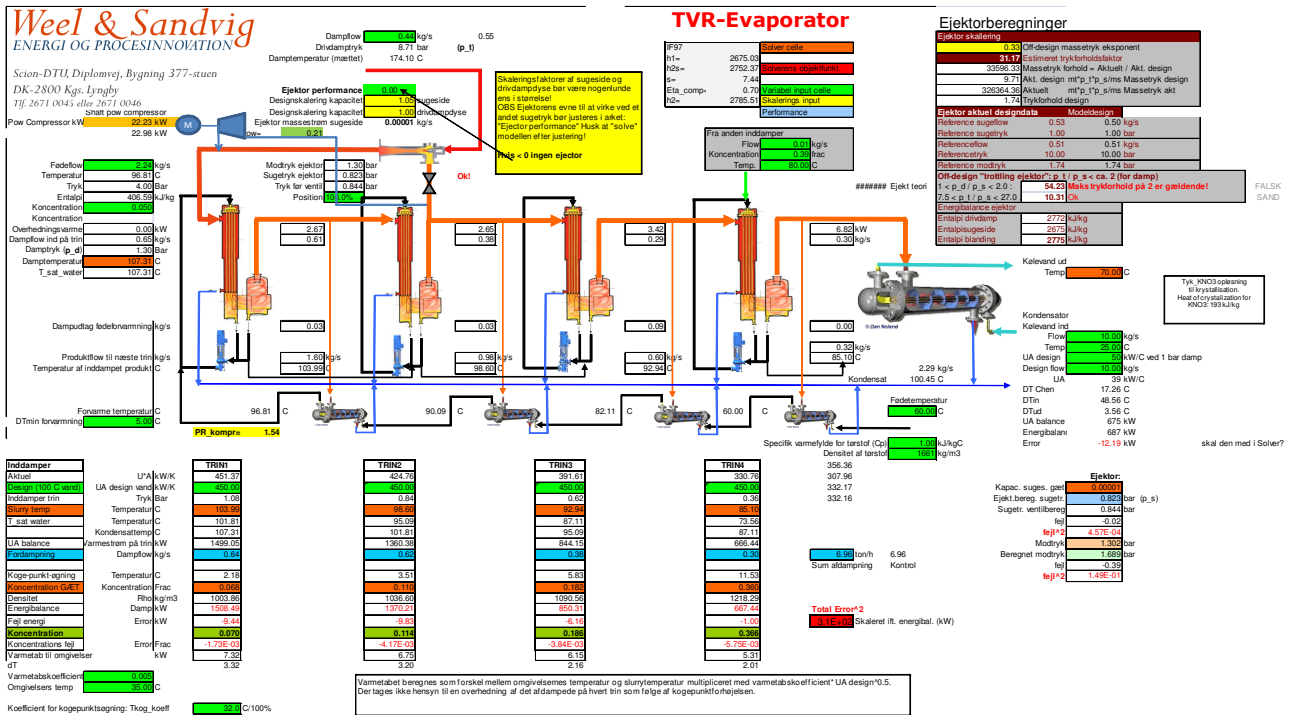
$1600 * 5,7 / 4,5 = 427 \text{ kg/h}$ ($0,12 \text{ kg/s}$), hvilket er noget lavere end flowet bestemt ud fra kompressormappen.

Beregningen er baseret på en ændring af temperaturdifferensen, som kun er på $5,7^\circ\text{C} - 4,5^\circ\text{C} = 1,2^\circ\text{C}$. Det er klart at denne beregningsmetode er følsom både overfor usikkerhed og nulpunktsfejl på temperaturmålingerne, der indgår i denne beregning, men også overfor den ikke helt stabile drift på inddamperen (se Figur 60).

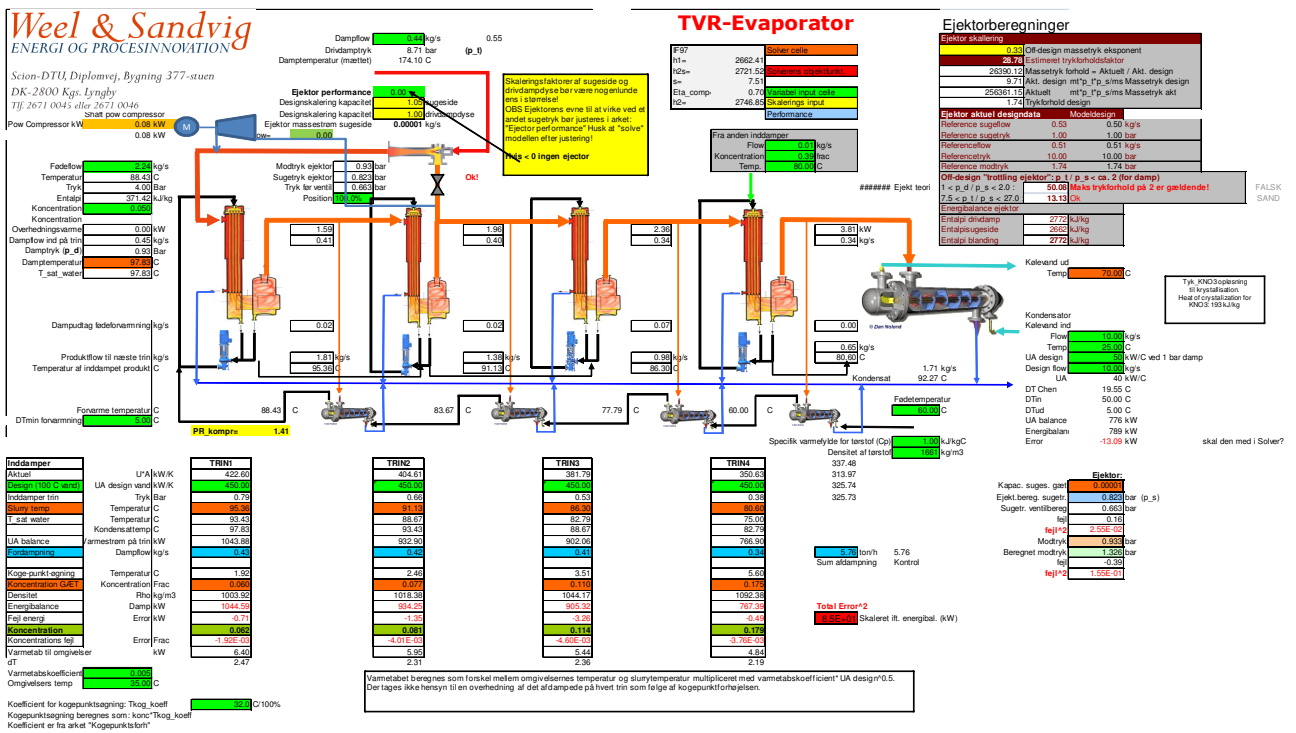


Figur 60. Målte temperaturdifferenser på inddampertrin 1, 2 og 3. Kompressordrift kl. ca. 13.00 - 15.40 (ejektordrift kl. ca. 13.00 - 15.40). Kl. ca. 16.20 kobles ejektoren ind igen.

Til sammenligning er med en simulator af inddamperen beregnet tilsvarende temperaturdifferenser på trinene på 3,32 K og 2,47 K (se Figur 61 hhv. Figur 62) for inddampning med kompressor indkoblet hhv. frakoblet.



Figur 61. Simulering af inddamper med kompressordrift og frakoblet ejektor svarende til forsøgsdrift 18. januar 2012 kl. 13.30 – 14.30.



Figur 62. Simulering af inddamper med kompressordrift og frakoblet ejektor, svarende til forsøgsdrift 18. januar 2012 kl. 15.45 - 16.20.

Effekttaget på kompressoren i perioden fra 13.30 til 14.30, hvor anlægget kørte nogenlunde stabilt, er målt til 31,6 kW. En beregning af det termodynamiske kompressorarbejde for samme periode kan bestemmes ud fra følgende middelværdier i perioden:

$$P_r = 1,605$$

$$P_{\text{sug}} = -223 \text{ mbar.}$$

$$P_{\text{dish}} = 1,264 \text{ bara}$$

$$T_{\text{sug}} = 97 \text{ C}$$

$$T_{\text{dis}}^{\circ\text{C}} = 155,3 \text{ C}$$

$$R_{\text{pm}} = 89500$$

$$\text{Flow}(P_r, r_{\text{pm}}) = 0,435 \text{ m}^3/\text{s} = 0,208 \text{ kg/s (fra Kompressor map)}$$

(densitet ved indløb til kompressor er 0,4782 kg/m³)

Usikkerheden på bestemmelse af masseflowet vha. kompressormappen vurderes at være +/- 7 % i det område, hvor der har været stabil drift. Den termodynamisk beregnede middeleffekt på kompressoren er dermed:

$$P_{\text{kompress}} = m \cdot (h_2 - h_1) = 23,6 \text{ kW.}$$

Den gennemsnitlige virkningsgrad for drevet (gear, rem, elmotor) kan derved estimeres til: $23,6/31,6 = 0,75$.

Denne estimerede virkningsgrad er lavere end forventet, men bør dog ses i lyset af en ret stor usikkerhed på bestemmelse af flowet gennem kompressoren.

Tabet vurderes baseret på målinger på olierekreds primært at kunne relateres til elmotor, frekvensomformer og muligvis også remdrevet, hvor der under forsøget kunne konstateres en ret høj overfladetemperatur på remmen (se Figur 47).

Den målte virkningsgrad for kompressoren bestemmes som nævnt ovenfor ved udtrykket:

$$\eta_{\text{målt}} = (h_2 - h_1)/(h_{2s} - h_1) = (2785,6 - 2672,7)/(2785,4 - 2672,7) = 0,676.$$

Til sammenligning er virkningsgraden på mappen aflæst til 0,70. Forskellen i virkningsgrad ligger inden for den estimerede usikkerhed på denne parameter, som er beregnet til +/- 10,24 %, jf. Tabel 10.

Den beregnede akseffekt til kompressoren kan, når der tages hensyn til usikkerheden i bestemmelse af dampflow og kompressorvirkningsgrad, beregnes til 23,6 kW +/- 12.4% svarende til en maksimal effekt på 26.5 kW.

Den gennemsnitlige virkningsgrad af drevet (gear, rem, elmotor og frekvensomformer) kan dermed højst have været $26,5/31,6 = 84\%$.

Ifølge materiale fra Danfoss, bør frekvensdrevet i den aktuelle drift forventes at have en virkningsgrad på mindst 97%. Gearets virkningsgrad er estimeret til mindst 98%. Motorens virkningsgrad må ifølge de data vi har forventes at have en virkningsgrad på over 91%. Dette

betyder at virkningsgraden på remdrevet (som følge af friktions- og ventilationstab) maksimalt kan være:

$$\text{Eta remdrev}_{\text{maksimal}} = 0,84 / (0,91 * 0,98) = 0,94$$

Denne virkningsgrad er lavere end forventet. Virkningsgraden af remdrevet er forventet at være højere end 97%. De aflæste effekter, på frekvensdrevet, som ifølge Danfoss er effekten leveret til motoren, ligger således lidt over den maksimale effekt, vi når frem til i beregninger, når der tages hensyn til usikkerheder.

Samlet set må det dog konkluderes, at der er en rimelig konsistens mellem forventet effektoptag og det observerede.

Varmepumpen, som isoleret MVR-applikation på inddamperen, har under forsøget gennemsnitlig ydet en COP baseret på kompressormap svarende til cirka:

$$\text{COP}_{\text{MVR}} = (0.208 \text{ kg/s} * (2 * 2.25 \text{ MJ/kg}) + 31.6 \text{ kWe}) / 31.6 \text{ kWe} = 31$$

9 Konklusion

Der er i projektet gennemført en demonstration af en MVR løsning på et industrielt inddamperanlæg, hvor kompressoren er baseret på en relativt billig og kompakt masseproduceret turbokompressortechnologi, designet til bilindustrien.

Løsningen har over to forsøgsperioder kørt med vanddamp i mindst 12 timer, heraf mere end 3 timer (uden bypass), hvor kompressoren arbejder som MVR på inddamperen.

Demonstrationen forløb uden problemer. Det er således bl.a. vist at teknologien principielt kan fungere med vanddamp som arbejdsmedium.

I relation til holdbarhed er der naturligvis tale om meget kort driftstid. Formålet med forsøget har primært været at vise at teknologien kan anvendes og få indikationer af performance og evt. problemer fx med akseltætninger.

Kompressorens performance er bl.a. estimeret ud fra en transformeret kompressormap gældende for luft, eftersom der i forsøgsopstillingen ikke var flowmåling af damp gennem kompressoren. Kompressormappen gældende for luft er fra Rotrex, og der har ikke været ressourcer i projektet til først at undersøge om denne kunne eftervises. Kompressorens evne til at komprimere damp under forsøget er ud fra temperatur og trykmålingerne bestemt med en kompressorvirkningsgrad på gennemsnitligt omkring 68%, som skal ses i forhold til at en alternativ bestemmelse af den gennemsnitlige virkningsgrad ud fra aflæsninger i kompressormappen giver et resultat på ca. 71 %. Usikkerheden på virkningsgradsbestemmelsen ud fra målinger af temperatur og tryk før og efter kompressor er vurderet til ca. +/- 10 %, og kan dermed forklare afvigelsen.

En sammenligning af aflæst effektoptag på motoren fra frekvensdrevet og beregninger baseret på kompressormap og registrerede målinger under forsøget har netop ikke ligget inden for den beregnede effekt inklusive usikkerhedsintervallet.

Men det må dog konkluderes at der er en rimelig konsistens i de beregnede forventede effekter og de observerede.

Efter et indledende opstartsforsøg blev der konstateret lidt smuld fra remmen i nærheden af remskiven til kompressoren. Dette kan skyldes at der har været slip og slitage på remmen, som følge af at remmen har strækket sig i løbet af det første forsøg og derved er blevet for slap. Det er sandsynligt eftersom en kontrol før den efterfølgende egentlige demonstrationsdrift viste en utilstrækkelig remspænding. Remmen blev spændt op og der blev efter demonstrationsdriften ikke konstateret tegn på yderligere slitage på remmen.

Dette passer fint med at bestemmelse af omløbstal og slip på remmen ud fra vibrationsanalyser har indikeret at der ikke har været slip på remmen i det egentlige forsøg. Vibrationsanalyser blev også brugt til at bestemme slip i friktionsgearet, som i alle målinger blev bestemt til mindre end 0.22%, som passer fint med oplysninger fra Rotrex.

Varmetabet via oliekølingen til Rotrex-gearet er med antagelse om et olieflow på omkring 0.7 l/min (baseret på målinger fra Rotrex) beregnet til at ligge mellem 0.5 og 0.6 kW under forsøget. I forhold til en beregnet akseffekt på kompressoren på 23.6 kW udgør oliekøleeffekten cirka 2%. Varmetilførsel til oliekredsen sker dels som følge af de mekaniske tab i friktionsgearet dels ved varmeoverførsel mellem kompressorhus og gear. Sidstnævnte vurderes på basis af bl.a. termografering af gearhusets overflade at udgøre et positivt bidrag, således at der sker en netto varmestrøm fra kompressorhus til gearhus, hvilket medfører at friktionsgearet har kørt med en virkningsgrad på mere end 98%.

Under de to forsøgsperioder med dampkompression er der på intet tidspunkt konstateret tegn på lækage af damp fra kompressor og ind i gearet, eller tegn på olielækage fra gear og ind i kompressor. Oliestanden er før og efter de to forsøg målt og der blev ikke konstateret ændringer på hverken oliestand eller oliens udseende, som efter forsøget stadigvæk var helt klar.

Projektet har været begrænset til et demonstrationsprojekt, hvor de gjorde erfaringer og forslag til forbedringer er samlet op med henblik på evt. at kunne bruges i en videreudvikling. Videreudvikling inden for projektets rammer har ikke været en mulighed.

10 Forkortelser

COP: Coefficient of performance.

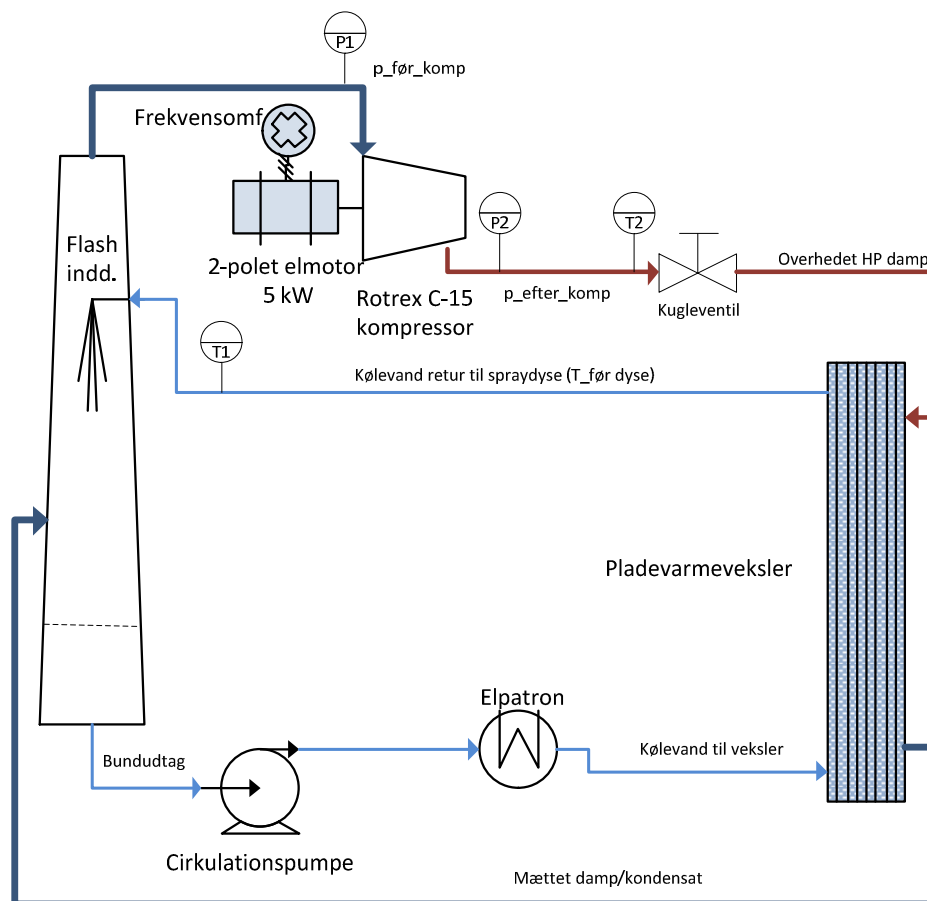
FFT: Fast Fourier Transform.

MVR: Mechanical vapor recompression (mekanisk dampkompression).

TVR: Thermal vapor recompression (termisk dampkompression vha. ejektor).

Appendix A: Forsøg med Rotrex hos TI

Under et besøg hos TI den 24. juni, 2011 blev der kørt et forsøg med en opstilling, som skitseret i Figur A. Forsøgsopstillingen var i den oprindelige konfiguration forsynet med en ekstern kølet varmeveksler. I den aktuelle ombyggede opstilling var denne varmeveksler nu koblet som en intern pladevarmeveksler.



Figur A. Skitse af forsøgsopstilling hos TI i Århus.

I opstillingen (se Figur A) suges damp fra toppen af en aflang cylindrisk beholder (flash-inddamperen), gennem et dråbefang. Efter kompression af dampen i kompressoren (Rotrex C-15), går dampen ind i toppen af en pladevarmeveksler, hvor den overhede damp afkøles i modstrøm med vand, som pumpes fra bunden af flash-inddamperen med en cirkulationspumpe. Efter cirkulationspumpen går vandet gennem en elpatron (hvor det kan opvarmes) inden det ledes ind i bunden af pladevarmeveksleren, hvor det opvarmes svagt for derefter at forlade pladevarmeveksleren i toppen og ledes videre til en spraydyse, som er placeret cirka 2/3 oppe i flash-inddamperen.

På den varme side i pladevarmeveksleren forlader den afkølede damp og evt. lidt kondensat pladeveksleren i bunden og returneres til flash-inddamperen i cirka 1/3 højde af flashinddamperen.

Dampen passerer derpå op gennem brusebadet af kogende vand, der sprayes ud i flash-inddamperen, inden det når toppen af beholderen, hvor det suges gennem dråbefanget tilbage til kompressoren. Der er meget lille temperaturdifferens i pladeveksleren, så snart overhedningen er taget af den indkomne damp og derfor er der kun en beskedent varmeoverførsel og udkondensering i veksleren, hvilket medfører et stort tryktab på damp siden.

I trykledningen mellem Rotrex-kompressor og pladevarmeveksleren er der en drøvleventil (kugleventil), til at kunne variere kompressorens driftspunkt.

Drevet til Rotrex-kompressoren består af en 5 kW 2-polet asynkronmotor med en dobbeltudveksling (mellemaksel) i remtrækket med Poly-V rem. Udvekslingsforholdet i Rotrex-gear er oplyst til 1:12.67.

TI oplyste at de havde oplevet problemer med remdrevet til kompressoren i deres opstilling, som bestod af en dobbelt remudveksling over en mellemaksel. Højeste hastighed på pulley var i TI forsøgsopstillingen cirka 12000 rpm, som dermed er lavere end det, der var planlagt i nærværende projekt (op til 14000 rpm) i den industrielle demonstrationsopstilling hos Haldor Topsøe.

TI oplyste endvidere at under en hel del af inddamperforsøgene blev der i flere omgange konstateret olielækage fra gear til dampkredsen – og til tider kondensering af damp i olien. Oliekredsen var derfor blevet ombygget med det formål mere systematisk at undersøge olie kredsen mht. flow under forskellige tryk forhold, olie pumpens og olie kølingens funktion, etc. Kredsen var forsynet med flowmålere og 2 magnetfiltre, trykudligningsventiler, specielt oliereservoir bygget til vakuumbetingelser, speciel olie køler med 3 små PC-blæsere, tryk- og temperaturmålinger, mm.

Forsøgets forløb

Først blev luften i forsøgsopstillingen fjernet med et evakueringsystem. Kompressoren blev herefter langsomt kørt op i hastighed, samtidigt med at elpatronen blev benyttet til at varme vandsystemet op og dermed justere sugetrykket.

Der blev kørt med kompressoren ved 40, 50, 60, 70 og knapt 80 Hz. Da temperaturen på sugesiden var kommet op på 90°C blev elpatronen slået fra. Derefter faldt temperaturen umiddelbart noget igen.

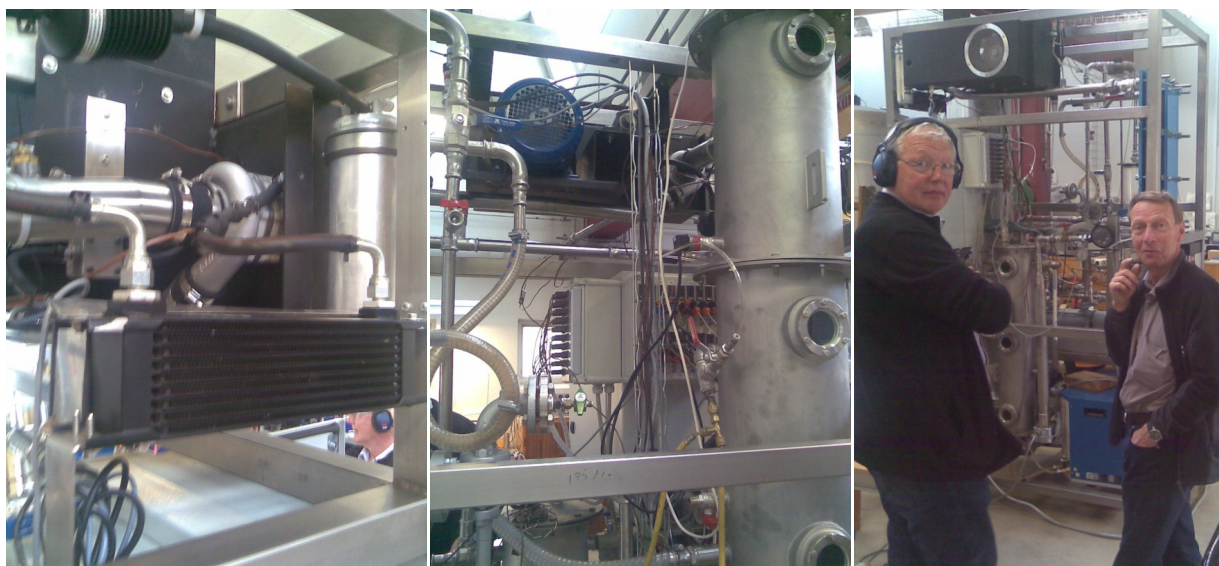
Der var kun en kort periode med en temperatur omkring 90°C på sugesiden. Under forsøget kunne der konstateres en lille mængde kondensat ud af varmeveksleren (i en gennemsigtig slange) i form af en langsomt flydende kondensatfilm på indersiden af slangen.

Med en frekvens på motoren på 60 Hz blev omløbstallet på Rotrex-garets drivaksel (pulley) målt til 9371 rpm, svarende til at kompressorhjulet har en omløbshastighed på 118730 rpm, under antagelse af at slippet i gear er negligibelt.

Anders Kolstrup (Rotrex) har oplyst at slippet er mindre end 0.3% (hvilket i øvrigt stemmer godt overens med de vibrationsmålinger Weel & Sandvig efterfølgende har udført på den industrielle demonstrationsopstilling hos Haldor Topsøe).

Omregningsfaktoren mellem frekvensen til motoren og kompressorens omløbstal er således 1978.8 rpm/Hz, ved det aktuelle slip i motoren.

Motordrevet kunne køres op til maksimalt 80 Hz, som var indlagt som en restriktion for at beskytte motoren mod overlast. Motoren ydede dog mindre end 5 kW ved de 80 Hz.



Figur B. På billedet til venstre ses den lille Rotrex C-30 kompressor over og bagved oliekoeleren. På billedet i midten ses øverst elmotor og til højre i billedet flash-inddamper med skueglas. På billedet til højre Hans Madsbøll og Mogens Weel foran forsøgsopstillingen. Pladevarmeveksleren ses i højre side af opstillingen.

Under vores besøg viste det sig at kompressoren i den aktuelle modificerede opstilling kun kunne operere i et meget begrænset område af kompressorens map (kompressorens mulige driftsområde).

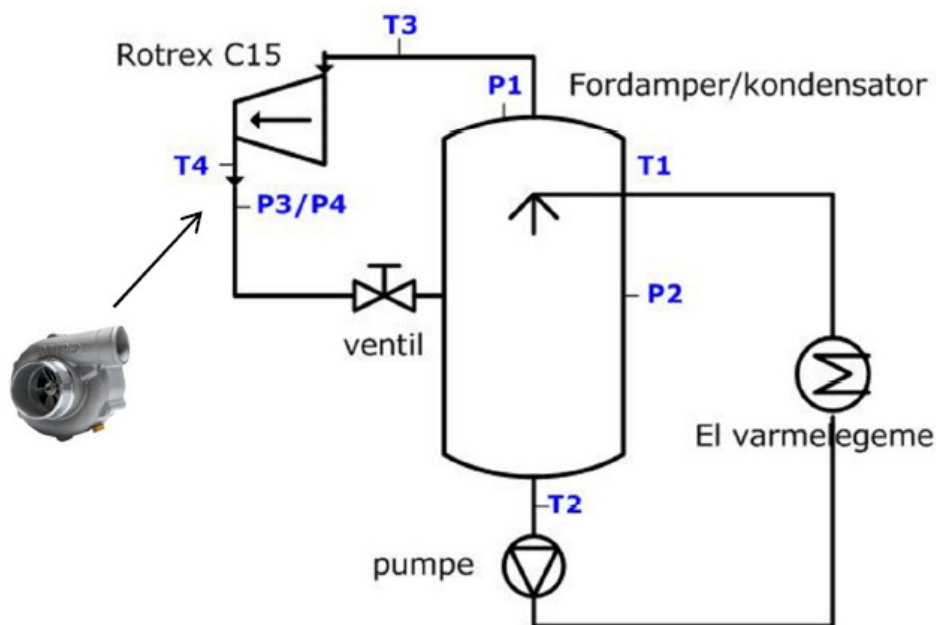
Noget tydede på at kompressoren blev kørt i et område, som var tæt på surge-linien, selvom drøvleventilen på kompressorens afgang var helt åben. For at undersøge om dette kunne være tilfældet, blev drøvleventilen derfor i et kort øjeblik (i perioden mens omdrejningstallet lå på 150.000 rpm), lukket en smule. Dette resulterede i at temperaturen på kompressorens sugeside straks steg, hvilket netop tyder på at kompressoren var i et driftspunkt ganske tæt på surge-linien. Hans Madsbøll (TI) oplyste at de havde observeret samme fænomen også ved lavere omløbstal. Dette kan tyde på at systemkarakteristikken er næsten parallel med surge-linien.

Weel og Sandvig lavede efter forsøget estimeringer på tryktab i varmeveksleren, som bekræftede hypotesen om en systemkarakteristik næsten parallel med surge-linien for kompressoren.

Ændret forsøgsopstilling og forsøg efter besøget

Teknologisk Institut har efterfølgende oplyst og sendt os følgende resultater:

Efter Weel & Sandvigs besøg blev opstillingen ombygget (se principtegning i Figur C), så dampen ikke ledes gennem pladevarmeveksleren, for at eliminere tryktabet i denne og dermed give mulighed for forsøgskørsler ved flere trykforhold.

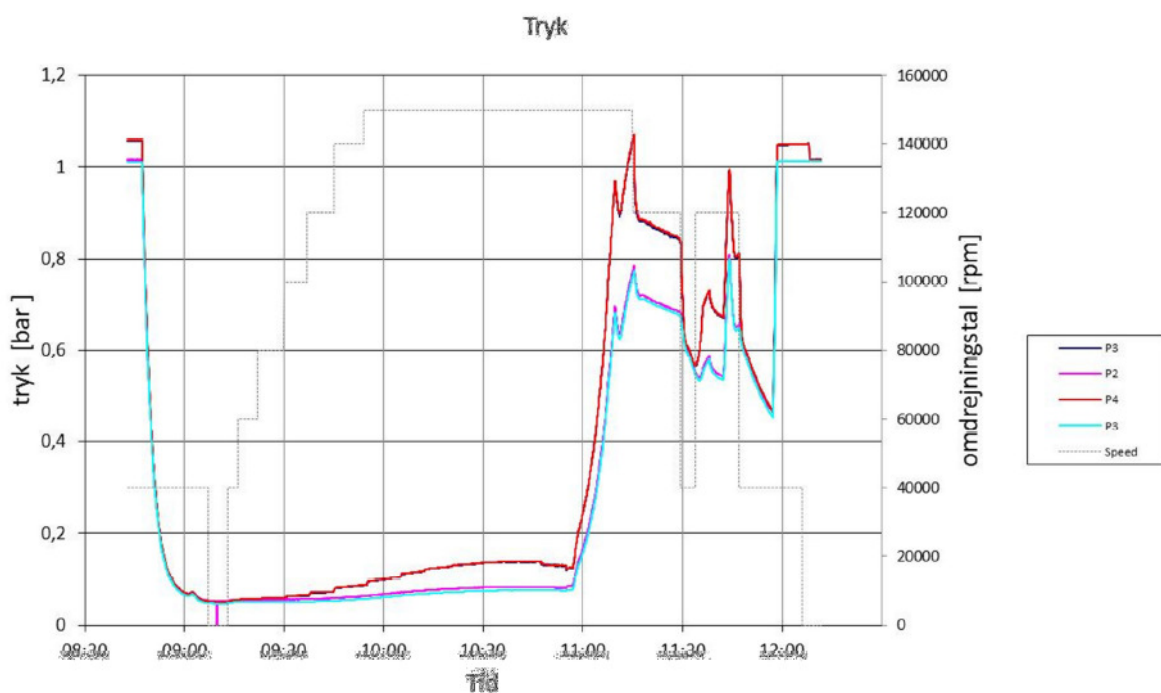


Figur C. Principtegning af TI opstilling modificeret efter besøget.

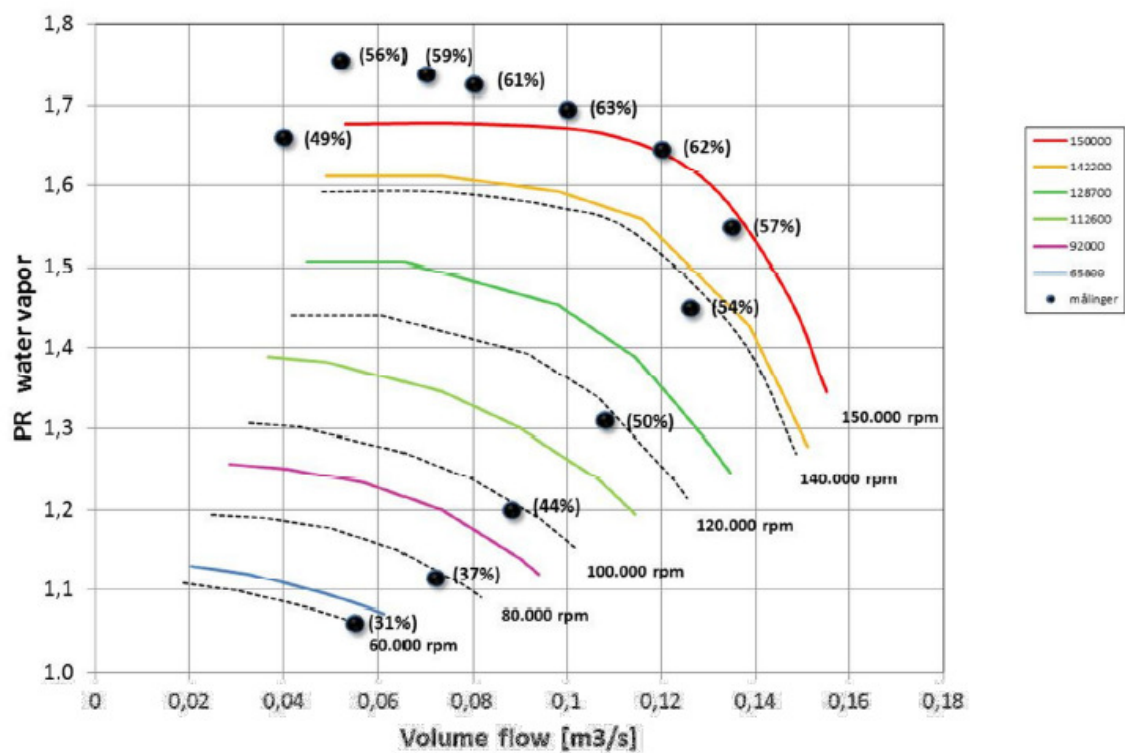
Den 20.09.2011 er der kørt lavtemperaturforsøg (omkring 30 C i sugeledning) ved forskellige omløbstal og trykforhold (drøvling af ventil efter kompressoren).

Resultaterne (se Figur D) viser i nogle tilfælde et lidt højere trykforhold og lidt lavere virkningsgrader end den transformerede kompressormap (se Figur E), hvilket svarer ganske godt til TI's hidtidige erfaringer med de anvendte skaleringslove.

Under dette forsøg, med lav temperatur og dermed også lavt tryk (mindre end 0.15 bara) i kompressoren blev der igen konstateret olielækage fra gear til kompressor. Tabet af olie (som kunne genfindes i vandsystemet) over en driftstid på omkring 4 timer er opgjort til cirka 0.15 liter.



Figur D63. Målte tryk og hastighed af kompressor under forsøg hos TI den 20. 09.2011.



Figur E. Transformeret kompressormap for Rotrex C15-60, hvor driftspunkter med beregnet virkningsgrad fra forsøg gennemført 20. 09.2011 er indtegnet.