
Udvikling af Rotrex-turbokompressor til vanddampkompression

ELFORSK-projekt nr. 344-009

Titel:

Udvikling af Rotrex-turbokompressor til vanddampkompression

Udarbejdet af:

Teknologisk Institut
Køle- og Varmepumpeteknik
Gregersensvej 2
2630 Taastrup

Marts 2018

Forfattere:

Lars Reinholdt, Teknologisk Institut
Hans Madsbøll, Teknologisk Institut
Mogens Weel, Weel & Sandvig
Anders Kolstrup, Rotrex
Jan Poulsen, Pentair (tidligere Union)
Søren Lautrup Krammer, Krammer Innovation (tidligere Xvaporator)
Alexander Pachai, Johnson Controls
Jeremy Miller, Spirax Sarco (UK)

Indholdsfortegnelse

1. Indledning	4
2. Projektets målsætning og målgruppe	5
3. Konklusion, effekt og perspektivering.....	7
4. Projektets gennemførelse og resultater	8
4.1. System- og overordnet kompressordesign	8
4.3. Endelig kompressorspecifikation	16
4.4. Simuleringsmodeller	17
4.4.1. Statisk kompressormodel	17
4.4.1.1. Eks. 1: Tilgangstemperatur 85 °C, $\varnothing_{\text{rotor}}$ ca. 100 mm	18
4.4.1.2. Eks. 2: Tilgangstemperatur 85 °C, $\varnothing_{\text{rotor}}$ ca. 130 mm	19
4.4.1.3. Eks. 3: Tilgangstemperatur 105°C, $\varnothing_{\text{rotor}}$ ca. 80 mm	20
4.4.2. Dynamisk model af inddamper (faldfilm) med MVR.....	21
4.4.2.1. Inddampermodellens hovedtal	21
4.4.2.2. Styringskoncept.....	24
Sekvens for opstart af inddamper og kompressor	25
Simuleret stabil drift ved inddampning og MVR	27
Opstart af inddamper og indkobling af kompressor	28
Sammenfatning	32
4.5. Strømningsdesign af kompressoren	32
4.6. Fremstilling af kompressorprototype, laboratorietest og troubleshooting	38
4.6.1. Kompressoren med Al-rotor.....	38
4.6.2. Test med damp og remtrukne kompressorer	39
4.6.3. Test med damp og direkte trukket kompressor	44
4.7. Opsummering på design og test	46
4.8. Dokumentation og formidling	46

1. Indledning

Nærværende rapport beskriver det gennemførte ELFORSK-projekt "Udvikling af Rotrex turbokompressor til vanddampkompression" med projektnummer 344-009 og gennemført i perioden fra 1. marts 2012 til projektafslutning i marts 2017.

Projektet er økonomisk støttet af ELFORSK-puljen, som støtter forskning og udvikling med særligt fokus på effektiv energianvendelse til gavn for danske forbrugere. Projektet har haft følgende deltagende virksomheder:

- Teknologisk Institut, projektleder
- Rotrex
- Weel & Sandvig
- Johnson Controls
- Enervision (nu SE Rådgivning A/S)
- Union Engineering (nu Pentair)
- Xvaporator (nu Krammer Innovation).

De oprindelige firmanavne er fastholdt i det følgende.

Fra projektgruppen skal lyde en særlig tak til ELFORSK-holdet, som – ud over at supportere med økonomisk støtte til projektets gennemførelse – også igennem projektførelsen har deltaget aktivt i forskellige beslutninger omkring projektets gennemførelse, og som har supporteret projektgruppen på bedste vis undervejs i hele forløbet.

På vegne af projektgruppen:

Lars O. Reinholdt

Projektleder, Teknologisk Institut

Køle og Varmepumpe-teknik

2. Projektets målsætning og målgruppe

Projektets overordnede formål var at udvikle en ny konkurrencedygtig eldrevet vanddampkompressor, som kan bidrage til at realisere regeringens mål – som beskrevet i Energi-strategi 2050 – omkring industrielle energibesparelser og intelligent elforbrug.

Projektets udgangspunkt er en kompressor, der er baseret på den danske Rotrex-turbo-kompressor, som i dag anvendes til kompression af luft – primært tuning af biler og andre højtydende motorer. Denne er karakteriseret ved et meget kompakt og kosteffektivt høj-hastighedsgear, der er patenteret af Rotrex. Den største model – type C38 – der danner baggrund for projektet, ses i Figur 1.



Figur 1 Rotrex C38 luftkompressor.

Forud for projektet havde Weel & Sandvig og Teknologisk Institut parallelt gennemført indledende test og beregninger af kompressoren i standardudførelsen (designet til luft), anvendt til kompression af vanddamp, og her performer kompressoren som forventet. På den baggrund var det realistisk at videreudvikle kompressoren til drift med vanddamp, således at den optimeres til de mange anvendelsesmuligheder, som projektgruppen repræsenterer.

I flere af de interessante applikationer er strategien at parallelkoble den effektive eldrevne kompressor med de almindelige termisk drevne kompressorer, således at kompressoren kan bidrage til konverteringen til fremtidens elbaserede Smart Grids. Der findes allerede forskellige kompressortyper på markedet i dag, som kan anvendes til de ønskede applikationer, men de er enten meget dyre, begrænset i kapacitet/trykforhold eller er ikke tilstrækkeligt driftssikre.

Projektets overordnede mål har været at udvikle en konkurrencedygtig eldrevet mekanisk vanddampkompressor, som kan bruges i en række industrielle processer, samt at spare fossilt brændsel og den deraf afledte CO₂-udledning.

Det konkrete mål har været at designe, udvikle og teste en prototypekompressor baseret på Rotrex C38-gear, sideløbende med at der blev designet forskellige energisystemer blandt projektpartnerne, som kompressoren kan anvendes i.

Damp og dampbaserede systemer anvendes i vid udstrækning i industrien som intern energiforsyning og direkte i enhedsoperationer. I forhold til andre varmepumpemedier vil vanddamp derfor lettere kunne accepteres af industrien, foruden at der allerede findes kommercielt tilgængelige komponenter til mange af systemløsningerne.

Som eksempel på energibesparelspotentialer kan nævnes, at inddampningsanlæg, som er drevet alene ved termisk genereret varme, bruger i størrelsesordenen 100 til 900 kWh/ton vand, der fordampes, samt ved et MVR-anlæg (Mechanical Vapor Recompression), hvor dampen fra produktet komprimeres og opvarmer koge-/tørreprocessen, bruger i størrelsesordenen 16-30 kWh/ton svarende til en faktor 10 til 20 lavere.

I det nuværende design koster en Rotrex-kompressor til luftkompression omkring 25.000 kr. Den største Rotrex-kompressor har en slagvolumen på ca. 1500 m³/h og et trykforhold på ca. 1,8 med vanddamp. Ved redesign af den nuværende kompressor kan dette trykforhold øges til ca. 3, og virkningsgraden vil være 0,7 til 0,8. Til sammenligning er katalogprisen 1,7 millioner kroner på en skruekompressor, som har en slagvolumen på 1100 m³/h og et trykforhold på 8. En såkaldt kapselblæser, som i dag nødtørftigt anvendes i MVR-systemer pga. manglende alternativer, har et trykforhold på ca. 1,8, koster minimum 70.000 kroner og har en dårlig virkningsgrad.

Projektets overordnede målgruppe er producenter af udstyr, hvori en vanddampkompressor kan bidrage positivt – herunder industrivirksomheder, hvor damp indgår direkte (f.eks. kogning, tørring og inddampning) eller allerede anvendes som energibærende medie. Udnyttelse af overskudsvarmekilder indgår også i dette billede – f.eks. i forhold til fjernvarmesektoren, hvor løsningen kan tænkes ind som en booster-løsning.

De potentielle aftagere af kompressoren, som er repræsenteret i projektgruppen, er hver især førende inden for deres forskellige forretningsområder, som bl.a. dækker inddampningsanlæg, procesanlæg til CO₂-produktion, industrielle stand-alone-varmepumper samt industrielle dampsystemer.

3. Konklusion, effekt og perspektivering

Projektet har vist, at det er muligt at designe og fremstille en yderst konkurrencedygtig vanddampkompressor, som er baseret på Rotrex-modellen, hvor de forventede virkningsgrader på 75 % kan opnås.

I forhold til andre højtemperaturvarmepumpeteknologier er perspektiverne i den udviklede kompressor gode, fordi vanddamp er både anerkendt og vidt udbredt som medie i industrien – både som varmetransportmedie og som direkte medie i f.eks. tørreprocesser.

Analyse af projektpartnerens ønske til anvendelse og kapacitet viser, at der er behov for forskellige kompressordesign – alt afhængigt af det ønskede temperaturløft og af den ønskede proces-/driftstemperaturer. På baggrund af dette blev det valgt at udvikle en kompressor, der gav mulighed for det højeste mulige temperaturløft ved ca. 85 °C fordampningstemperatur (ca. 0,6 bara sugetryk), samtidig med at de maksimalt tilladelige belastninger af rotormateriale (Ti) og gear (ca. 50 kW overført effekt) blev overholdt.

Analyserne af selve kompressoren samt integrationen i et procesanlæg er gennemført ved hjælp af beregnings- og simuleringmodeller. Resultaterne herfra er derefter brugt til det detaljerede design, der er udført med en speciel software-pakke.

Der er bygget i alt fem kompressorer, som er baseret på det udviklede design – heraf tre med remtræk og to, som er direkte drevet af højhastighedsmotor med hastighedsregulering. Disse er testet hos Rotrex (luft), ved industriel installation (damp) hos Haldor Topsøe samt på et testcenter for dampudstyr hos Spirax Sarco.

Testene med damp viste, at forventningerne til virkningsgrader blev nået, mens det maksimale temperaturløft (trykforhold) på ca. 25 °C ikke kunne nås, da traktionsoliens temperaturbegrænsning ikke tillod fulde omdrejningstal (22 °C blev opnået). Desuden blev der konstateret utætheder ved det valgte design for aksletætningen, som blev forbedret. Problemerne blev dog ikke endeligt løst i projektperioden.

Selvom det ikke lykkedes at gennemføre en egentlig langtidstest og dermed at verificere den forventede levetid, har alle projektets partnere bevaret troen på teknologien og på løsningen, og de arbejder pt. videre med den.

Konkret har Rotrex designet videre på både aksletætning samt køling af olie og den højlydende elmotor i den direkte trukne version.

Rotrex har endvidere opnået patent på et nyt geardesign, der åbner for overførsel af en større akseffekt end det traktionsgear, der anvendes i nærværende design, tillader.

Union har også opnået patent på en CO₂-produktionsproces, hvori damprekompresion indgår.

Den udviklede kompressortechnologi åbner for en betydeligt større udnyttelse af overskudsvarme i industrien samt for en effektiv konvertering af varmforsyningen hen imod en større andel af el fra vedvarende energikilder.

4. Projektets gennemførelse og resultater

Ud over selve kompressorudviklingen har projektets fokus også været rettet mod design af systemer og udvikling af beregningsprogrammer, der kan anvendes til at analysere både kompressordesign, drift samt systemerne, hvori kompressoren indgår.

Projektet var inddelt i følgende arbejdspakker:

- Arbejdspakke 1 Projektopstart
- Arbejdspakke 2 Systemdesign og økonomiske beregninger
- Arbejdspakke 3 Udarbejdelse af simuleringsmodeller
- Arbejdspakke 4 Strømningsdesign af kompressoren
- Arbejdspakke 5 Analyse, design og konstruktion af drivlinje til kompressor
- Arbejdspakke 6 Fremstilling af kompressorprototype, laboratorietest og troubleshooting
- Arbejdspakke 7 Tilpasning af modeller og parametervariation
- Arbejdspakke 8 Dokumentation og formidling.

Da en del af arbejdspakkerne griber ind i hinanden, følges ovenstående opdeling ikke direkte i det følgende.

4.1. System- og overordnet kompressordesign

Projektgruppen var sammensat med stor repræsentation fra de mulige markedsområder for kompressortechnologien, og baseret på en vurdering af anvendelsesmuligheder og markedsstørrelser inden for disse kunne partnerne specificere kravene til vanddampkompressoren, så den passede til de forventede applikationer.

Der viste sig at være temmelig stor spredning på kravene, som er opsummeret i Tabel 1.

Anvendelse og baggrund for kravene for de enkelte partnere fremgår af det følgende:

Johnson Controls: Den primære anvendelse tænkes at være som booster i kaskade med traditionel ammoniakvarmepumpe – evt. som enkeltstående højtemperaturvarmepumpe. Specifikationerne er derfor givet som kapacitet og temperaturløft. Omregnet svarer 0,1 MW ved 65 °C til et masseflow på ca. 150 kg/h, og et temperaturløft på 20 °C svarer til PR 2,5. Kapaciteten 1 MW ved 85 °C svarer til knap 1500 kg/h, mens et temperaturløft på 30 °C svarer til PR = 3,15.

Partner	Main field of interest	Heat capacity	Flow	Suction temperature	Pressure ratio	Temperature lift	Market potential
		[MW]	[kg/hr]	[°C]	[-]	[K]	[pc/Year]
Johnson Control	Cascade heat pumps	0,1 - 1		65 - 85	2,5 - 3,15	20 - 30	
Spirax Sarco	Industrial steam market and associated applications		500 - 1000	65 - 144	2		
Union Engineering	Systems/plants for production of CO2 of food quality as OEM		250 - 2000	90 - 110	1,6 - 3	15 - 35	48 - 72
Xvaporator	New industrial MVR-evaporator plants/systems as OEM		500-1000	85 - 110	1,8 - 3		20 - 30
Enervision	Projects, consultancy tasks etc.	-	-	-	-	-	-
Weel & Sandvig	Projects, consultancy tasks etc.	0,4 - 3		65 - 150	2 - 3		
Teknologisk Institut	Projects, consultancy tasks etc.		200 - 2500	30 - 130	1,1 - 3		2 - 3

Tabel 1 Krav til kompressordesign og markedspotentiale.

Spirax Sarco: Er en af verdens førende leverandører af komponenter til dampkredse. Vanddampkompressoren tænkes anvendt i de applikationer, der i dag benytter kedler til dampfremstillingen. Derfor er temperaturvariationen specielt stor, mens masseflowet varierer knap så meget. Kapacitetsmæssigt svarer det til variationer i intervallet 350 kW til ca. 700 kW, men med meget store forskelle i volumenflow til kompressoren.

Union Engineering: Tænker kompressoren anvendt i dele af processen til fremstilling af CO2 med det formål at opnå store energibesparelser. Så kravene er rimeligt veldefinerede.

Weel & Sandvig: Forretningsområdet er rådgivning og projektering i forbindelse med implementering af teknologien. Virksomheden har været involveret i en undersøgelse af markedsbegreb og muligheder for højtemperaturvarmepumper på både nationalt og europæisk plan, og specifikationerne fra Weel & Sandvig afspejler resultaterne fra disse redøgørelser. Den store spredning i kapaciteter afspejler variationerne i det aktuelle behov, mens begrænsningen i trykforhold på 2-3 afspejler det anvendelsesområde, der langt dominerer markedet.

Xvaporator: Kompressoren tænkes anvendt i inddampningsanlæg som en betydelig energieffektiv erstatning for de nuværende kompressorer/Roots-blæsere, der endvidere åbner mulighed for større trykforhold/temperaturløft til forbedring af inddampningsanlæggenes produktkapacitet.

Som det fremgår af Tabel 1, er der behov for en serie forskellige kompressordesign for at kunne dække alle applikationer på den optimale måde.

4.2. Estimering af energibesparelse ved brug af vanddampkompressor

Som energirådgiver var Enervisions interesse for kompressoren af generel karakter, og der blev gennemført følgende analyser af forskellige termiske procesanlæg. Igennem dette er der opnået kompetencer i forhold til fremtidig rådgivning for vanddampkompressionsanlæg.

Da det endelige kompressordesign og test af dette endnu ikke var gennemført, blev analyserne delvist baseret på antagelser, der dog ikke har nævneværdig indflydelse på konklusionerne:

- Kompressoren kan designes til et trykforhold på op til 3, hvilket svarer til et løft i den mættede temperatur af vanddampen på 20-30 °C.
- Vanddampflows op til 1.500 m³/h pr. kompressor.

For rent vanddamp ved 100 °C, der kondenserer til vand ved samme temperatur, svarer dette til en varmeeffekt på:

$$1.500 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 2,14 \text{ kg/m}^3 / 3.600 \text{ s/h} \cdot 2.257 \text{ kJ/kg} = 2.000 \text{ kW}.$$

COP for et anlæg med et kompressionsforhold på 3 vil være ca. 9, men vil variere efter starttemperaturen.

For estimering af potentialet for energibesparelser i forskellige processer beregnes den bortfordampede vandmængde, som følger:

FV = Mængde færdigt product (T)
 RV = Råmateriale / udgangspunkt, inden vand bortkoges (T).
 VF = Vandindhold i det færdige produkt (%)
 VR = Vandindhold i råmaterialet (%)
 $RV = FV \cdot (1 - VF) / (1 - VR).$

4.2.1. Inddampning

I processer, der anvender inddampning, koges en opløsning, indtil det meste af væsken er fordampet.

Dampen fjernes fra processen.

Med flere trin kan energien i dampen genbruges i processen.

Inddampning bruges i følgende industrielle produktioner:

4.2.1.1. Sukkerfremstilling

I sukkerfremstilling er der adskillige varmeforbrugende delprocesser.

Det største energiforbrug er kogningen af det første hold saft, hvorved sukkerindholdet stiger fra 14 % til 70 % ved fordampning af vandet.

Herefter koges sukermassen under vakuum ved maks. 80 °C, indtil det er helt tørt, med VF = 0,1 %.

Den primære producent af sukker i Danmark er Nordic Sugar, der har fabrikker i Nakskov og i Nykøbing Falster. Produktionen ligger på 400.000-450.000 T/år i alt (kilde: Landbrug og Fødevarer).

Processen er forholdsvis effektiv med inddampning i flere trin, og det vurderes, at Rotrex-kompressoren eller andre former for varmepumper, der kan recirkulere en del af dampen, vil medføre en energireduktion på ca. 60-70 %.

I Europa findes der ca. 150 sukkerfabrikker, der laver sukker på samme måde.

Verdens produktion af sukker er på ca. 115 mio. T.

4.2.1.2. Fremstilling af salt

I Danmark fremstilles salt ved, at der pumpes vand ned i en salt-horst i undergrunden. Det vand, der kommer op, er mættet med salt – dvs. et saltindhold på 312 g/liter vand (Kilde: Ingeniøren, 13/11 2005). Dette svarer til en VR på 24 %.

Ved at bortkoge vandet bliver det færdige produkt næsten helt tørt. I processen er der 6 trin, hvor trykket gradvist reduceres fra 3,5 bar/ 165 °C til 45 °C i vakuum. Dampen fra højtrykstrinnene genbruges ved de lavere tryktrin, hvorved der opnås en forholdsvis god effektivitet.

Ved fabrikken i Mariager tilføres varmen via et kraftværk, der forbrænder naturgas. Produktionen af el svarer til forbruget i 70.000 private husholdninger (Kilde: Ingeniøren) – svarende til ca. 280.000 MWh/år.

Med denne produktion af el anslås varmen fra anlægget til ca. 350.000 MWh/år.

Produktionen er 600.000 T/år.

$$RV = 600.000 \text{ T/år} \cdot (1 - 0,001) / (1 - 0,76) = 2.517.000 \text{ T/år.}$$

Massen af det bortkogte vand er $(2.517.000 - 600.000) = 1.917.000 \text{ T/år}$.

Energiforbruget til bortkogningen er ca. 180 kWh/T.

Med MVR er energiforbruget 40-100 kWh/T

Energisparepotentiale i Danmark:

$$(180 - 40) \text{ kWh/T} \cdot 1.917.000 \text{ T/år} = 268.000 \text{ MWh/år.}$$

4.2.2. Spraytørring

Spraytørring anvendes til fabrikation af f.eks. vaskepulver, mælkepulver og pulverkaffe. Tørregodset tilføres som en opslæmning eller en opløsning, og i én operation opnås indampning, tørring og pulverisering.

I de processer, som Enervision har analyseret, kræver spraytørring en lufttemperatur på ca. 220 °C, mens temperaturen af den fugtige luft ud af anlægget er ca. 80 °C.

Med den store temperaturredifferens bliver COP høj i en varmepumpe.

4.2.3. Kombination af inddampning og spraytørring

Lysin

Lysin – og formentligt også andre vitaminer og ingredienser – fremstilles i to trin:

1. Inddampning af produktet
2. Spraytørring af den opkoncentrerede fraktion fra nedkogningen.

Inddampningsprocessen ved fremstilling af lysin

I inddampningsprocessen vurderes det, at man via dampkompressorer kan spare ca. 60 % af energiforbruget.

Spraytørringsprocessen ved fremstilling af lysin

Efter nedkogningen tørres lysinen yderligere via spraytørring og efterfølgende i et fluid bed-anlæg, hvorved produktet bliver til pulver med et tørstofindhold på 97 %.

I denne proces opvarmes luft til 220 °C via naturgas. Luftens temperatur er ca. 60 °C ud af tørreanlægget.

Fra spraytørringsanlægget ledes pulveret til et fluid bed-anlæg, hvor luft tilføres i fire trin. I de første to trin er lufttemperaturen 80-120 °C, hvilket opnås via varmeklader opvarmet med damp.

I teorien er det muligt at lave varmeveksling direkte mellem den kolde friske luft og den varme udsugede luft, og dette har i sig selv et forholdsvist højt energibesparelsespotential.

Det er også muligt at lave højtemperaturdamp/-luft via en varmepumpe, men med de store temperaturforskelle mellem den kolde og varme side vil COP blive lav.

4.2.4. Brug af varmepumper i industrielle processer

I dette kapitel analyseres forskellige processer, hvor en dampkompressor kan anvendes, med hensyn til temperaturkrav og potentialer for energibesparelser.

4.2.4.1. Bryggerier

I bryggerier er der mange forskellige anvendelser af varmt vand og højtemperaturvarme (med temperaturer, der ikke kan tilvejebringes via fjernvarme).

I mange tilfælde findes en dampinstallation, der kan levere damp eller varmt vand ved ca. 160 °C.

Dette bruges til:

- Kogning af malt. I denne proces koges byggen ved ca. 67 °C i nogle timer.
- Pasteurisering: Lige før øllet hældes på flaske, pasteuriseres det ved en opvarmning til mindst 72 °C for at dræbe bakterier. Processen finder sted i en varmeveksler, men der er et vist varmebehov til at dække isoleringstab og den dT, der kræves over veksleren.
- Det øl, der forlader processen, køles via et køleanlæg. Dette afgiver varme til omgivelserne, der bortkøles i en kondensator eller i et køletårn.
- CIP (Cleaning In Place). På bryggerier og i mange andre industrier bruges der megen varme på intern rengøring/CIP. Temperaturen under disse processer er ofte over 80 °C.

4.2.4.2. Slagterier

På slagterier bruges højtemperaturvarme i mange processer:

- Varmt vand til rengøring og sterilisering af anlæg med kontakt til kødet
- Kogning af produkter
- CIP-processer.

4.2.4.3. Andre fødevarer virksomheder

De fleste fødevarer virksomheder bruger højtemperaturvand og -damp til både opvarmning/kogning i produktionen og til rengøring.

Eksempler fra SE-Rådgivning:

- Fabrik for fremstilling af grøntsager på dåse og glas
- Fabrik for produktion af mayonnaisesalater
- Mejerier
- Producenter af dyremad (hunde- og kattemad).

Eksempler:

Mejeri for osteproduktion

Al varme produceres i form af damp ved 8 bar = min. 170 °C.

Det vurderes ikke, at det er muligt at genindvinde varmen fra slutprocesserne:

- Vask af plastikbokse. Det lunkne spildevand ledes til kloak.
- Opvarmning af mælk i ostekar: I processen opvarmes mælken fra 7,4 °C til 30 °C. Her vil det være muligt at bruge en del af spildvarmen fra kondensatoren på køleanlægget, der leverer kulde til andre processer på mejeriet.
- CIP og rensning: To tanke med hhv. syre og base holdes på hhv. 60 °C og 90 °C via damp.

Fabrik for fremstilling af mayonnaisesalater

Al varme produceres i form af damp ved 8 bar = min. 170 °C.

Dampen bruges til:

- CIP: ca. 25 % bruges i CIP-processer ved ca. 80 °C. En del af dette kan spares ved at genbruge noget af vandet. Endvidere kan varmen i teorien fremstilles via en højtemperaturvarmepumpe.

Fabrik for fremstilling af syltede grøntsager

Al varme dækkes af damp, der produceres ved 8 bar = min. 170 °C.

Dampen bruges til:

- Kogning af produkterne – f.eks. kartofler. Dampen indsprøjtes direkte i kogevandet og kan derfor ikke genbruges.
- Resten af dampen bruges i processer, hvorfra kondensatet genbruges.

4.2.5. Destillationsprocesser

Ved destillation udkoges alkohol fra en alkoholholdig væske ved en temperatur, der er lavere end vands kogepunkt. Alkoholampen kondenseres herefter.

I fabrikker med denne proces kræves højtemperaturvarme i følgende processer:

- Varmt vand for rengøring og sterilisation
- Kogning
- CIP-processer.

4.2.6. Autoklaver og sterilisation

I en autoklave koges et produkt ved høj temperatur for sterilisation.

Autoklaver bruges i følgende industrier:

- Fremstilling af hunde- og kattemad
- Hospitaler
- Behandling af døde dyr.

Temperaturkravene svinger alt efter brugen. Ved dyremad ønskes en temperatur på ca. 130 °C.

Behandling af døde og evt. syge dyr kræver højere temperaturer end dette.

4.2.7. Opgradering af termisk energi fra motorer i fjernvarmenet

Udstødningsgassen fra generatorer i kraftvarmeproduktion kan køres via store varmepumper, hvorved vandindholdet i røggassen kondenseres.

Varmen fra varmepumpen kan bruges til fjernvarmefremstilling.

- **Temperatur**

Udstødningen kan køles til f.eks. 40 °C. Jo koldere, desto bedre effektivitet på motoren, men jo lavere COP på varmepumpen.

- **COP på varmepumpen**

Ved en fordamningstemperatur på 30 °C og en kondenseringstemperatur på 90 °C kan der opnås en COP på 3,9 med en 1-trins dampkompressor. Med en 2-trins kompressor, inklusive udnyttelse af varmen fra overhedningen på lavtrykskompressoren, beregnes en COP på 4,4.

4.2.8. Processer, der ikke er egnede for varmepumper

Det er ikke alle tørreprocesser, der er egnede til varmepumpe drift.

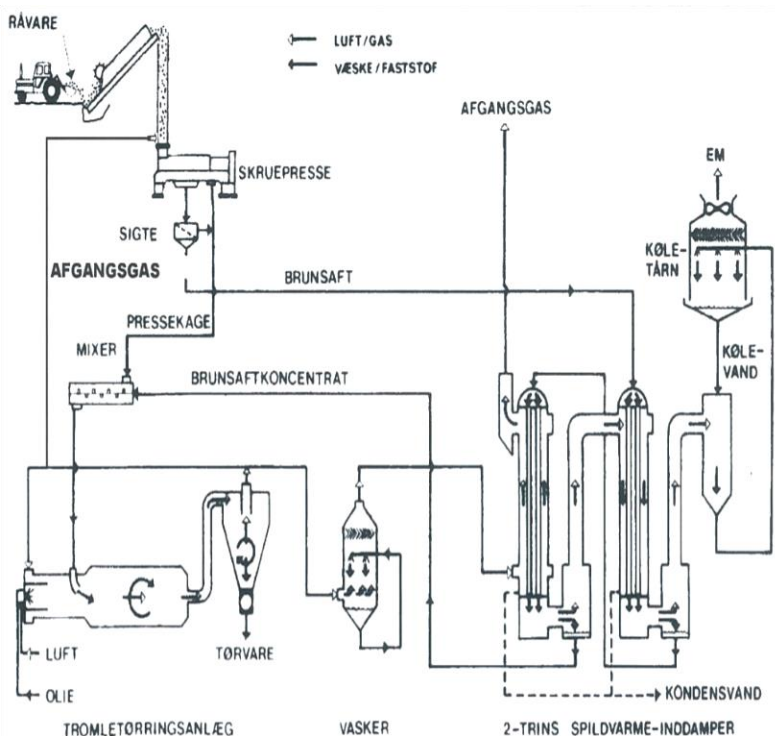
I nogle processer er der for stor temperaturforskel hen over processen. I andre processer leverer en central kedel damp til mange forskellige processer, hvorfor det er svært at opsamle og genbruge dampen. Endelig er varmen i mange tørreprocesser bundet i luft, der forurenes af fedt, støv eller vanddamp, der kondenserer på en kold fordampersflade.

Eksempel: Tørring af græs

I Danmark tørres ca. 200.000 T (tør vægt) græs og lucerne i tørringsanlæg. Der er oftest tale om tromletørringsanlæg, hvori vandindholdet reduceres fra ca. 70 % til 12 %.

Energiforbruget er ca. 0,8-0,9 kWh/kg i et tromletørringsanlæg.

De fleste anlæg er bygget efter det princip, der er vist i Figur 2:



Figur 2 Lavenergianlæg til tørring af græs/lucerne med udnyttelse af afgangsluft til kogning af råvarer og til vakuuminddampning af processaft.

Den varme luft fra tromlen genbruges til at tørre den våde fraktion fra pressen.

4.3. Endelig kompressorspecifikation

Da der i projektet kun ville blive designet og testet ét design, blev der besluttet nogle ønsker og begrænsninger:

- Så højt et trykforhold/en temperaturstigning som muligt. Dvs. et trykforhold på mindst 2 og helst i nærheden af 3 – svarende til et temperaturløft i nærheden af 25-30 °C – om muligt.
- Rotormaterialet blev valgt til titanium – både af styrkemæssige årsager (høj tiphastighed giver højt trykforhold) og af erosionsmæssige årsager i tilfælde af medrivning af f.eks. dråber i indsugningsgassen.
- Kapacitet, således at to lavtrykskompressorer passer med én højtrykskompressor ved kaskadekobling.
- Effektoverførslen via Rotrex-gearboksen skulle begrænses til ca. 50 kW. Det er en konsekvens af, at det blev besluttet at begrænse den maksimale momentoverførsel til ca. 60 % af det maksimalt mulige af hensyn til ønsket om længere levetid. Det maksimale moment for det valgte gear var ca. 7 Nm, så omregnet til ca. 100.000 RPM svarer dette til de ca. 50 kW.
- Der skulle arbejdes på at bringe levetiden for kompressoren op på et – for industrielle kompressorsystemer – normalt niveau på > 50.000 timer. Alternativt skulle enheden være så billig, at den evt. kunne skiftes/fornys en gang om året.

Ovenstående førte til, at designet skulle baseres på:

- Mættet damptemperatur på sugesiden (indløbstemperatur) i området 85-105 °C, da det ville kunne dække de flestes behov i første omgang.

Med de valgte begrænsninger på hhv. indløbstemperatur og effekt, svarer dette til en massestrøm for kompressoren på ca. 390-780 kg/h – svarende til ca. 270-530 kW varmeydelse på varmepumpen.

Der er nogle implikationer eller følgevirkninger af disse beslutninger:

- Pakdåsen, der adskiller dampen fra luften i gearet, bør være dobbeltsidet. Dvs. at den skal være i stand til at håndtere både over- og undertryk i kompressoren alt afhængigt af, om sugetrykket er over eller under vands mætningstryk ved 100 °C – svarende til 1 bara (atmosfæretryk). Sugetrykket vil være i intervallet ca. 0,5-1,2 bara.
- Valget af titanium som rotormateriale antages at give mulighed for, at der kan designes for periferi-/tipfastighed op til 550-600 m/s.
- Ved et sugetryk svarende til 85 °C mætningstemperatur (ca. 0,5 bara) vil den optimale rotordiameter være ca. 120 mm, mens den ved 105 °C (ca. 1,2 bara) vil være ca. 80 mm.

Ovenstående blev således input til specifikationerne for selve arbejdet med at designe kompressoren.

4.4. Simuleringsmodeller

Der er i projektet udviklet to simuleringsmodeller:

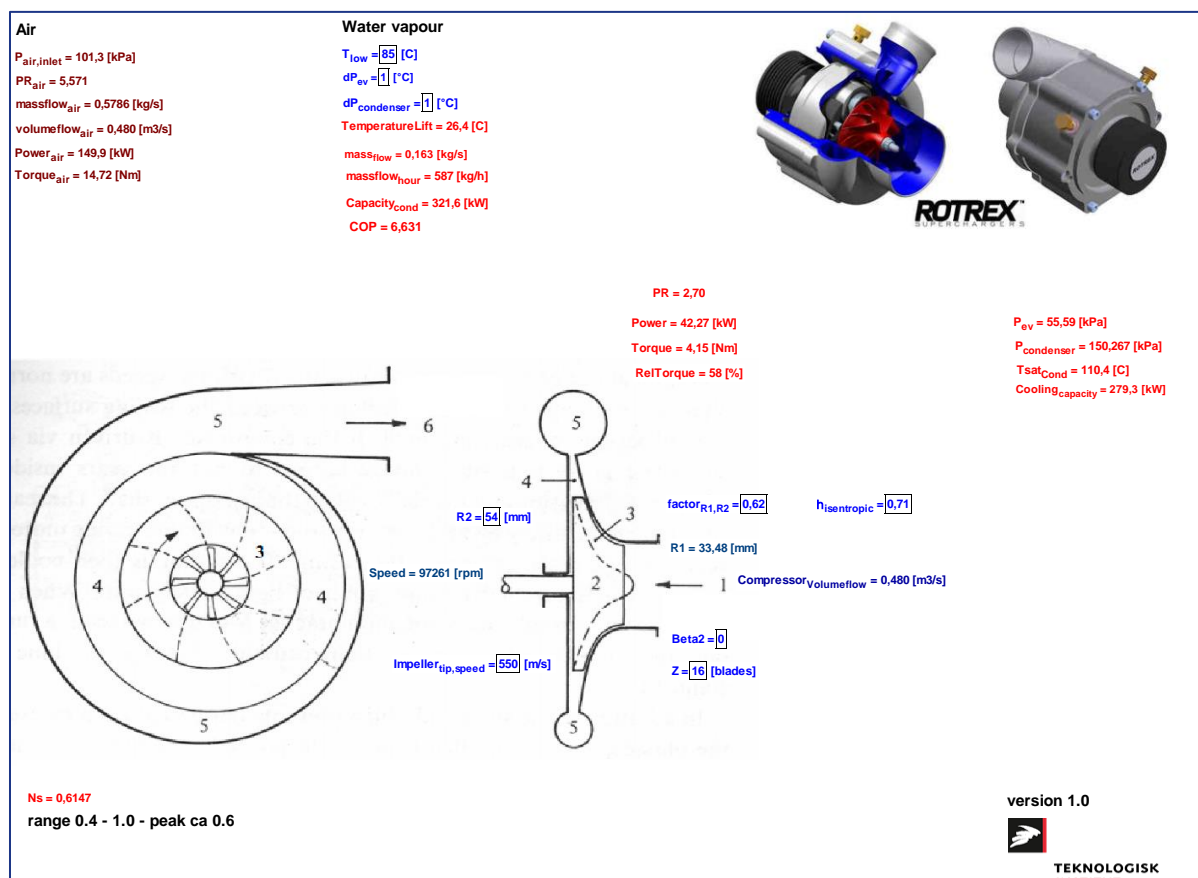
- Statisk kompressormodel til beregning af kompressordata, inkl. kraftforbrug og ydelse
- Dynamisk model af inddamper (faldfilm) med MVR.

Disse samt nogle resultater og konklusioner præsenteres i det følgende.

4.4.1. Statisk kompressormodel

De overordnede specifikationer for kompressoren blev indledningsvist undersøgt og nogenlunde fastlagt med en model, der er baseret på generaliserede beregningsmodeller for radialkompressorer. Modellen er lavet i EES (Engineering Equation Solver fra F-chart).

Figur 3 viser et eksempel på EES-modellen. Tallene med ramme omkring er input – resten er output: Bladvinkler, tip hastighed og geometri er inputparametre sammen med indløbsbetingelserne for dampen, og de forskellige resulterende værdier for bl.a. temperaturløft, moment, effekt etc. fremgår af modellen.



Figur 3 Statisk kompressormodel. Eksempel på beregninger i EES-modellen.

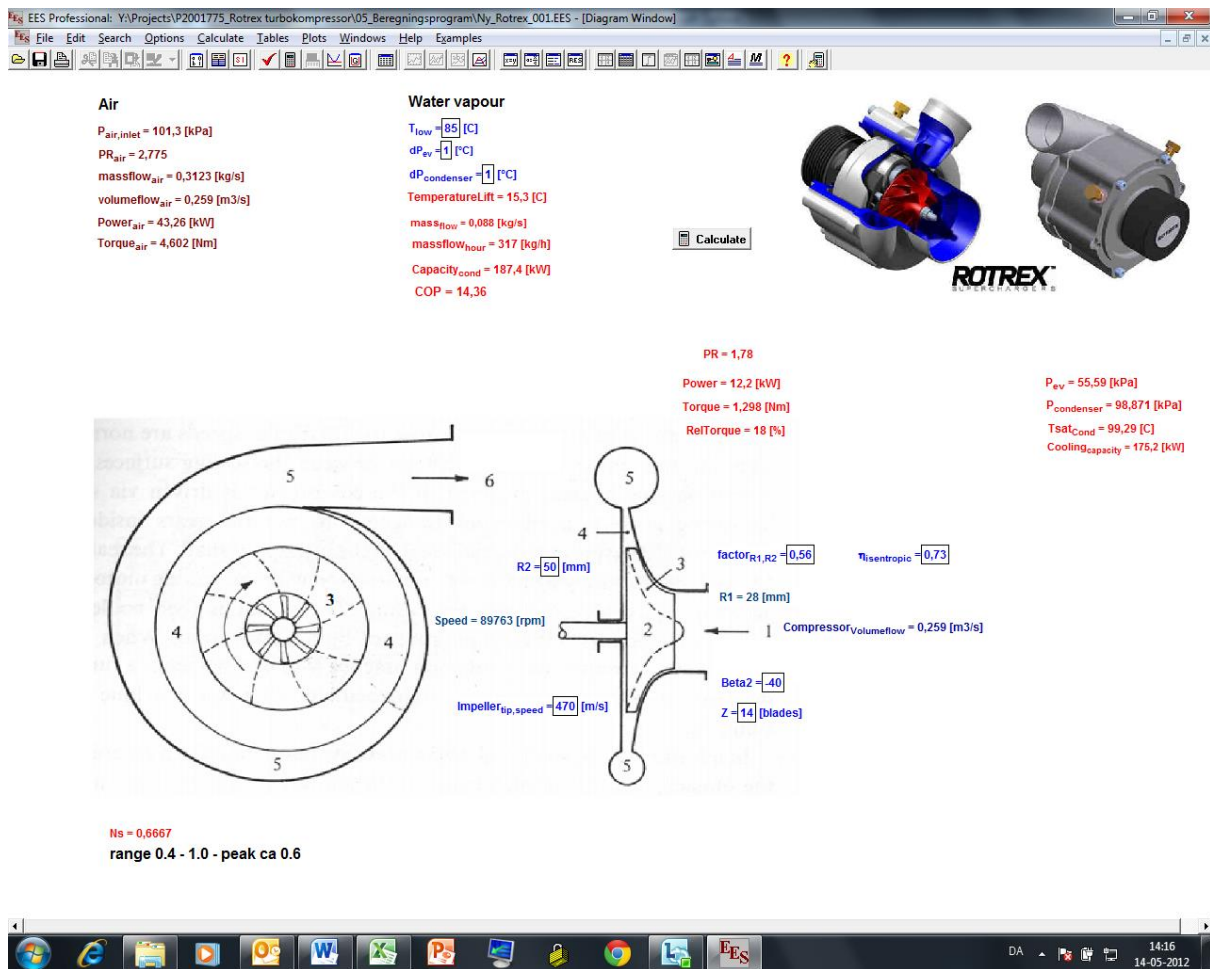
Som det vil fremgå af de følgende eksempler, er det optimale rotordesign ganske afhængigt af driftsforholdene (indsugningstilstanden) samt af, hvilke driftsønsker der stilles.

Det valgte design er derfor en afvejning af de forskellige ønsker, som det fremgår af afsnit 4.4.2.

Den statiske model er efterfølgende blevet justeret på baggrund af resultaterne fra testene, hvilket er beskrevet i afsnit 4.6, og anvendes herefter til beregning af applikationer.

4.4.1.1. Eks. 1: Tilgangstemperatur 85 °C, Ø_{rotor} ca. 100 mm

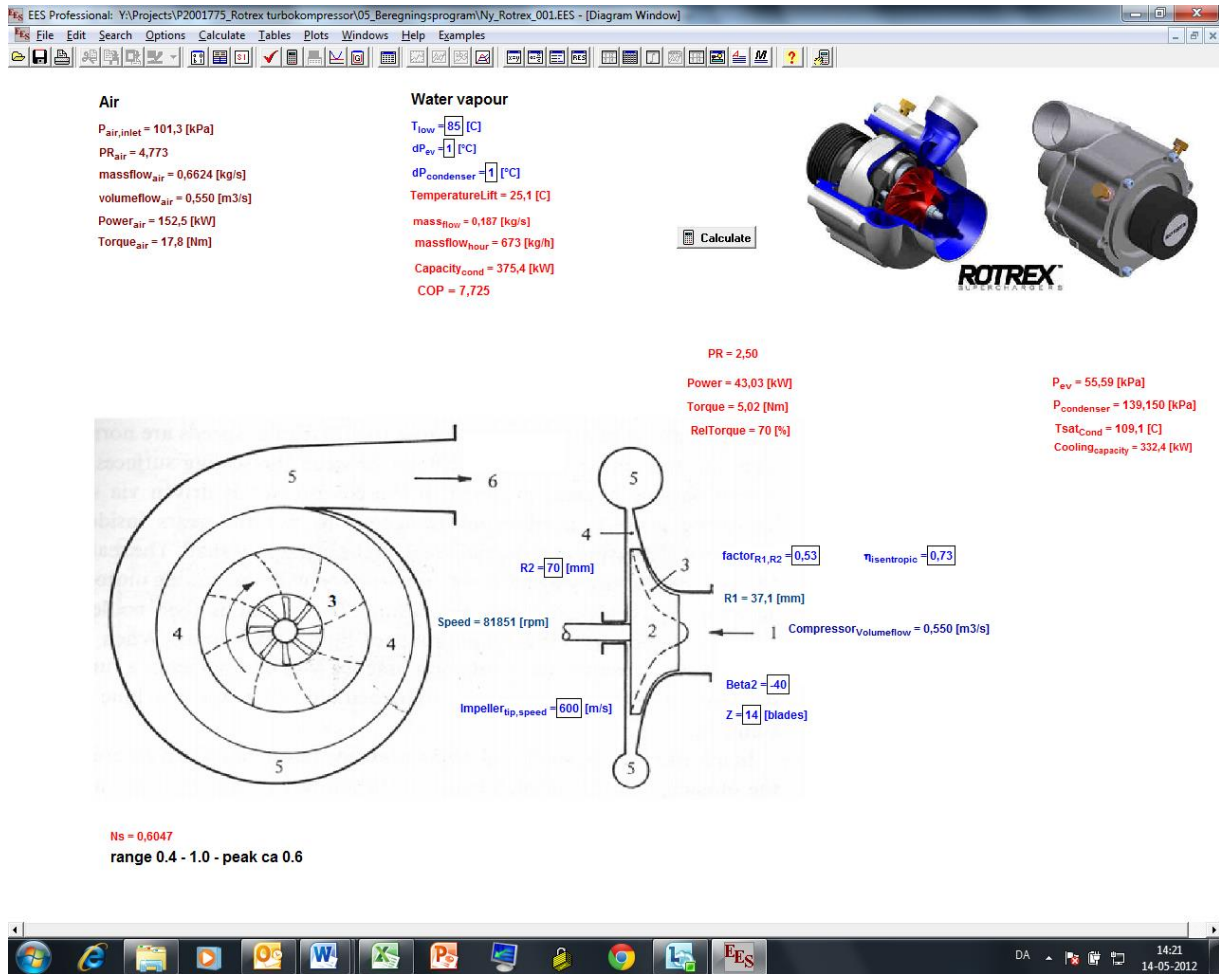
Luftkompressoren (stort set) som Rotrex type C38 med en mætningstemperatur på sugesiden på 85 °C, et trykforhold (PR) ca. 2,8, speed på 90.000 rpm og en rotordiameter på ca. 100 mm. Her opnås en virkningsgrad $\eta_{\text{isentropic}}$ på ca. 73 %, et temperaturløft på ca. 15 °C, en varmekapacitet på 187 kW (317 kg/h damp) og en eleffekt på 12,2 kW, hvilket giver en COP på 14,4.



Figur 4 Statisk model. Beregningseksempel 1. Tilgang 85 °C mættet damp, 187 kW varme og COP 14,4.

4.4.1.2. Eks. 2: Tilgangstemperatur 85 °C, Ørotor ca. 130 mm

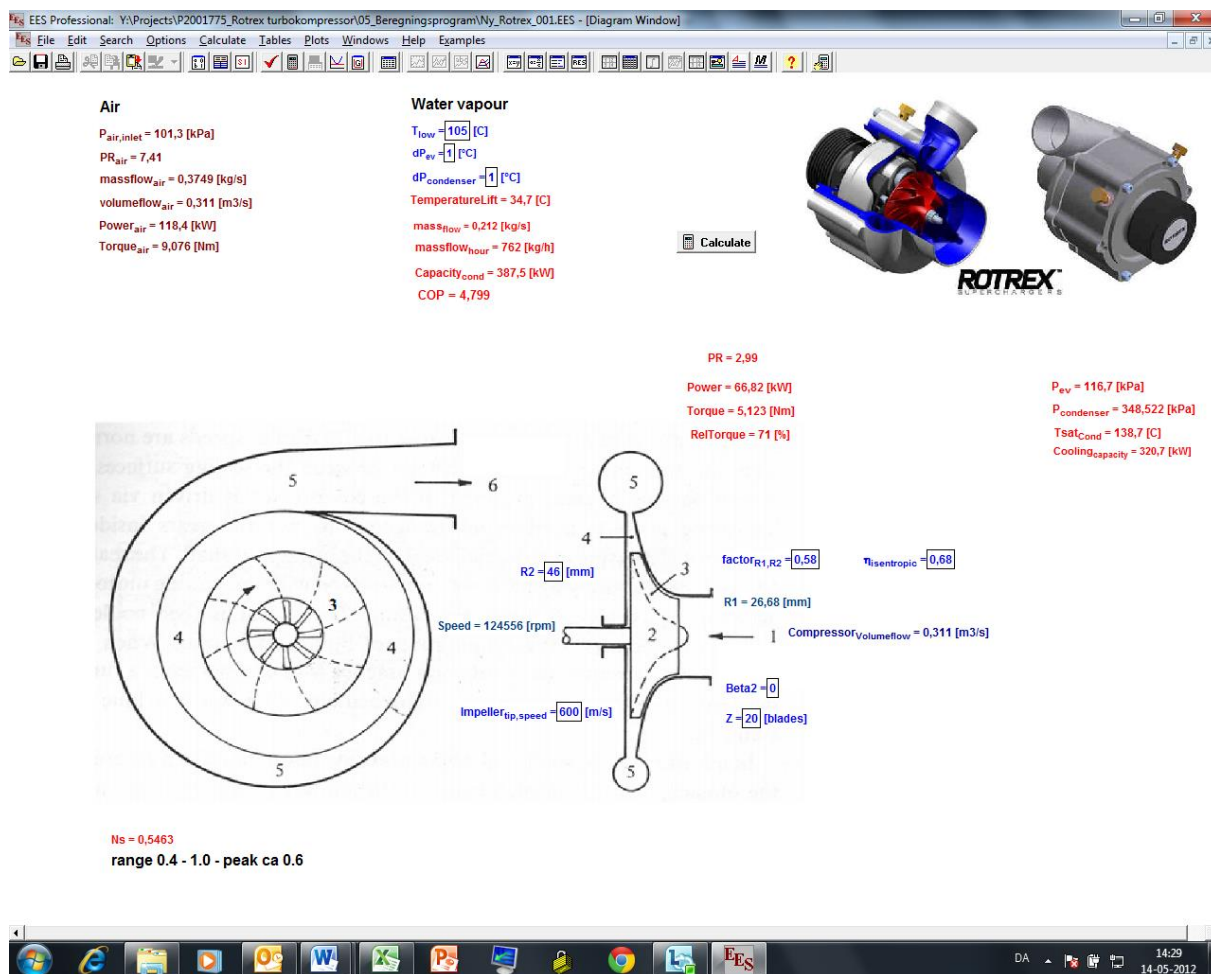
Eksempel på design for 85 °C indgangsbetingelser fremgår af Figur 5, hvor tip hastigheden er sat op til 600 m/s (forventet 600-650 m/s). Diameteren er tilpasset, så massestrømmen giver maksimalt tilladeligt overført moment. Backweep og bladantal er bibeholdt, og temperaturløftet bliver ca. 25 °C. Hæves indløbstemperaturen til f.eks. 105 °C, bliver massestrømmen og dermed momentkravet alt for stort.



Figur 5 Statisk model. Beregningseksempel 2. Tilgang 85 °C mættet damp, 375 kW varme og COP 7,7.

4.4.1.3. Eks. 3: Tilgangstemperatur 105°C, Ørotor ca. 80 mm

Et eksempel på design for 105 °C fremgår af Figur 6, hvor tip hastigheden er fastholdt på 600 m/s (ca. 125.000 RPM), mens backsweep er fjernet, og bladantallet er forøget. Dette giver et større trykforhold på bekostning af virkningsgraden (skønnet at falde ca. 5 point). Temperaturløftet bliver ca. 35 °C. Hvis indløbstemperaturen sænkes til 85 °C på dette design, vil massestrømmen blive meget lille sammenlignet med kravene fra de øvrige projektdeltagere.



Figur 6 Statisk model. Beregningseksempel 3. Tilgang 105 °C mættet damp, 388 kW varme og COP 4,8.

4.4.2. Dynamisk model af inddamper (faldfilm) med MVR

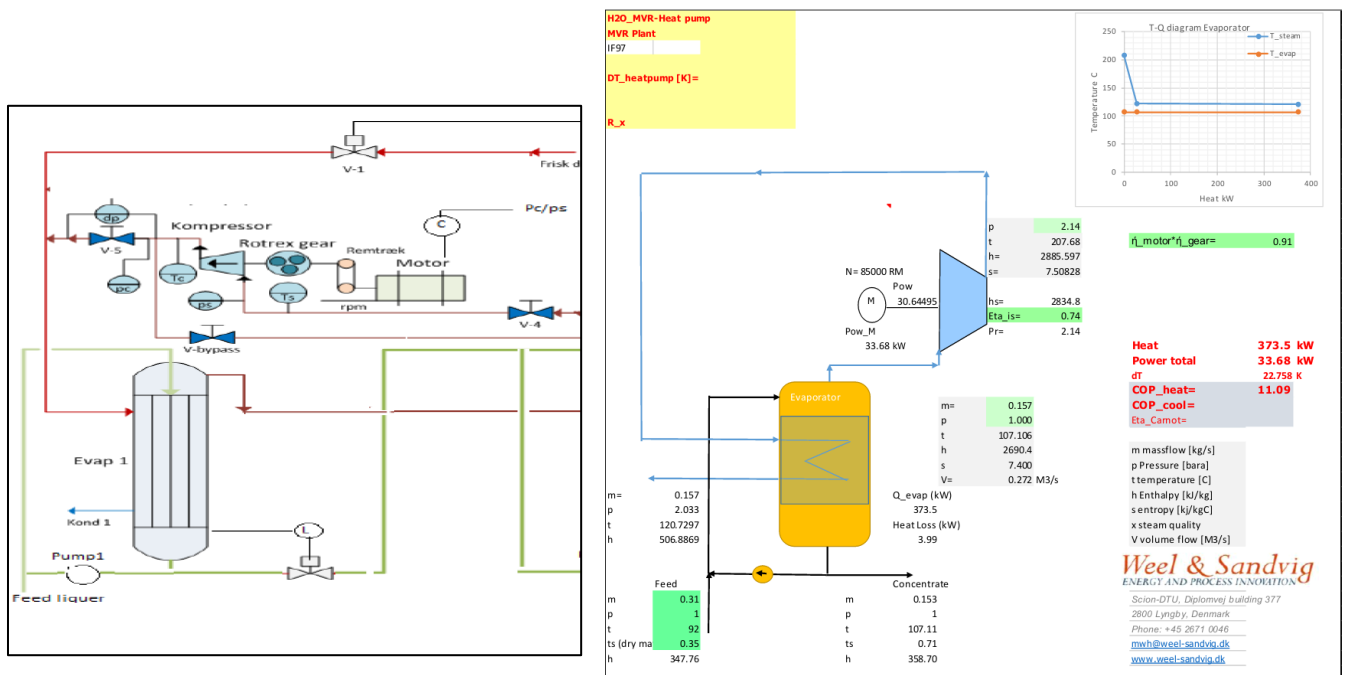
Energieffektiviteten af et inddampningsanlæg kan ofte forbedres betydeligt, hvis det er muligt at integrere en kompressor (MVR – "Mechanical Vapour Compression"), således at den damp, som afdampes, kan bruges igen til opvarmning af processen. Inddampere med MVR har oftest en COP-værdi på mellem 5 og 20, hvilket betyder, at de er meget attraktive, hvis forholdet mellem elpris og varmepris er < 3 (elpris/varmepris).

I de MVR-inddampningsanlæg, som anvendes i dag, er kompressoren som allerede nævnt almindeligvis baseret på en højtryksventilator, som kun kan give et trykforhold på omkring 1,15 (modsvarende et temperaturløft på ca. 4 K). Muligheden for i stedet at bruge en højhastighedsturbokompressor vil derfor kunne forbedre effektiviteten og samtidig gøre anlæggene mere økonomiske. Integrationen af et MVR-anlæg med en højhastighedsturbokompressor kan give anledning til store udfordringer i anlæggets operabilitet, hvilket kan betyde, at installationen bliver dyrere og indkøringstiden længere pga. fejldimensioneringer etc.

For at opnå en bedre forståelse af dynamikken – især ved indkobling af turbokompressoren – har Weel & Sandvig lavet en simuleringsmodel ved hjælp af programpakken Simulink/Matlab af et inddamperanlæg med integreret MVR, som er baseret på den udviklede turbokompressor.

4.4.2.1. Inddampermodellens hovedtal

Der er taget udgangspunkt i et 1-trins faldfilmsinddampningsanlæg, hvor kompressoren rekomprimerer afgangsdampen fra trin 1. Det er antaget, at trykket i inddamperen kan styres ved at ændre på energitilførslen (temperaturen) i fødestrømmen til inddamperen.



Figur 7 Skematisk diagram af det simulerede 2-trins inddamperanlæg med MVR og den overordnede regulering.

I Figur 7 vises skematisk det inddampningsanlæg med MVR, som simuleringsmodellen er opbygget efter. Det er antaget, at inddamperen er isoleret, så varmetabet er minimalt.

I Tabel 2 vises de hoveddata for inddampningsanlægget, som er anvendt i simuleringsmodellen.

Det generaliserede kompressor-map ("performance Map") for turbokompressoren, som er anvendt i modellen, vises i Figur 8, hvor:

Corrected relativized flow er givet ved:
$$W_C = \frac{W \cdot \sqrt{(Z \cdot R \cdot T) / (Z_{ref} \cdot R_{ref} \cdot T_{ref})}}{W_{C,ref} \cdot \left(\frac{P}{P_{ref}} \right)}$$

Reduced pressure ratio er givet ved:
$$P_{r, reduced} = \frac{P_r - 1}{P_{r, ref} - 1}$$

Corrected relativized speed er givet ved:
$$N_C = \frac{N \cdot \sqrt{(Z \cdot R \cdot T) / (Z_{ref} \cdot R_{ref} \cdot T_{ref})}}{N_{ref}}$$

WC, ref = 0,27

Tref = 288,15 K

Pref = 1,013 bara

Rref = 287,05 J/kgK

Nref = 68.000 RPM

Pr, ref = 2,7

Zref = 1

corrected flow design point

ref. kompressor indløbstemperatur

ref. kompressor indløbstryk

ref. kompressor gas konstant (luft)

ref. kompressor speed

ref. kompressor trykforhold

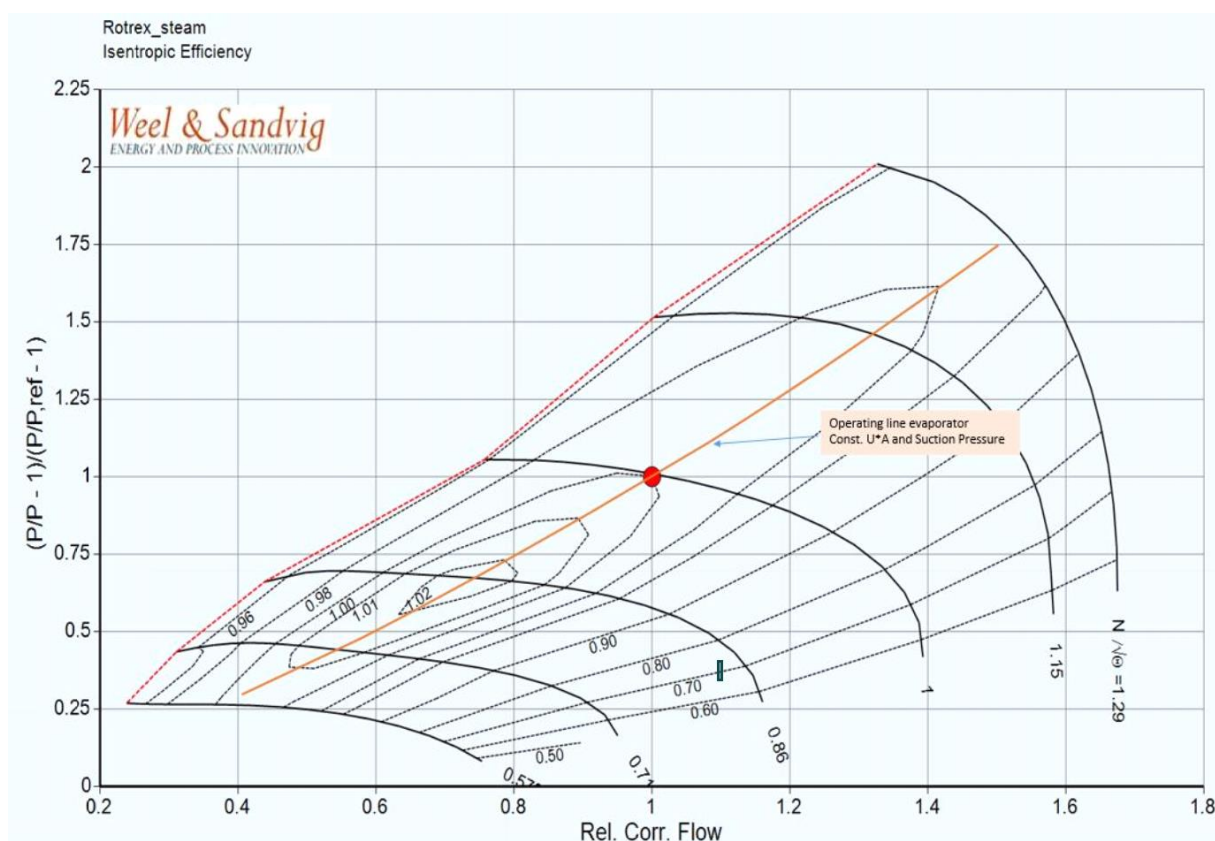
ref. kompressibilitetsfaktor.

Tabel 2 Hoveddata for inddamperen anvendt i simuleringsmodellen

Parameter	Enhed	Værdi
Nominel inddampningskapacitet	Ton afdamp/h	0.6
Dampflow til inddamper	Ton/h	0
Energi til fordampning	kW	370
Volume væskeside trin 1	M3	2.5
Volumen damp side trin 1	M3	2.5
Vægt hede flade trin 1	Kg	2400
Hede flade trin 1 U*A steam site (ren vanddamp)	kW/C	280
Hede flade trin 1 U*A Liquidit site (vand/koncentrat)	kW/C	280/28
Pipe friction steam trin 1 ->	Eq. M2	
Controllers:		
Trin 1 liquid site Level	Type	PID
Trin 1 steam site Level	Type	Generic (constant mass)
Trin 1 Concentration liquid site	Type	PID
Pressure control (control variable: feed flow)	Type	PI
Compressor capacity Design point [pr= 2,5 ved 90000 RPM, Pin = 1 bara] med vanddamp	Kg/s M3/s	0.175 kg/s 0.22 M3/s
Compressor isentropic efficiency Design point	%	75
Elmotor rating	kW	55
Virkningsgrad (motor, Inverter og gear)	%	0.91
Boiling point rice of concentrate	K/TS	0.1°C
Relative Heat transfer coeff. Consentrare site	Frac/TS	1-1.2°C

Virkningsgradskonturerne, som er vist i kompressor-mappen i Figur 8, har en reference-virkningsgrad på $1 = 0,745$.

Samtidig er der i Figur 8 indtegnet arbejdslinjen (steady state) for inddamperen ved varierende omløbstal på kompressoren, når sugetilstand og varmeovergangstal er konstante på medie og dampside af inddamperen, og når der ikke er nogen nævneværdig kogepunktsforhøjelse. Bemærk, at operationslinjen passer godt med forholdene for en turbokompressor, idet den følger en linje, hvor kompressoren har bedst virkningsgrad.



Figur 8 Generaliseret kompressor-map anvendt i simuleringen.

4.4.2.2. Styringskoncept

Formålet med inddampningen er at fjerne vand fra opløsningen mest energioekonomisk, således at den videre behandling af koncentratet kan ske så hensigtsmæssigt som muligt. Ofte er der nogle begrænsninger, som det er nødvendigt at tage højde for. Eksempler på dette nævnes nedenfor:

- Påbrænding pga. koagulerende proteiner ved for høj temperatur (giver reduceret varmeovergangstal)
- Nedbrydning af proteiner og aminer pga. høj temperatur (giver dårlig produktkvalitet)
- Udfældninger/påbrænding (uønsket udkrystallisering) pga. for højt tørstofindhold (giver dårlige varmeovergangstal eller for lav temperatur)
- Viskositetssøgning (giver dårlige varmeovergangstal)
- Skumdannelse (giver belægninger, erosion og vibrationer i kompressor)
- Dråbemedrivning/Carry over (giver belægninger og erosion af kompressor).

Styringen af inddamperen skal samtidig tage højde for ovenstående under varierende driftsbetingelser – som f.eks. forstyrrelser i fødestrømmen til inddamperen.

I den opbyggede simuleringsmodel er der anvendt en simpel feedback-regulering ved en PID-regulator, hvor koncentrationen ud af inddamperen styres ved at ændre på fødemængden til inddamperen. Derudover er der en række underordnede PID-styringer – som f.eks. kontrol af væskestand i inddampertrinene og temperaturen (trykket) i sidste

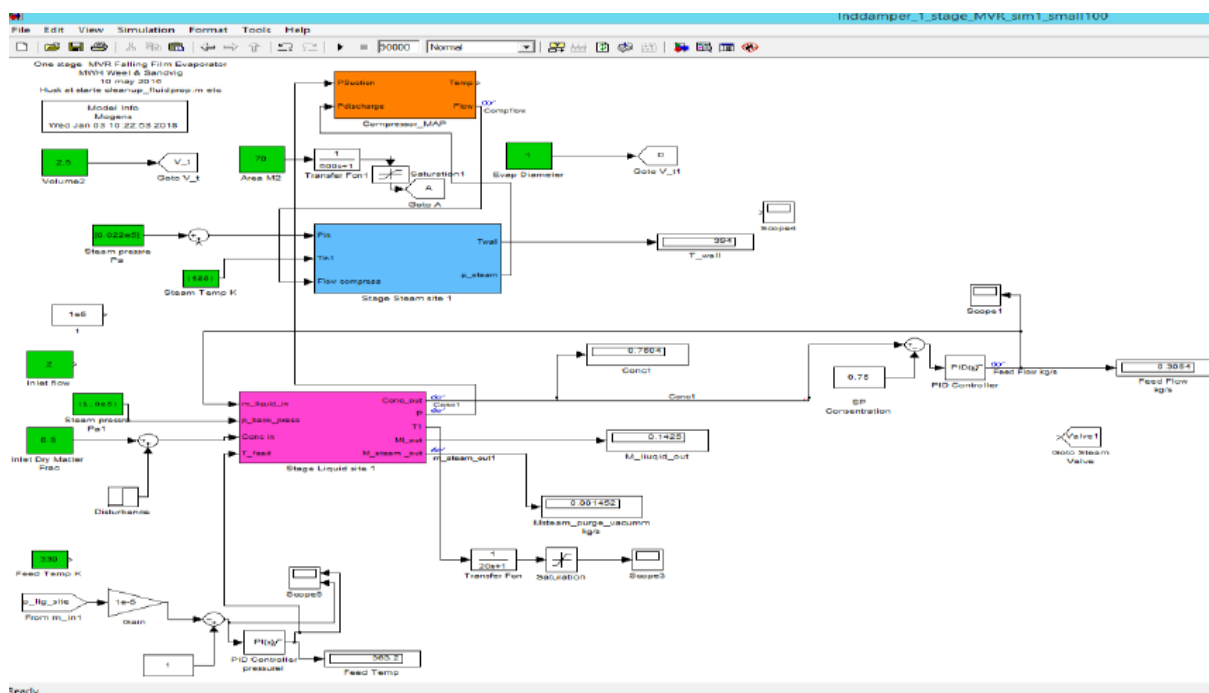
inddampningstrin. Trykket i sidste inddampningstrin antages i denne case at kunne styres ved at ændre på fødeproduktets temperatur.

I simuleringsmodellen er følgende antaget:

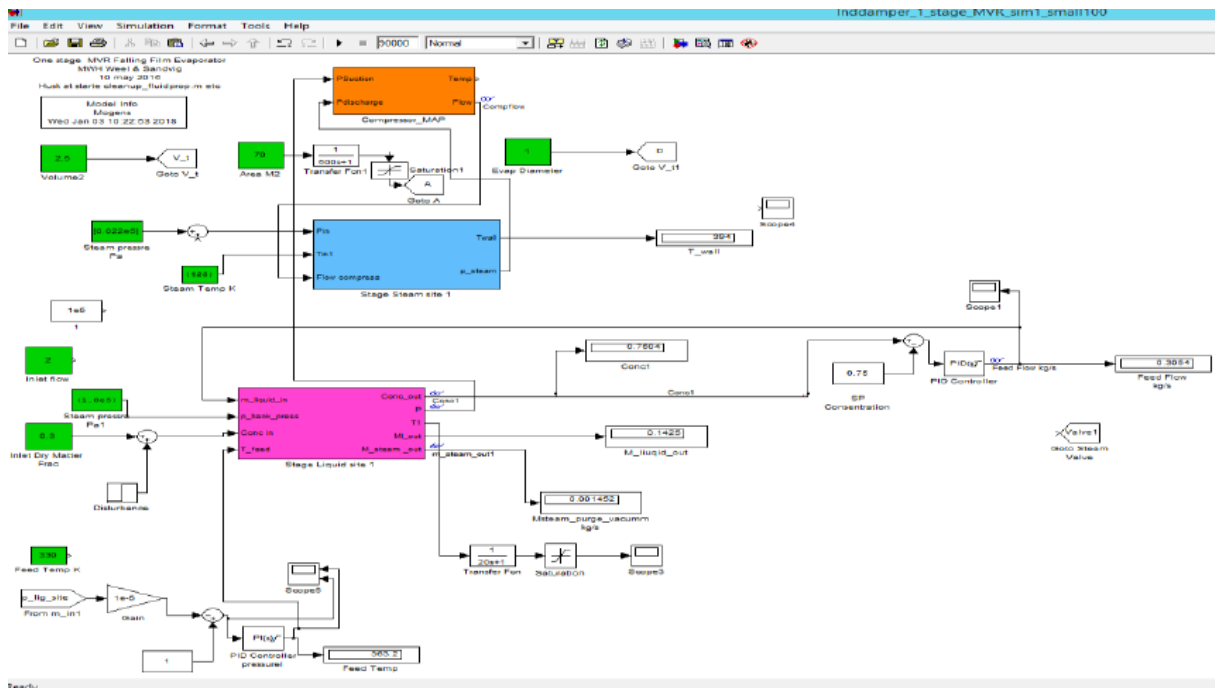
- Inerti i kompressor og motor er ubetydelig i forhold til tidskonstanter for resten af systemet.
- Der er ligevægt mellem vand/saft/damp i inddampertrinet pga. den store overflade, som findes i en faldfilmsinddamperen.

Sekvens for opstart af inddamper og kompressor

Inddamperen idriftsættes delvist kold. Det er derfor nødvendigt at suge vakuum, således at luft fjernes fra inddamperen. Når trykket i inddamperen modsvarer mætningstrykket for temperaturen i inddamperen, kan opstart af kompressoren påbegyndes.

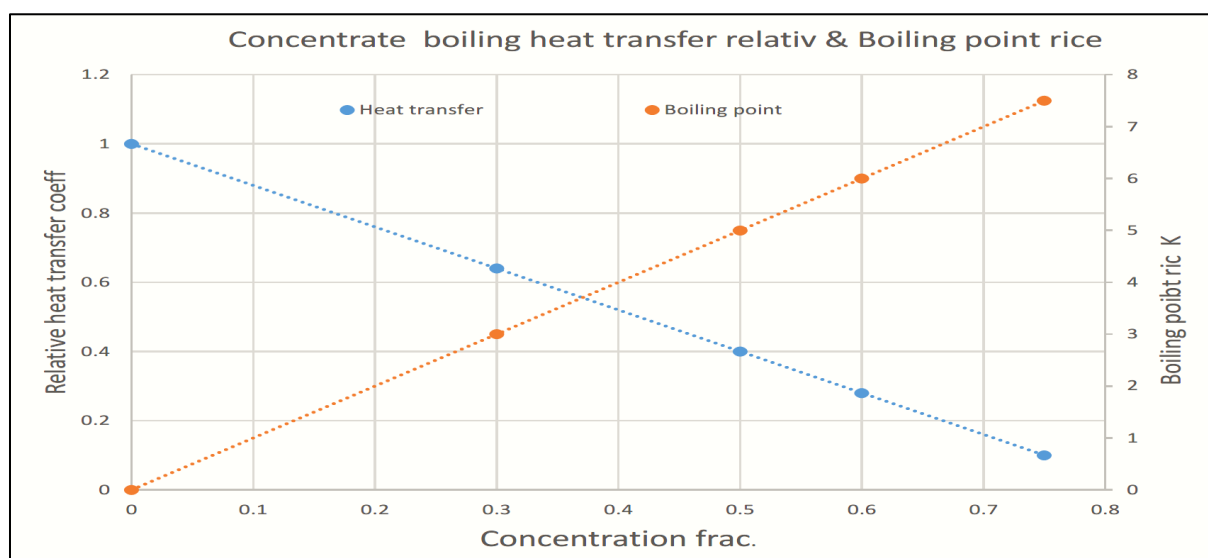


Figur 9. Problemet er et såkaldt stiftsystem med tilstandsændringer med både meget korte og lange forløb bestående af en kombination af lineære og ulineære differentilligninger. Kompressormappen er indlagt i en transformeret form som tabeller i et matlab-script, hvor virkningsgrad og flow bestemmes ud fra kompressorens omdrejningstal n , indløbstemperatur T_1 , indløbstryk P_1 og afgangstrykket P_2 . Transformeringsen sker vha. nogle hjælpe-linjer, som sikrer, at driftspunktet kan findes, selvom kompressorlinjen er horisontal eller vertikal.



Figur 9 Simulink-/Matlab-model. 1-trins inddamper med MVR (data for stabil drift).

Som vist i Figur 10 er varmeovergangstal på koncentrationsiden og kogepunktsforhøjelsen antaget lineære alt afhængigt af koncentrationen.



Figur 10 Varmeovergangstal på koncentrationsiden og kogepunktforhøjelsen lineære alt afhængigt af koncentration.

Simuleret stabil drift ved inddampning og MVR

Figur 11 viser hoveddata for simuleringen, når anlægget kører i stabil drift med MVR-drift. Bemærk, at energibesparelsen ved MVR-drift er 370 kW, som opnås ved at tilføre en motoreffekt svarende til 36 kW til dampkompressoren. COP-værdien kan beregnes til 10,6.

"Steady state" conditions	Enhed	MVR drift
Fødestrøm	Kg/s	0.3
Koncentration fødestrøm	Frac	0.3 -> 0.35
Fordampning total	Kg/s	0.1615
Dampflow til inddamper	Kg/s	0
Energi fra tilført damp	kW	0
Kompressor suge dampflow	Kg/s	0.157
El effekt til Kompressor	kW	36
Omdrejningstal Kompressor	RPM	85000
Trykforhold kompressor		2.12
Tryk dampside trin 1	Bara	2.1
Temp dampside trin 1	K	395.3
Tryk produkt side trin 1	Bara	1
Temp produkt side trin 1	K	380.5
Koncentration produkt trin 1	Frac	0.75
Kogepunkt forøgelse trin 1	K	7.5
Føde temperatur tynd saft	K	363.2
COP-kompressor		10.5

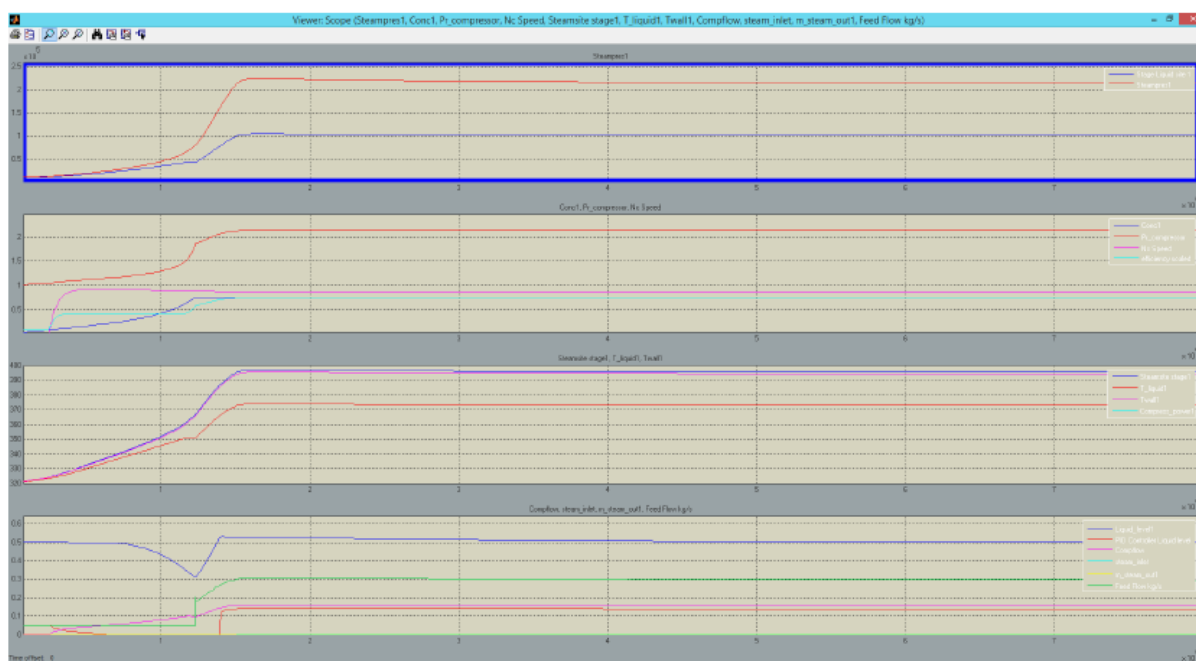
Figur 11 Hoveddata for simulering af stabil drift med MVR-drift.

Opstart af inddamper og indkobling af kompressor

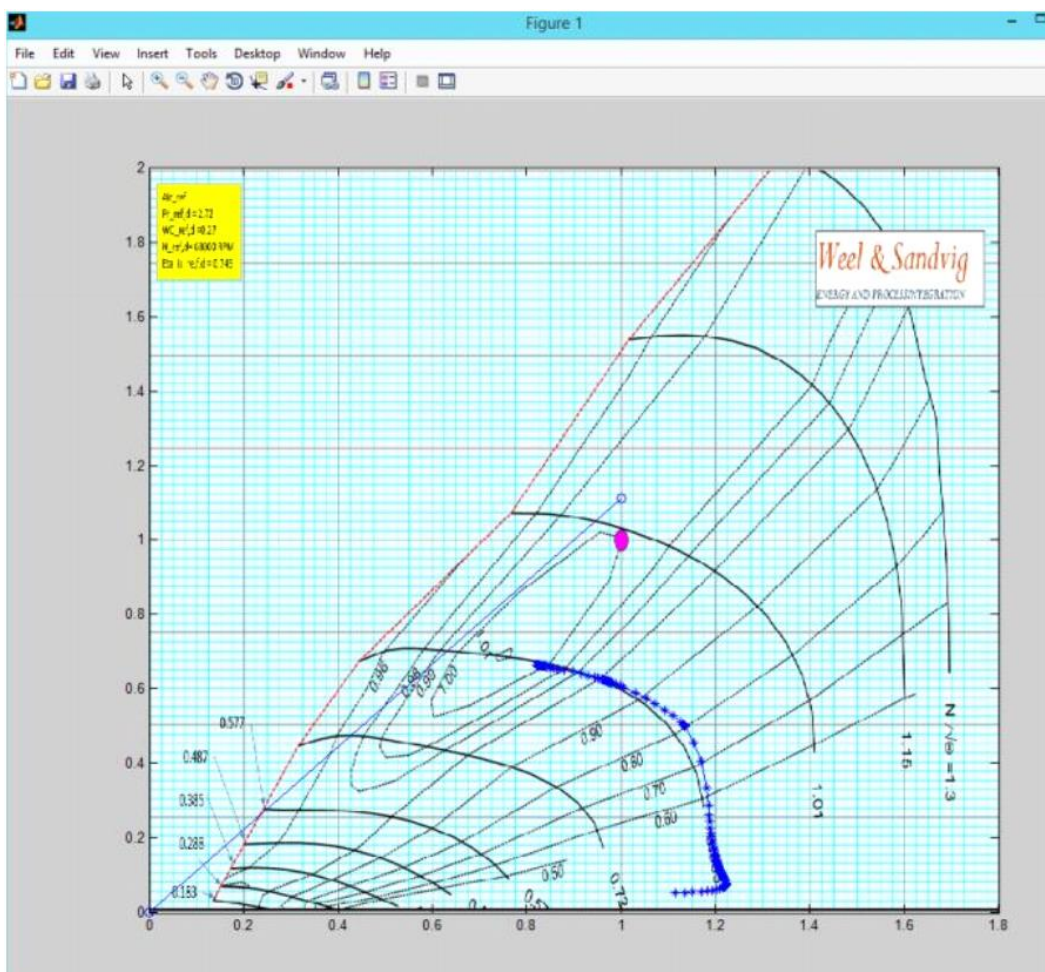
I forbindelse med opstart af inddampningsanlæg med MVR kan der være en risiko for, at anlægget kommer i en ustabil tilstand pga. dårligt trimmede regulatorer eller opstartsskvenser, som i værste fald kan føre til havari af kompressoren. Simulering kan derfor være meget nyttig for at undersøge driftsforholdene under opstart og ved forstyrrelser og for derved at afprøve styringsfilosofien.

Ved opstart af en "kold inddamper" skal der først suges vakuum for at fjerne luft i inddamperen, samtidig med at man begynder at cirkulere væsken i inddamperen. Når trykket i inddamperen modsvarer temperaturen af væsken, vil denne være klar til opstart. Inden start er det antaget, at der er 500 kg vand på koncentrationsiden og 200 kg vand på damp-siden. Koncentrationen på koncentrationsiden er ca. 0 ved opstart.

Forløbet af opstarten og indreguleringen til stabil drift er vist i kurveform i Figur 12. Trykket i inddamperen er ved opstart ca. 0,1 bara, hvilket svarer til en mætningstemperatur på ca. 45 °C. Kompressoren starter efter 2.500 sekunder, hvor omdrejningstallet øges fra 0-85.000 RPM inden for 1000 sekunder. Det bemærkes, at der er sat et indløbsflow af tyndsaft på 0,05 kg/s, hvilket sker for at sikre, at koncentrationen i inddamperen ikke bliver tom under opstartsforløbet, da regulatoren, som styrer koncentrationen, ellers vil sætte fødeflowet til 0, indtil udgangskoncentrationen har nået setpunktet på 0,75. Trykket i inddamperen stiger langsomt, og der opnås en stabil drift efter ca. 15.000 sekunder (ca. 4 timer efter start), hvor også væskestand på koncentrationsiden er rimeligt indstillet. I Figur 13 vises operationslinjen i kompressor-mappen, som nogenlunde følger en konstant speedline fra choke, til trykket er blevet opbygget.



Figur 12 Forløb ved opstart af inddamper. Efter 2500 sekunder opstartes kompressoren.

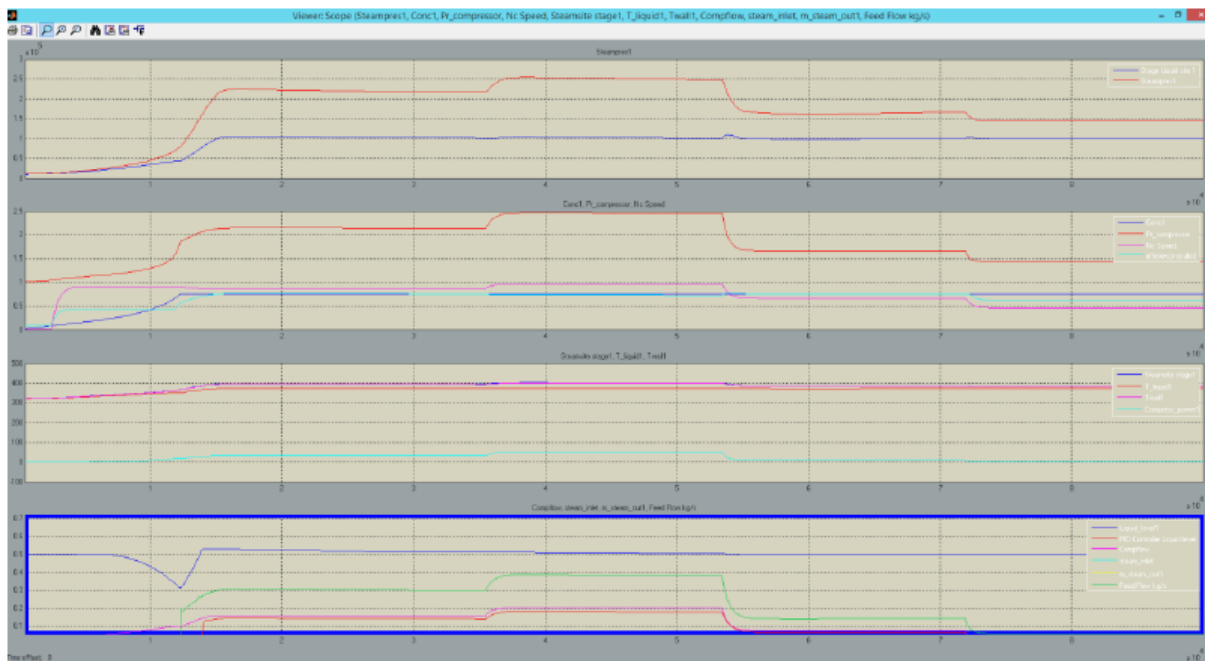


Figur 13 Driftspunkter i kompressor-map ved opstart af inddamperen fra "kold tilstand".

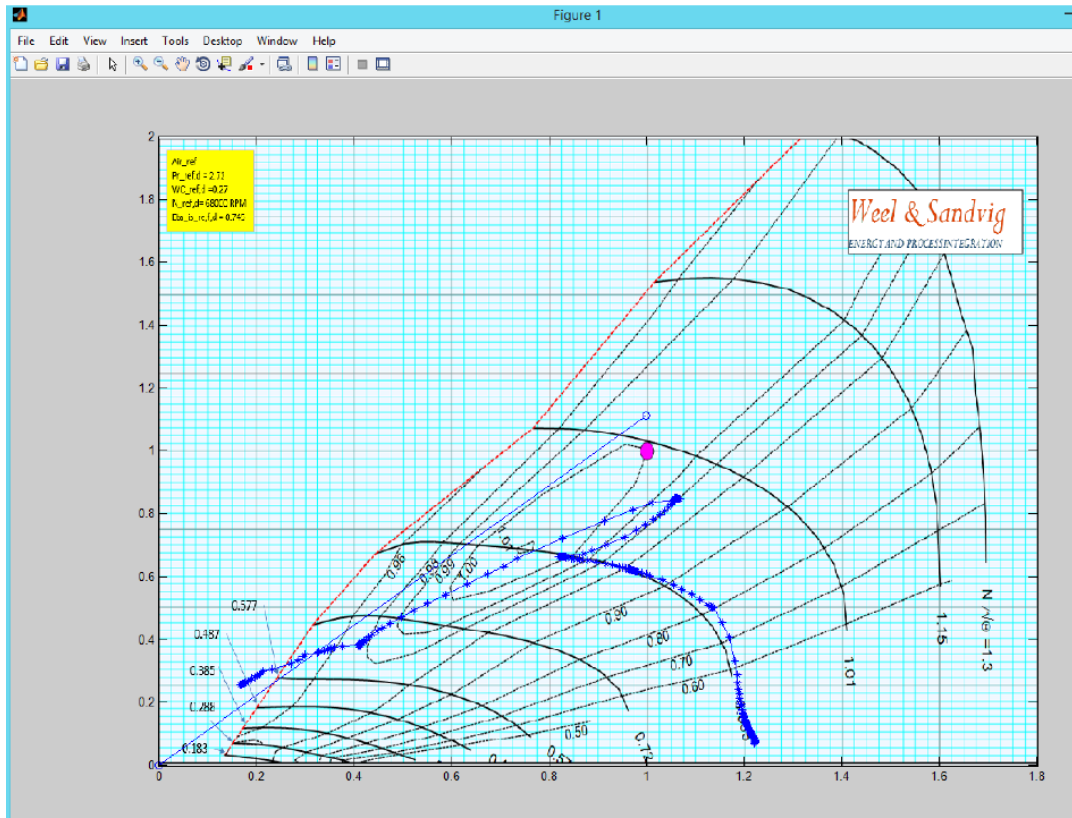
Endvidere er forholdene ved ændrede omløbstal for kompressoren under driften undersøgt, hvilket vises i Figur 14 og i Figur 15. Det bemærkes, at ved lave omdrejningstal (45000 RPM) vil kompressoren komme til at arbejde på surge-linjen pga., at kogepunktsforhøjelsen her bidrager med et forholdsvist stort trykforhold. Dermed kan drift ved lave omdrejningstal kun muliggøres, hvis noget af dampen fra kompressoren bortledes med dårligere effektivitet til følge. Turndown-værdien for MVR-drift er ca. 3 under forudsætning af, at trykket i inddamperen holdes konstant. Man kan selvfølgelig køre inddamperen med et lavere tryk og dermed øge turndown-ratio yderligere, hvis dette er påkrævet.

Operationslinjen i kompressor-mappen vil også være stærkt påvirket af varmeovergangstallene i inddamperen, som oftest ændres pga. tilsmudsning (fouling) af hedefladerne. Hvis varmeovergangstallet ændres – henholdsvis med en faktor 0,75 og 1,25 – vil operationslinjen flytte sig, hvilket vises i Figur 16. Ved øget tilsmudsning vil operationslinjen rykke mod surge-linjen, og den mulige turndown-ratio vil reduceres til ca. 1,7 ved konstant tryk på koncentrationsiden. Ved højere varmeovergangstal øges kapaciteten, men samtidig vil kompressorens virkningsgrad falde.

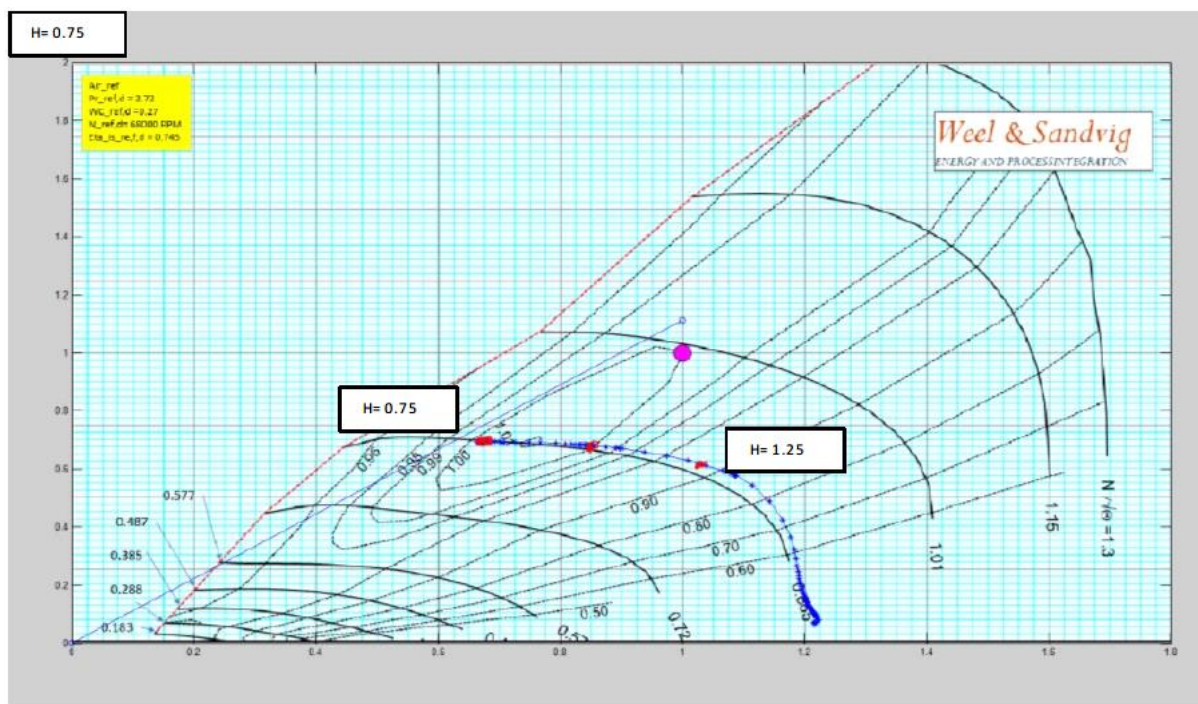
Figur 17 viser operationslinjen ved en ubetydelig kogepunktsforhøjelse.



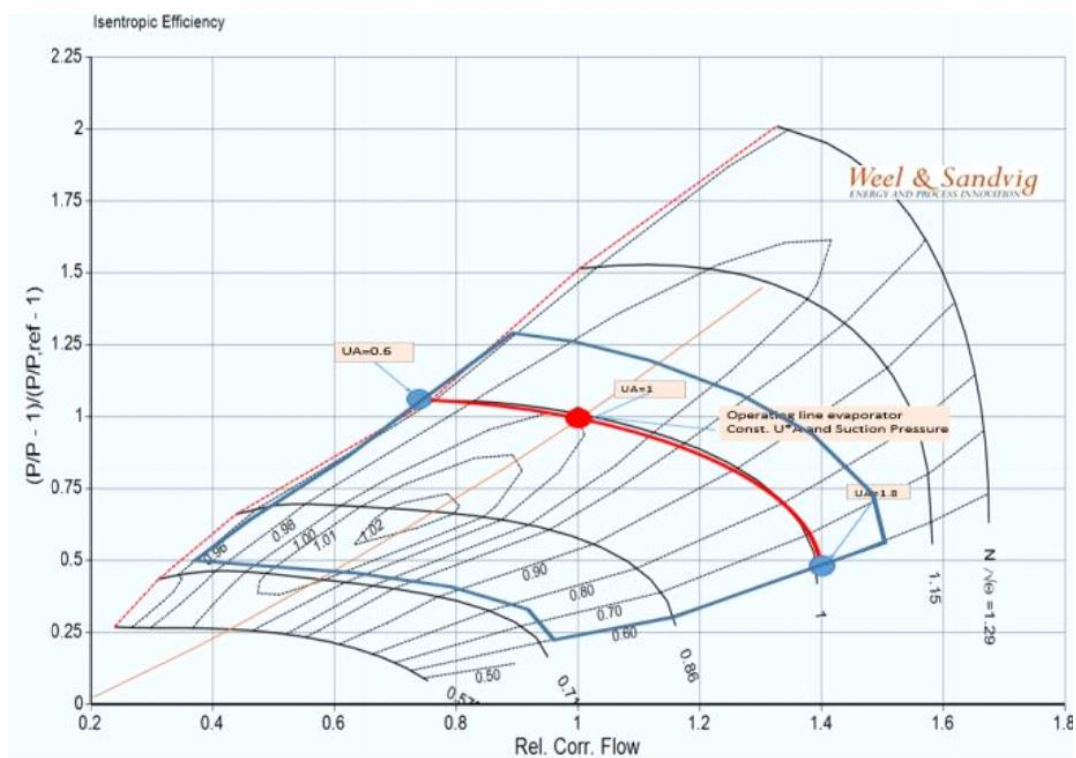
Figur 14 Opstart og ændring af omløbstal på kompressor 0 ->85000 -> 95000 -> 55000 -> 45000 RPM.



Figur 15 Opstart og ændring af omdrejningstal 0 -> 85000 -> 95000 -> 55000 -> 45000 RPM.



Figur 16 Simulerede operationspunkter ved ændring af varmeovergangstallet til henholdsvis 0,75*h og 1,25 *h.



Figur 17 Operationsområde for inddamperoperation uden betydelig kogepunktsforhøjelse.

Sammenfatning

Ved hjælp af en dynamisk simuleringsmodel er operabiliteten af en inddamper med MVR undersøgt baseret på anvendelse af karakteristikken for den vanddampkompressor, som er udviklet i dette projekt.

Simuleringerne viser, at:

- Under normale forhold kan en opstart af MVR-anlæg ske uden problemer.
- Fluktuationer i varmeovergangstal på grund af fouling eller ændringer i stofegen-skaber vil i høj grad kunne påvirke driften af MVR-anlægget og vanskeliggøre operabiliteten.
- Turn down-ratio ved konstant tryk på sugesiden er ca. 3.
- Hvis der sker et udfald af kompressoren under drift, og der ønskes en hurtig genstart af driften, vil det være nødvendigt at have en bypass-kontrol, hvor en del af kompressor-flowet kan ledes tilbage til inddamperens koncentrationside. Dette er nødvendigt for at undgå surge i kompressoren ved varm opstart.
- Styling af trykket i MVR-inddamperen kræver, at der kan tilføres eller fraføres energi rimeligt præcist. Hvis ekstern energi reduceres med 5 kW, falder inddampningskapaciteten med 15 kW pga. af, at trykket på koncentrationsiden falder fra 1 bara til 0,9 bara. I det simulerede tilfælde svarer det til, at fødetemperaturen ændres fra 89,3 °C til 84,3 °C.
- Opstartstiden for en "kold tilstand" er forholdsvis lang (ca. fire timer beregnet uden varmetab til omgivelserne). Hvis man har adgang til ekstern opvarmning af koncentratet eller damptilførsel, som kan tilføres kondensationsiden af inddamperen, vil opstartstiden kunne reduceres betydeligt.

4.5. Strømningsdesign af kompressoren

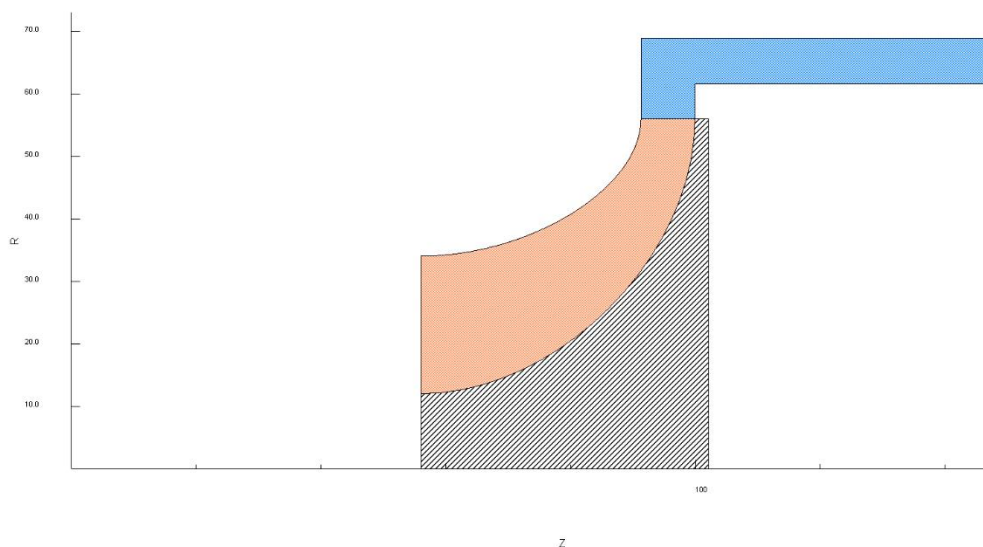
Med udgangspunkt i resultaterne fra den statiske kompressormodel, som er beskrevet i afsnit 4.4.1, blev et 1-dimensionelt design dannet i softwarepakken COMPAL fra Concepts NREC, der på basis af en række kendte design benyttes til forudsigelser omkring performance af kompressoren ud fra en række parametre – som f.eks. ind- og udløbsdiametre, omdrejningshastighed, bladvinkler, bladtykkelse etc. COMPAL-modellen blev også benyttet til en række parameterundersøgelser.

Software-pakken AxCent, inklusive CFD-pakken "PushButton", blev derefter benyttet til 3-dimensionelle analyser af kompressoren ud fra input fra COMPAL. Det er i AxCent, at den egentlige tredimensionale geometri bliver fastlagt og kan eksporteres til endelig fremstilling af kompressoren.

Figur 18 viser et eksempel på en COMPAL-model, som dannes default ud fra inputparametre som omdrejningshastighed, masseflow, indløbstryk og -temperatur – samt ønsket trykforhold.

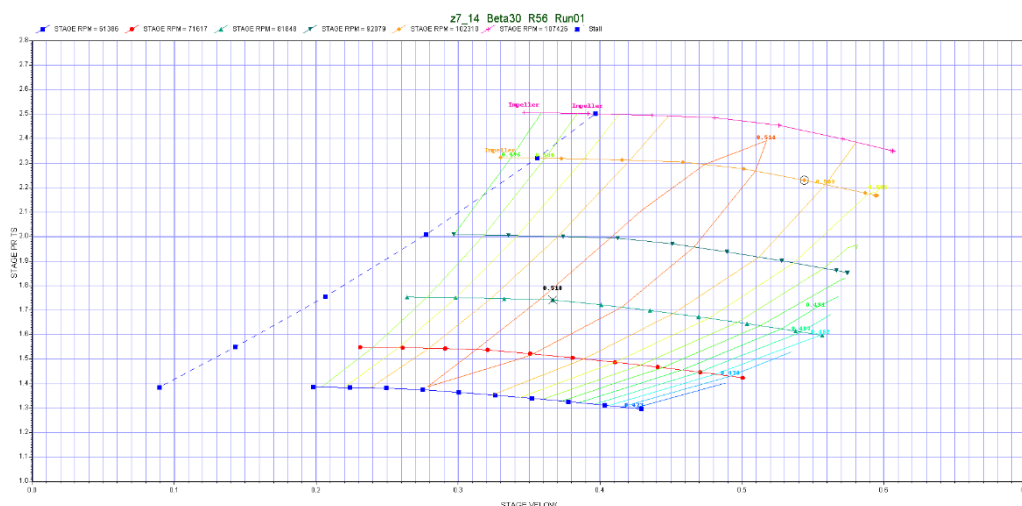
z7_14 Beta30 R56 Run01

Analysis Mode



Figur 18 Eksempel på impeller-geometri fra COMPAL.

Modellen kan benyttes til at forudsige kompressor-mappen, inklusive stall-linje, hvilket vises i Figur 19. Der er valgfrihed mellem en række prædefinerede tabsmodeller. Til designet blev den mest almindelige benyttet i mangel af mere kvalificerede input – vel vidende, at den fortrinsvis er kalibreret med kompressorer til luft ved atmosfæretryk, idet det først er efter, at testene er lavet, at det kan afgøres, hvilken en der er mest gyldig.

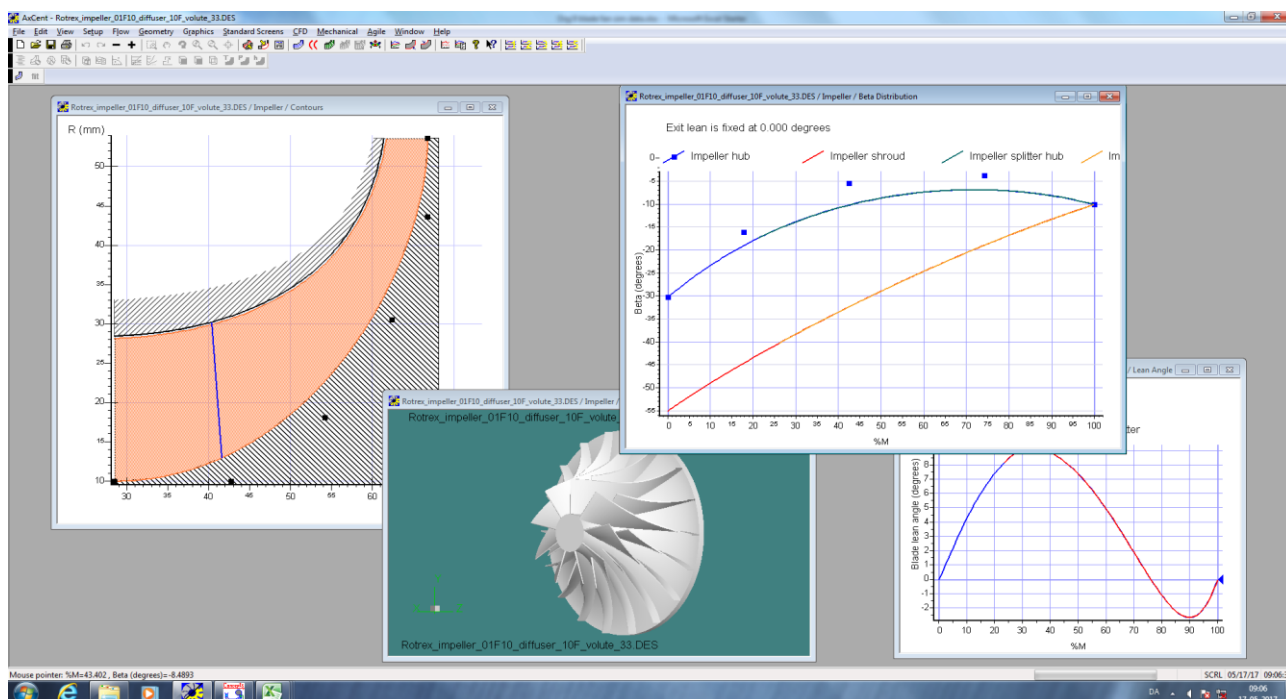


Figur 19 Eksempel på forudsigelse af kompressor-mappen – statisk trykforhold vs. volumflow.

COMPAL-modellen giver desuden en række detaljerede informationer om flow, tryk, temperatur, viskositet, tab m.m. – i alt over 600 værdier pr. model/kørsel.

Ved hjælp af COMPAL-modellen dannes derefter den egentlige 3D-model, som vises i Figur 20. Der er rig mulighed for at modificere geometrien, da der overalt er benyttet Bezier-polynomier, hvor de styrende punkter kan flyttes vilkårligt.

Udvikling af Rotrex-turbokompressor til vanddampkompression

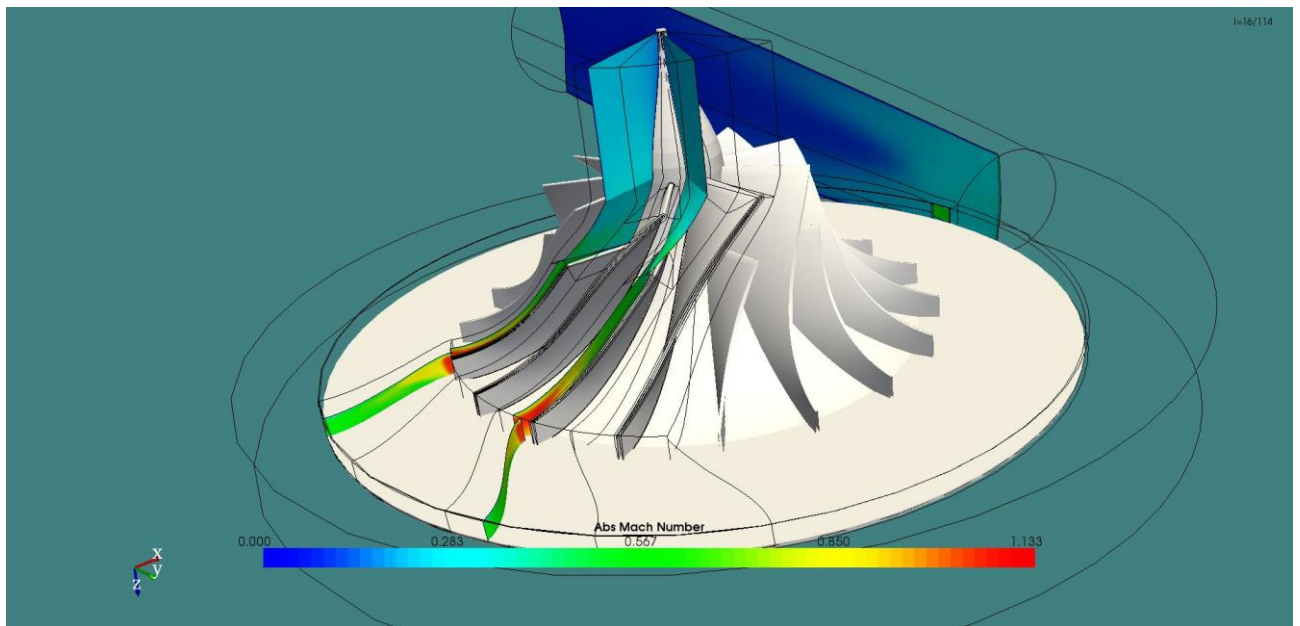


Figur 20 Et eksempel på mulighederne for 3D-design af kompressoren – både hub- og tipkontur og bladvinkler m.m.

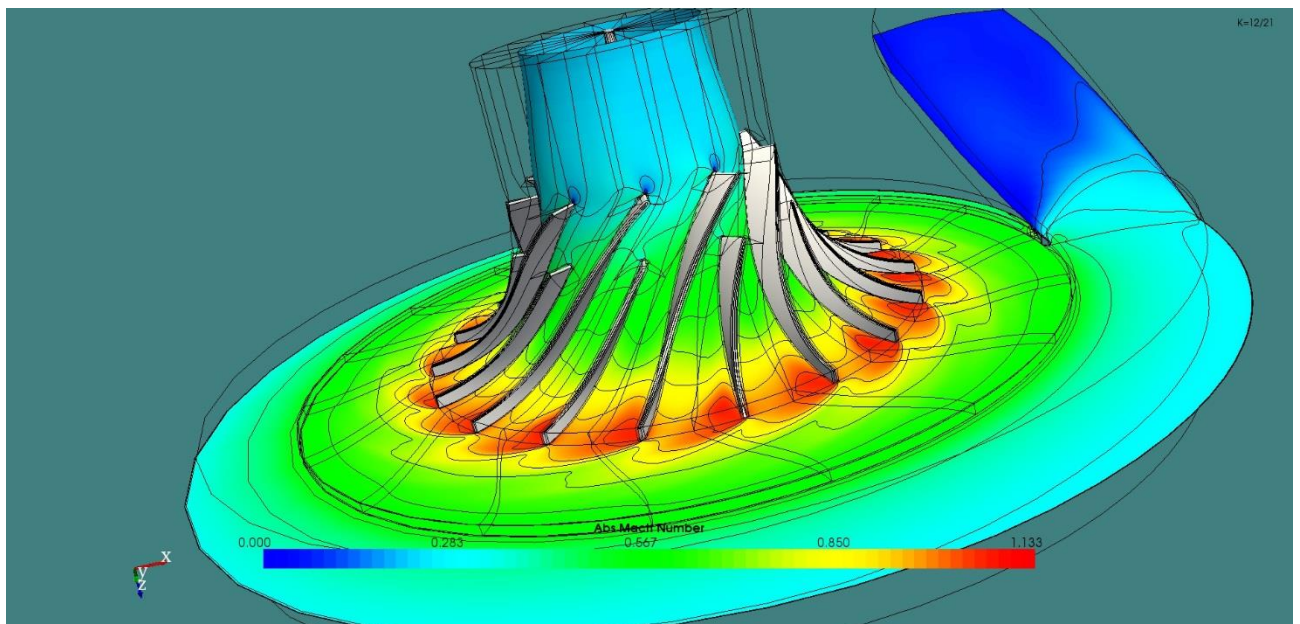
På baggrund af geometrien dannes en model (et grid) for strømningberegningerne med CFD-værktøjet. Via inputbokse fastlægges grænsebetingelser, solver-parametre m.m. Resultaterne er dels et plot af de forskellige tryk, temperatur, Mach-tal, etc., dels beregninger af de samme parametre som middelværdier baseret på massen.

Resultatet – det endelige design – blev fastlagt efter en række parameterstudier, der endte i en kompressor med en ca. 107 mm diameter rotor med 0 graders udløbsvinkler, 7 hovedblade og et sæt splittere – dvs. i alt 14 blade ved udløbet. Rotorhuset består af en vaneless diffuser med pitch 0,7 for at give en rigelig stall-margin efterfulgt af en volute samt yderligere en diffuser. Det skyldes, at det dynamiske tryk forsvinder i en efterfølgende kondensering, så den ekstra lange diffuser er med til at forøge trykforholdet.

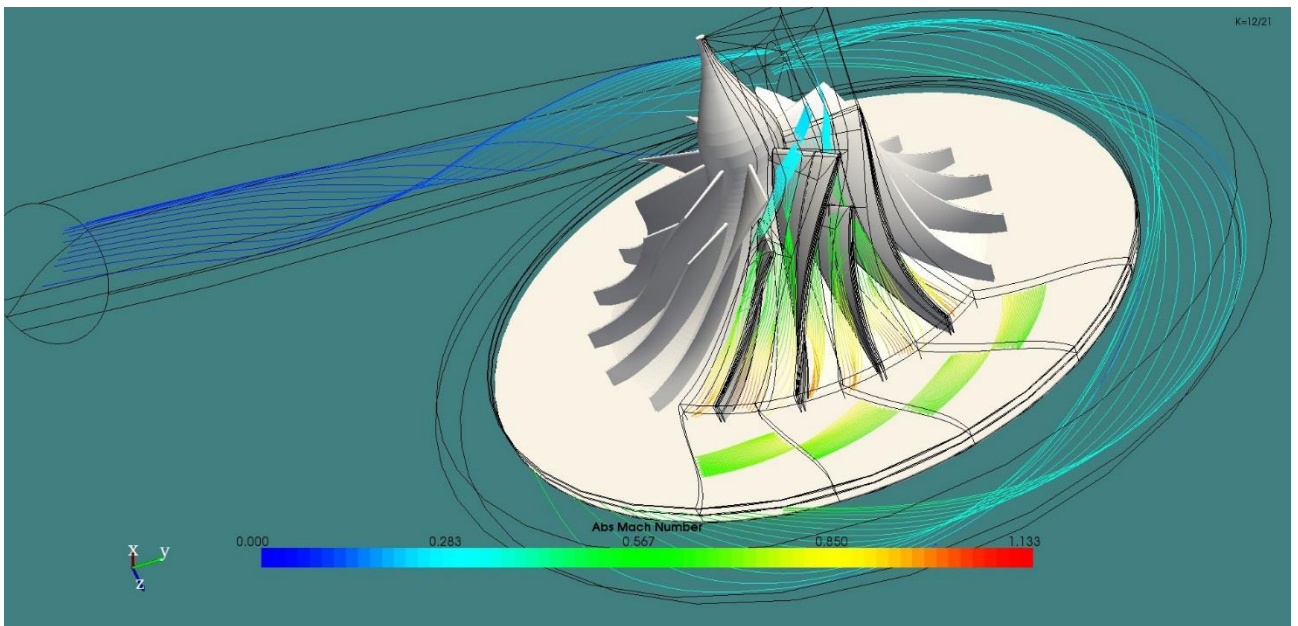
De følgende syv figurer – Figur 21 og Figur 27 – viser forskellige CFD-resultater for den endelige kompressor i designpunktet.



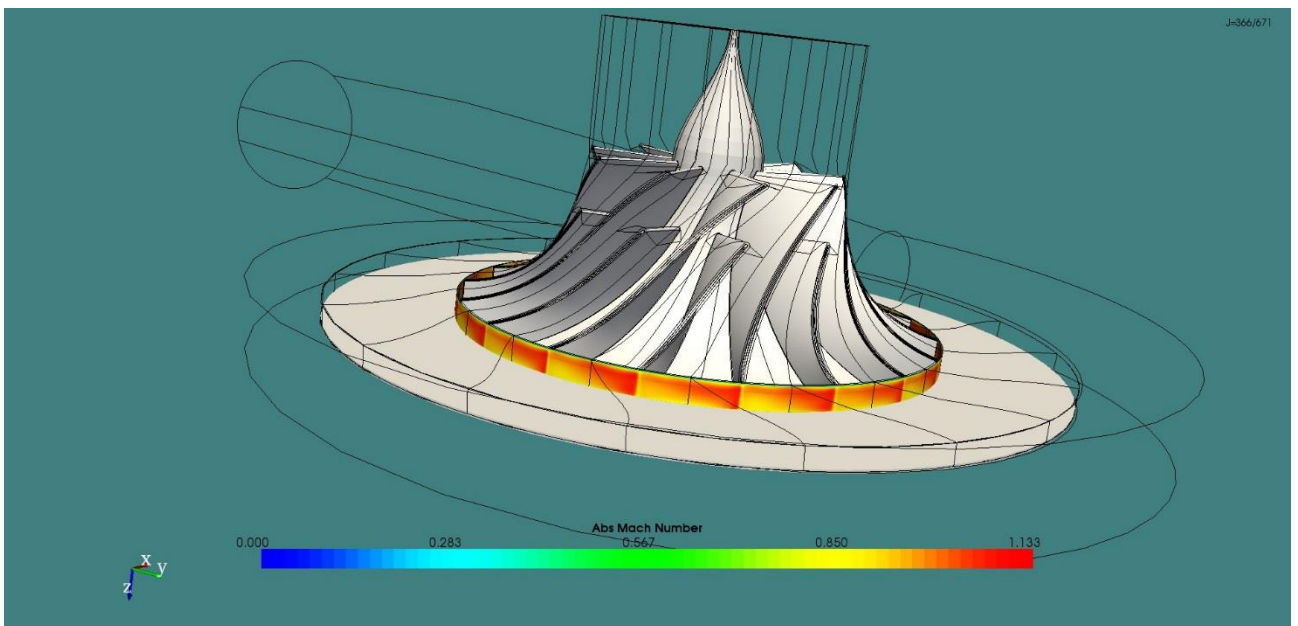
Figur 21 Blade-to-blade-plot af det absolutte Mach-tal – det overskrider 1 (supersonisk) ved impeller exit.



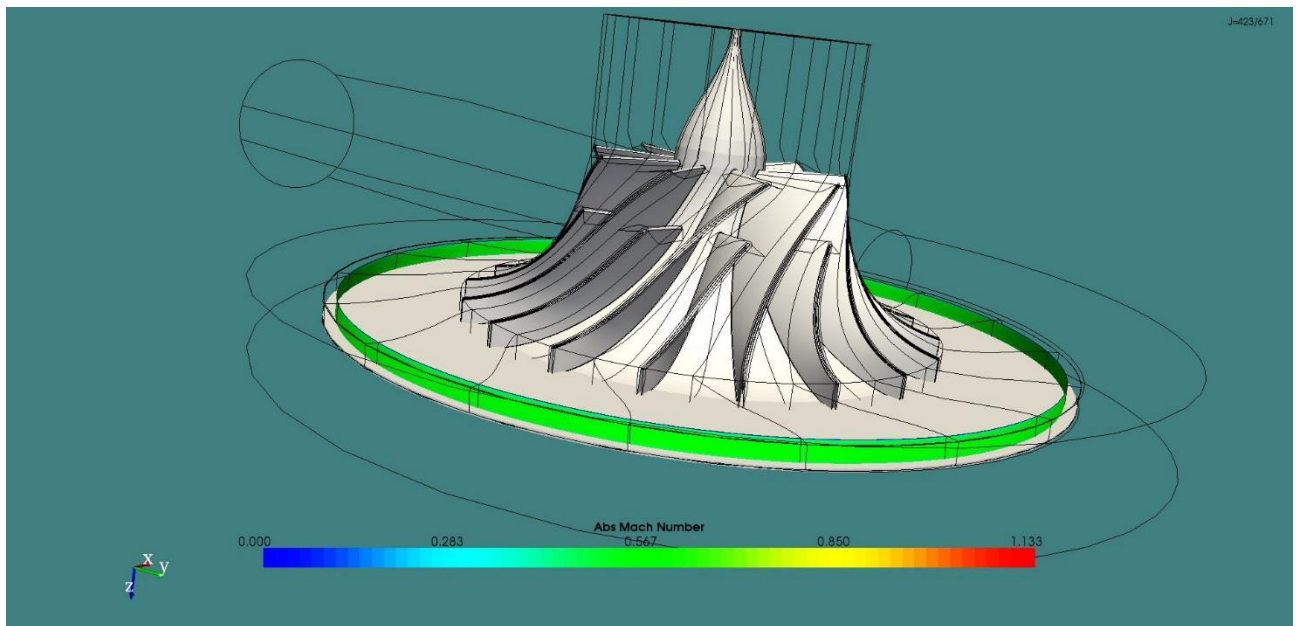
Figur 22 Tilsvarende hub-tip-plot af absolut Mach-tal. Det ses tydeligt, hvordan flowet bremses ned fra impeller exit til udgangen af den sidste diffuser.



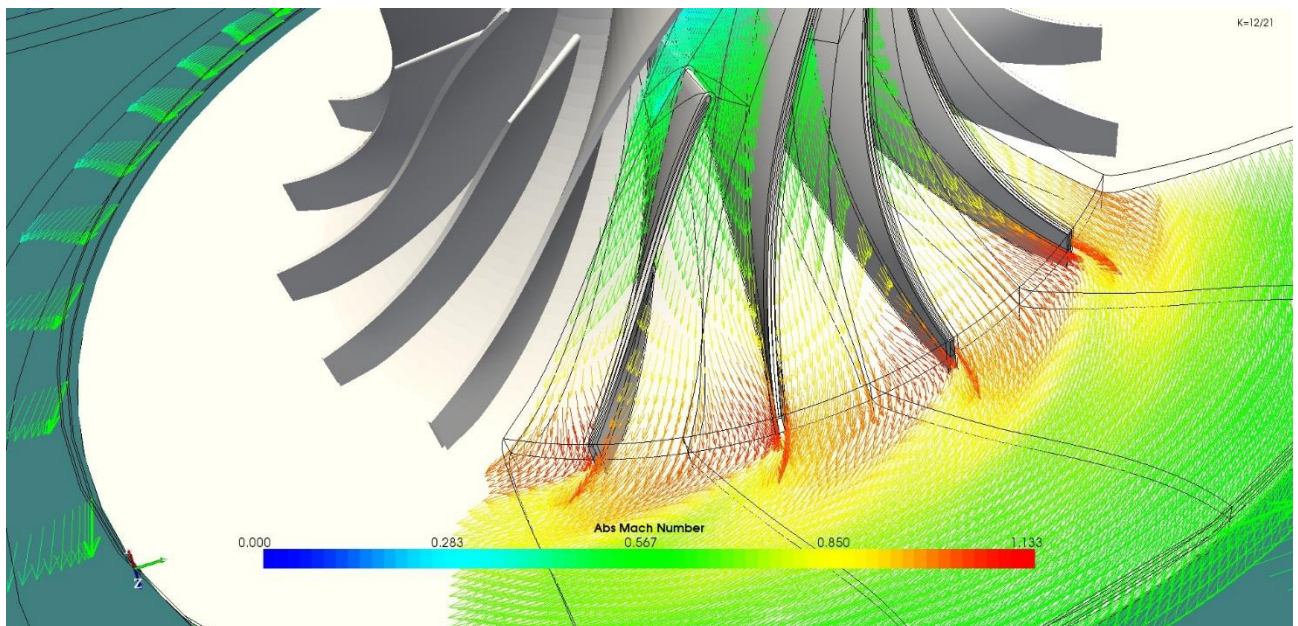
Figur 23 Tilsvarende streamline-plot, der viser, hvordan flowet bevæger sig i volute og diffuser.



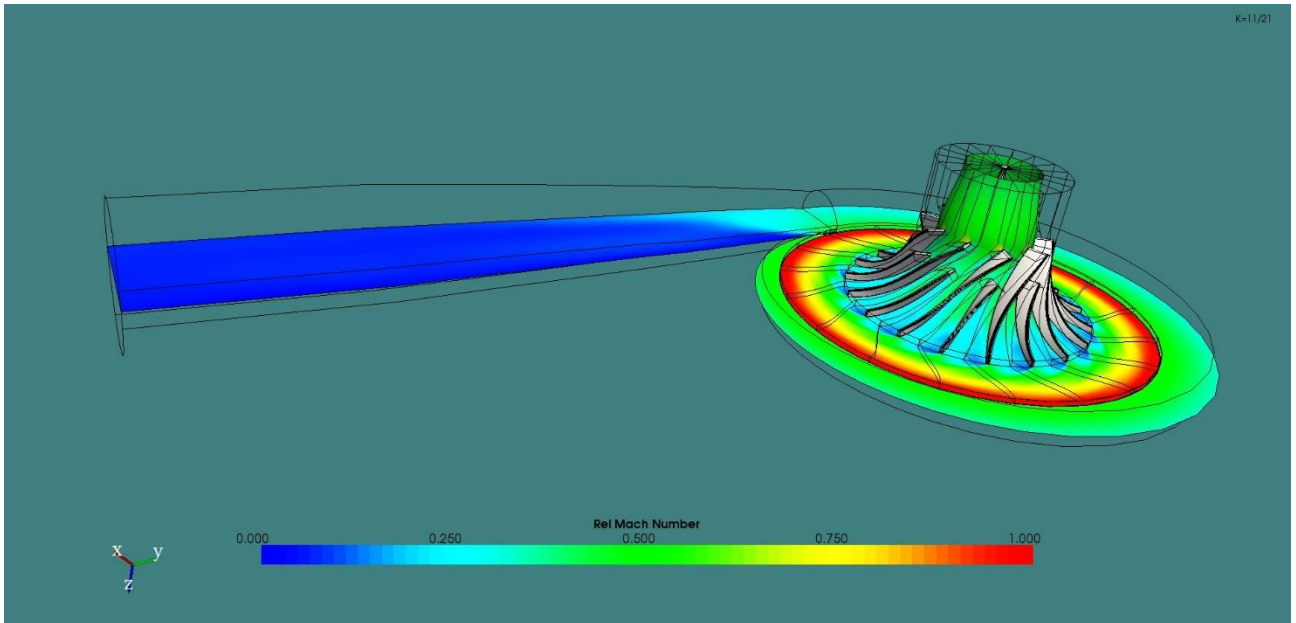
Figur 24 Det tilsvarende streamwise-plot lige ved impeller exit – der er både sub- og supersonisk flow.



Figur 25 Det tilsvarende plot ved exit af den vaneless diffuser, hvor al miksning af flowet stort set er overstået, og fordelingen er homogen.



Figur 26 Det tilsvarende hub-tip vektorplot af flowet i designpunktet, der viser, hvordan miksningen foregår.



Figur 27 Overordnet konturplot af relativt Mach-tal for hele kompressoren, M_{rel} ligger på under 0,5 i impelleren.

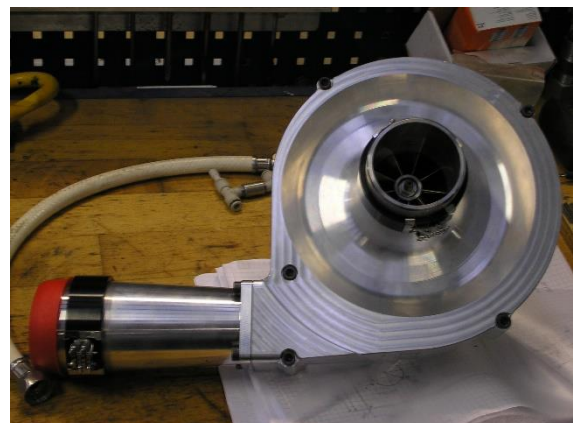
4.6. Fremstilling af kompressorprototype, laboratorietest og troubleshooting

I alt blev der fremstillet fem kompressorer baseret på det udviklede design, hvoraf en del blev finansieret uden om dette projekt:

- 1 stk. kompressor med rotoren fremstillet i aluminium
- 2 stk. kompressorer med remtræk med udveksling og en standardelmotor
- 2 stk. med direkte træk af gearet med højhastighedsmotor.

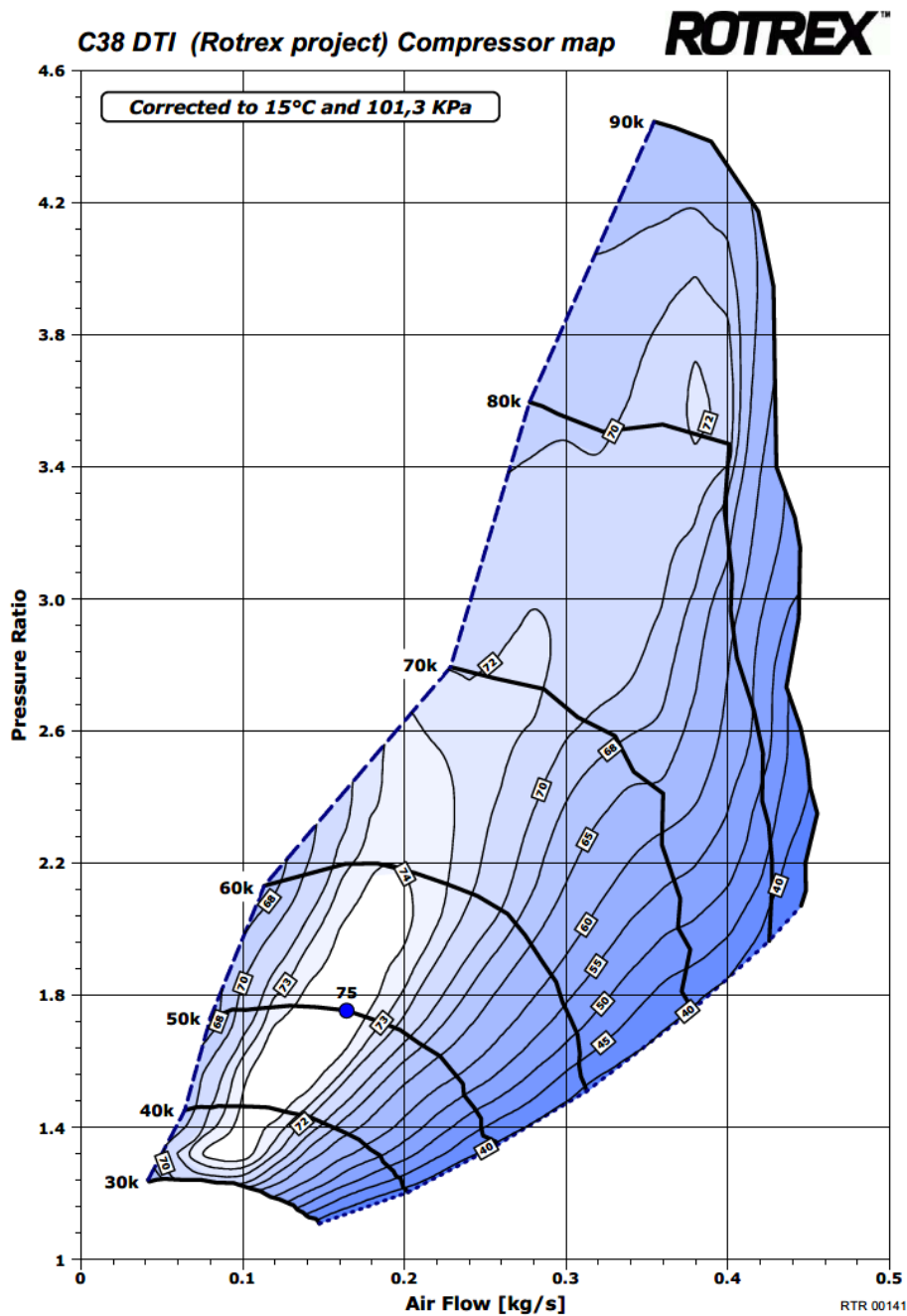
4.6.1. Kompressoren med Al-rotor

For at gennemføre den første test blev der fremstillet en komplet kompressor med rotoren i aluminium. Denne blev brugt til at verificere designet, fremstillingen og montage af delene samt til en første funktionstest og ydelsesmapping med luft i Rotrex' prøvestand. Den monterede kompressor ses i Figur 28.



Figur 28 Første prototype med rotor af aluminium.

Baseret på dette blev der foretaget nogle små justeringer af tolerancer i rotorhuset. Kompressor-mappet er vist i Figur 29. Heraf ses, at en 75% virkningsgrad er nået ved 50.000 RPM.

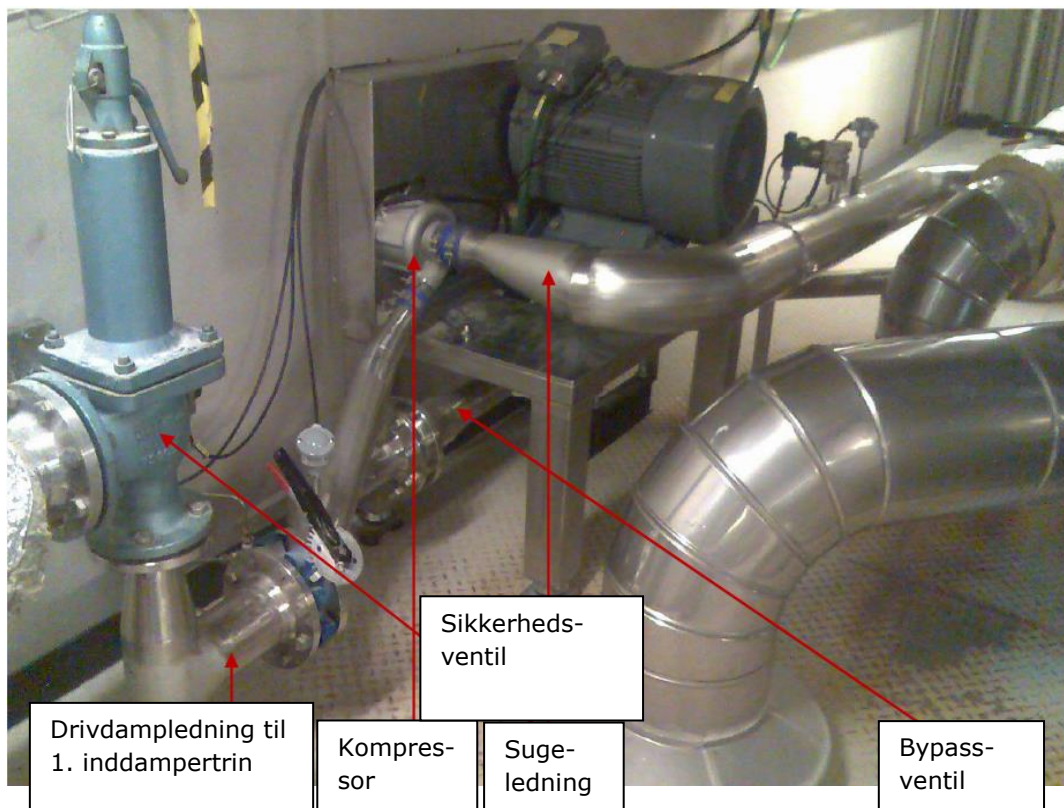


Figur 29 Endeligt kompressor-map af den udviklede kompressor testet med luft.

4.6.2. Test med damp og remtrukne kompressorer

De to første identiske kompressorer med rotorere fremstillet af titanium blev begge drevet gennem remtræk.

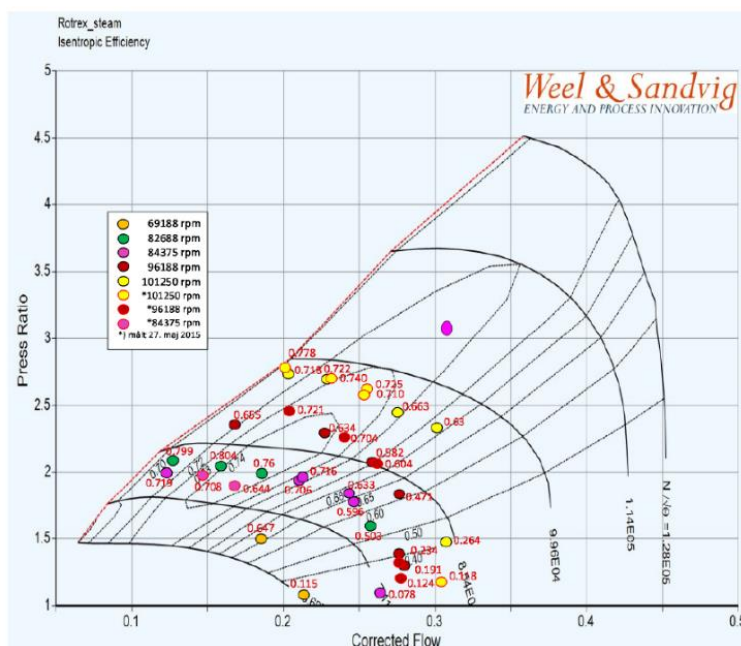
Den ene, der blev monteret parallelt med en dampdrevet ejektor i forbindelse med et 4-trins inddamperanlæg hos Haldor Topsøe A/S, ses i Figur 30.



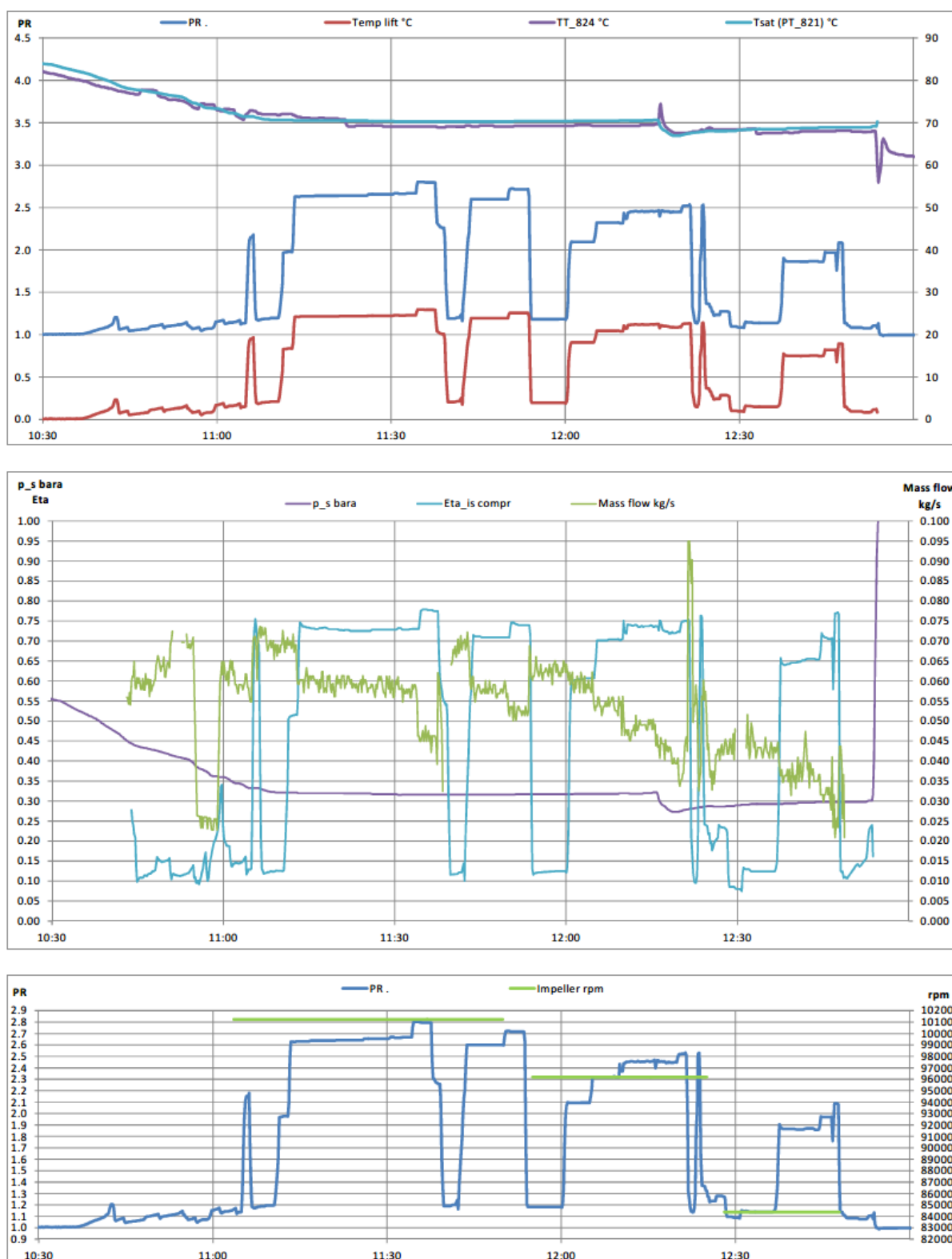
Figur 30 Rotrex-kompressoren monteret på Haldor Topsøe A/S' inddamper.

Det forhold, at kompressoren var integreret i et industrielt anlæg, hvor der blev kørt fuld og dagligt varierende produktion, samt skulle styres manuelt, betød, at det var vanskeligt at opnå længerevarende stabile driftsperioder. Rent mekanisk fungerede kompressoren perfekt, men der opstod en utæthed i aksetætningen, således at der trængte damp over i gearets olie. Akseltætningen blev erstattet med et nyt design. I alt blev der opnået i alt 15 driftstimer. Udvalgte driftspunkter med tilhørende målte effektiviteter kan ses i Figur 31.

En repræsentativ måleserie over 2,5 timer kan ses i Figur 32.



Figur 31 Udvalgte driftspunkter indtegnet i kompressor-map med målte virkningsgrader (røde tal).



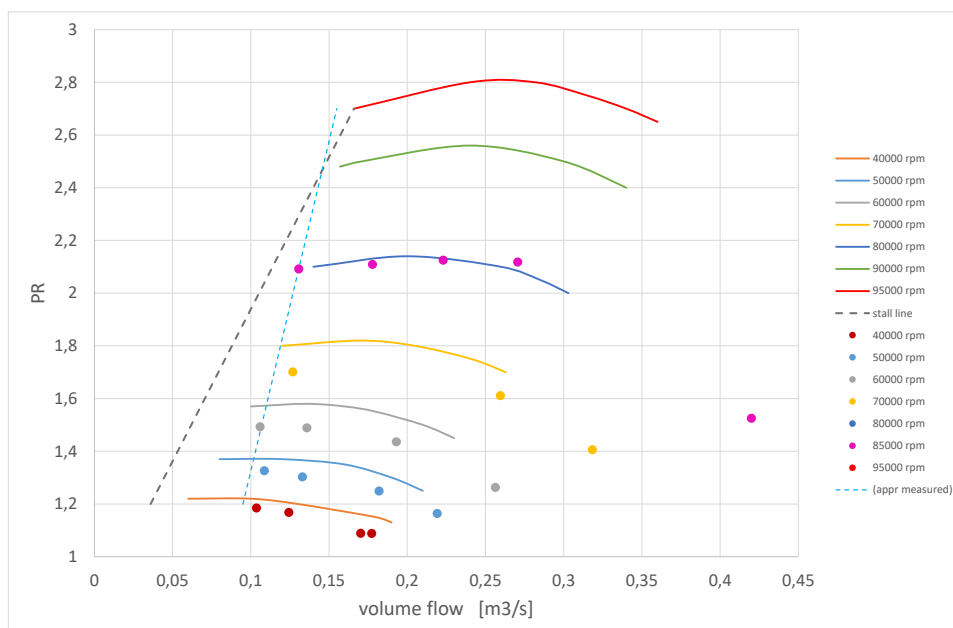
Figur 32 Resultater fra drift over ca. 2,5 timer.

Den anden kompressor blev monteret som et raket – komplet med drivmotor, remtræk og frekvensomformer, hvilket vises i Figur 33. Efter test med luft og modifikation af akseltætningen blev unitten flyttet til Spirax Sarcos testfacilitet i England, hvilket også er vist i Figur 33.



Figur 33: Billede af testrig på Teknologisk Institut og installeret hos Spirax Sarco, England.

I modsætning til testen hos Haldor Topsøe var der hos Spirax Sarco tale om et egentligt testsystem, hvilket gav mulighed for meget mere stabile test og målinger. Resultaterne kan ses i Figur 34. Værdierne ved 85.000 RPM svarer nogenlunde til forventningerne til 80.000 RPM og skyldes muligvis delvist et større slip i traktionsgearet (forklares i det følgende), end det var forudsat i beregningerne. Det var dog ikke muligt at kontrollere dette.



Figur 34 Kompressor-map med målte værdier fra test hos Spirax Sarco.

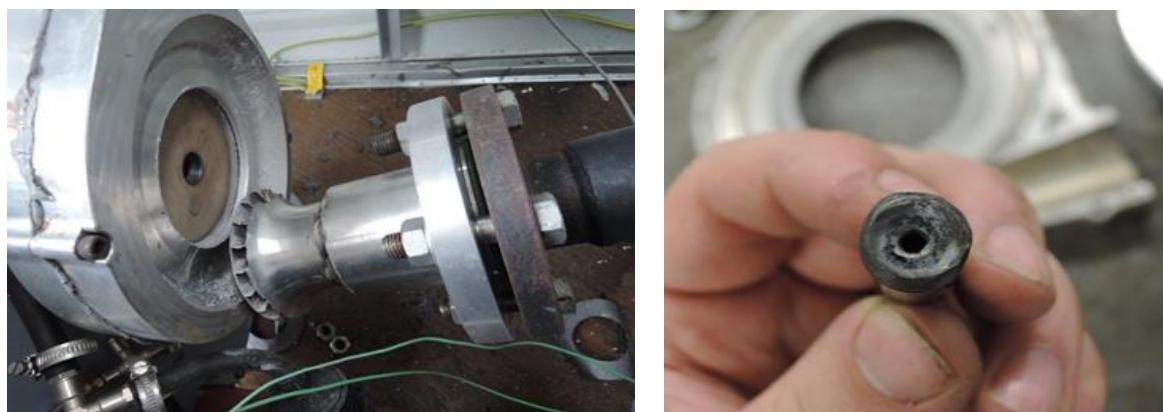
Tabel 3 viser et repræsentativt udsnit af de test, der blev gennemført på anlægget hos Spirax-Sarco. Af tabellen ses, at der blev opnået kompressorvirkningsgrader i størrelsesordenen 56-75 %, hvilket fint matcher de forventninger, som var opstillet i forbindelse med forarbejdet til projektet og designstudierne.

Tabel 3 Udsnit af målingerne gennemført hos Spirax-Sarco

No.	Date	Time	TFA mass flow [kg/hr]	Super Heat 5 bar [C]	Exit T Compr [C]	Exit p Compr [barG]	Inlet p Compr [barG]	Speed [rpm]	Power [kW]	Oil T_in [C]	Oil T_out [C]	Inlet T Compr [C]	PR	Mass Flow [kg/s]	Volume Flow [m ³ /s]	Compr Eff [%]
#1	2014.12.11	10:54:00	384.4	145.7	218.5	2.908	0.857	2964	24.6	O/C	25.9	117.7	2.104	0.1068	0.1017	≈74%
#2	2014.12.11	12:00:00	249.3	147.8	218.0	1.526	0.322	2973	20.8	O/C	31.0	107.4	1.911	0.0693	0.0904	≈56%
#3	2014.12.11	13:20:00	239.8	149.2	218.1	1.531	0.309	2975	20.9	O/C	37.6	107.1	1.934	0.0666	0.0881	≈57%
#4	2014.12.11	10:16:15	373.3	145.7	218.2	2.862	0.818	2965	27.3	39.6	108.8	117.1	2.124	0.1037	0.1010	≈75%
#5	2014.12.11	11:00:00	229.7	147.5	214.6	1.368	0.235	2977	18.7	33.5	107.6	104.9	1.917	0.0638	0.0889	≈57%
#6	2014.12.11	12:00:00	235.6	147.8	215.2	1.401	0.251	2976	17.6	32.9	108.0	105.1	1.919	0.0655	0.0902	≈57%

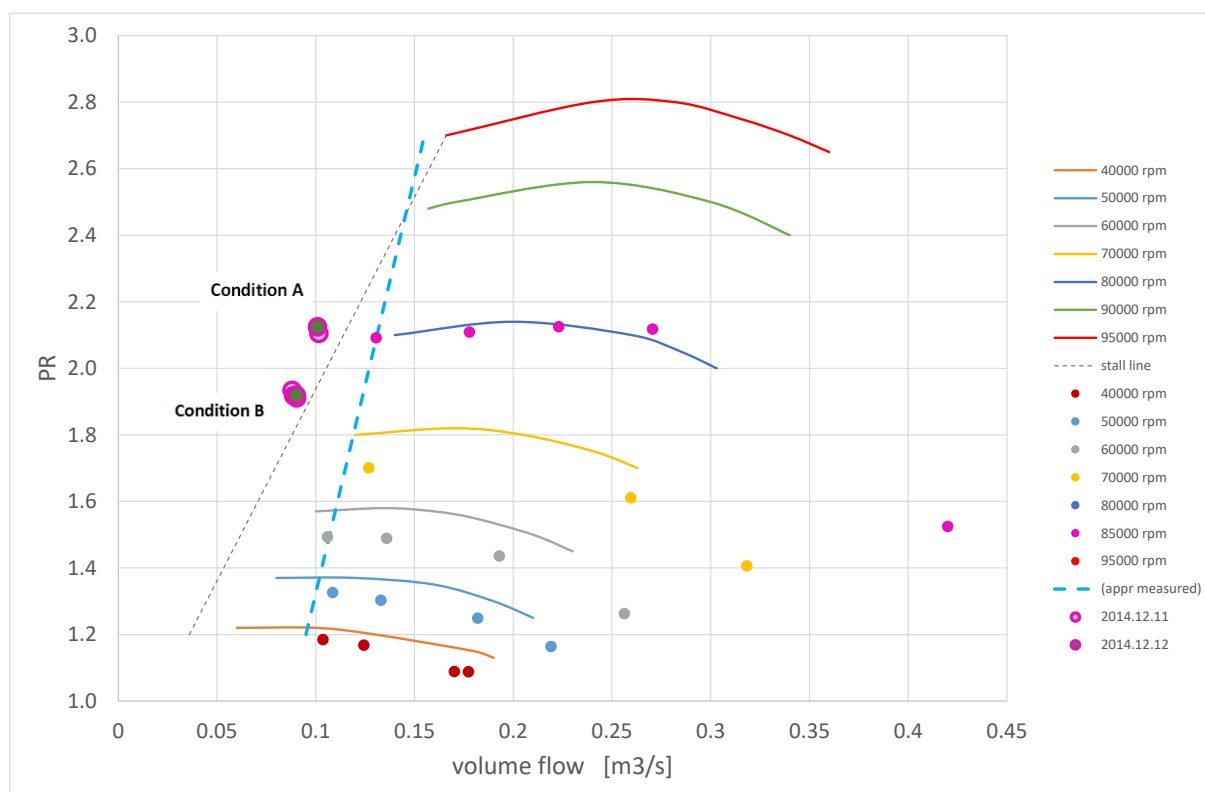
I modsætning til planetgear med tandhjul baserer Rotrex-gearet sig på traktion, hvor en olie med specielle egenskaber sikrer, at gearets roterende dele "trækker hinanden" med et lille hastighedsslip. Dette stiller krav til den maksimale olietemperatur, som viste sig at blive nået ved ca. 85.000 RPM, hvorfor det ikke var muligt at teste ved fuldt designomdrejningstal på ca. 90.000 RPM – og dermed heller ikke ved fuldt trykforhold og temperaturløft. I forhold til den traditionelle drift med atmosfærisk luft, der suges ind ved omgivelsetemperatur, var rotorhuset betydeligt varmere, idet dampens indløbs- og udløbstemperaturer var henholdsvis ca. 100 °C og ca. 200 °C, hvilket igen førte til en større varmeledning fra rotorhuset og til gearhuset og dermed til traktionsolien. Det var ikke muligt at eftervise dette.

Styrings- og overvågningssystemet var opbygget med henblik på en efterfølgende langtidstest hos Spirax Sarco, men desværre havarede kompressoren efter blot ca. 29 driftstimer, idet akslen knækkede ud for akseltætningen, som der fremgår af Figur 35.



Figur 35 Kompressorhavari efter ca. 29 timers drift: Rotorakslen knækkede, hvorefter rotoren 'fræste' sig ind og igennem kompressorhuset, uden fragmenter blev slynget ud.

Selvom havariet ikke var ønsket, viste det, at et sådant totalhavari, hvor rotoren "falder af" ved fuld omdrejningshastighed, ikke fører til, at fragmenter slynges ud. Som forventet fra designet arbejdede rotoren sig ud gennem forsiden af kompressorhuset, mens den blev bremset ned i ét stykke. Analysen af baggrunden for havariet viste, at kompressoren fejlagtigt var blevet justeret med et for stort trykløft, hvorved den kom til at køre i surgeområdet, jf. Figur 36.



Figur 36 Kompressor-mappet med indtegnede driftspunkter "A" og "B" ved havariet.

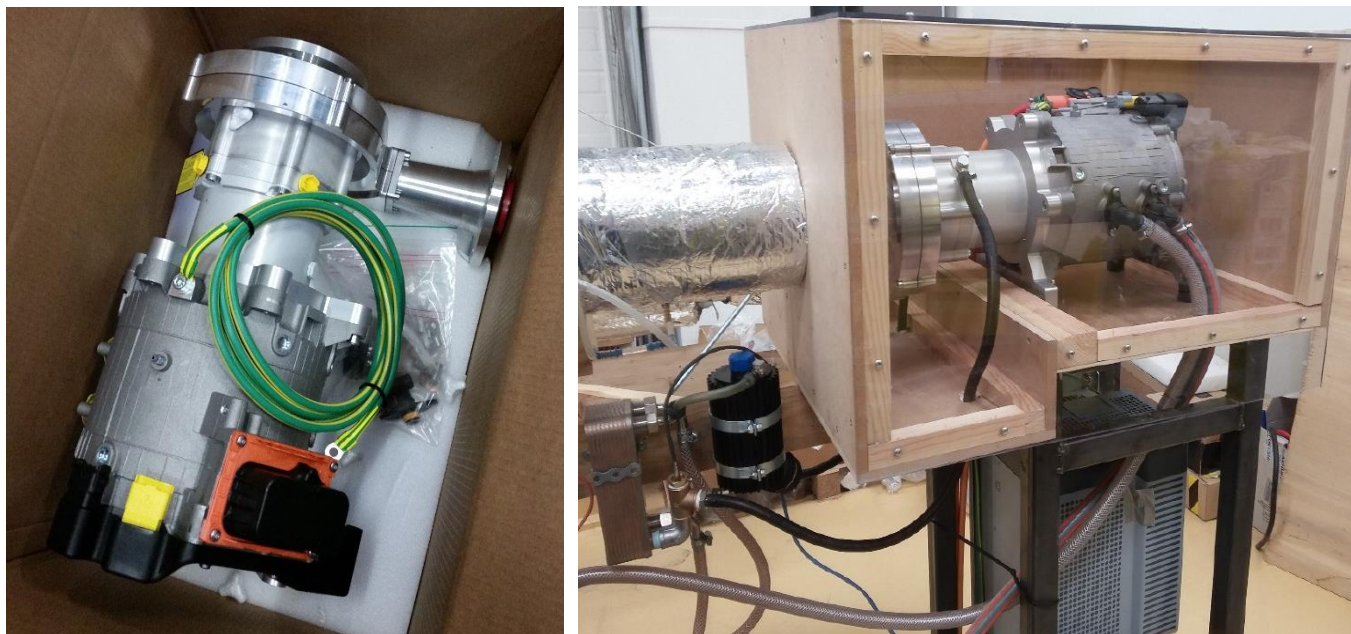
4.6.3. Test med damp og direkte trukket kompressor

Sideløbende med udviklingen af dampkompressoren gennemførte Rotrex udviklingen af et koncept, hvor gearet blev trukket direkte med en højhastighedsmotor med hastighedsregulering. Der blev bygget to dampkompressorer efter dette princip, hvoraf den ene blev testet i et kompressortestloop opbygget af Weel & Sandvig på DTU. Dette er nærmere beskrevet i det følgende, og kompressorerne ses i Figur 37.

Testtriggen er designet og konstrueret med henblik på test af en styring og overvågning, en langtidstest og en performance-måling af dampkompressoren.

Den udviklede reguleringsstrategi og kontrolsystemet er implementeret i softwaren "WSTurbo", som skal sikre, at testtriggen kan køre stabilt ved hastigheder på kompressor og sugetryk, som specificeres af brugeren. Trykforholdet over kompressoren kan justeres fra WS-Turbo ved hjælp af en aktuatorstyret ventil. Samtidig informerer kontrolsystemet på computerskærmen om, hvor den øjeblikkelige drift af kompressoren befinder sig i forhold til det tilladelige operationsområde i kompressormappen. Dette er med til at sikre, at

kompressoren ikke køres i områder, som er skadelige for kompressoren. Desuden måles og vises den aktuelle virkningsgrad af kompressoren.



Figur 37 Dampkompressoren monteret med direkte træk af gearet. TH-monteret i testloop på DTU.

Testriggeren udgør et lukket rørsystem på vanddampsiden, hvori dampen recirkuleres, efter at overhedningen fra kompressionen er blevet reduceret ved kontakt med vand. Et oversigtsbillede er vist i Figur 38.



Figur 38 Testloop på DTU med nærbillede af kompressoren før isolering.

Trykket i testriggeren kan varieres – og dermed kompressorens driftstilstand.

Testriggeren er af den såkaldte gas-loop-type, hvor dampen til stadighed komprimeres og derved opvarmes – efterfølgende køles – hvorefter trykket igen sænkes til sugetrykket og ledes tilbage til kompressoren. Der arbejdes med andre ord med en ret lille volumen, hvilket giver stor dynamik og dermed stiller store krav til indkøring og styring.

Der blev kørt ca. 50 timers indkøring, der desværre endnu engang viste behov for modifikationer af akseltætningen, idet der blev ophobet vand i traktionsolien. Ved projektets afslutning var denne modifikation endnu ikke endeligt gennemført, hvorfor yderligere test ikke blev foretaget. Også ved disse test blev der konstateret en så høj olietemperatur, at omdrejningstallet måtte reduceres.

4.7. Opsummering på design og test

De overordnede krav til den udviklede dampkompressor er en afvejning mellem de forskellige ønsker fra projektets partnere samt ønsket om at kunne afdække potentialet i Rotrex' meget konkurrencedygtige traktionsgear.

Der er i alt blevet bygget fem kompressorer, som er baseret på det udviklede design. Testene med damp, der blev foretaget på i alt tre forskellige opstillinger, viste, at de forventede effektiviteter på op til 75 % blev nået.

I forbindelse med opstarten af den første langtidstest blev testtriggen ved en fejl justeret på en sådan måde, at kompressoren kørte i det ikke-tilladte surge-område, hvilket førte til et totalhavari af kompressoren efter ca. 29 timer. Selvom havariet ikke var ønsket, viste det til fulde, hvor relativt udramatisk et sådant havari udvikler sig, selvom der er tale om en rotor, der roterer op imod 85.000 RPM.

Rotrex' traktionsgear er baseret på en olie med specielle egenskaber, der stiller ret nøje krav til maksimal driftstemperatur. Dette krav viste sig at begrænse kompressorens maksimalt tilladelige omdrejningstal til ca. 85.000 RPM, hvilket medførte, at de maksimale trykforhold og dermed temperaturløft ikke kunne eftervises. Det formodes, at den – i forhold til drift – med luft noget højere olietemperatur skyldes, at rotorhuset bliver betydeligt varmere ved drift med vanddamp, og der derfor ledes mere varme over i olien. Det forventes, at dette forhold kan ændres i en videreudvikling af rotor-/gearhuset samt af olie-kølingen. Alternativt kan der udvikles et lidt større rotorhjul, der vil kunne give fuldt trykløft allerede ved 85.000 RPM.

Testene viste endvidere, at akseltætningen gav problemer. Disse var relateret til den mekaniske udformning og indbygning af tætningen og ikke til fejl på de anvendte materialer. Flere design er blevet afprøvet, og det forventes, at den nyeste udgave har afhjulpet problemerne.

4.8. Dokumentation og formidling

Ud over nærværende faglige afrapportering til ELFORSK er projektresultaterne formidlet løbende ved flere nationale og internationale konferencer – herunder:

- Danske Køledage, Odense, marts 2011
- Waste Heat Valuelazion, Ghent, Belgien 2012
- Energiens Topmøde, København, juni 2014
- Symposium on advances in refrigeration and heat pump technology, Odense, november 2014
- IIR Gustaf Lorenzen conference on natural refrigerants Hangzhou, Kina, 2014
- IIR International Congress of Refrigeration, Yokohama, 2015
- High Temperature Heat Pump Workshop, København, september 2017.