

Statstilskud til energibesparelser
m.v. i erhvervsvirksomheder
J. nr. 731327/98-0250

Ejektorbaserede systemer til
udnyttelse af spildvarme til
køleformål

Lasse Søe, Teknologisk Institut
Lars Rasmussen, Teknologisk Institut

Indhold

INDLEDNING	4
SAMMENFATNING OG KONKLUSIONER	6
ANLÆGSINVESTERING OG DRIFTSØKONOMI	6
DEMONSTRATIONSANLÆG HOS HERNING KOMMUNALE VÆRKER	6
FORSØGSANLÆG	7
ANALYSE AF EJEKTOREN	7
NUMERISK ANALYSE AF EJEKTOREN	8
SUMMARY AND CONCLUSIONS	10
CAPITAL EXPENDITURE AND OPERATING ECONOMY	10
DEMONSTRATION SYSTEM AT HERNING MUNICIPAL UTILITIES (HKV)	10
TEST SYSTEM	11
ANALYTIC ANALYSIS OF THE EJECTOR	11
NUMERICAL ANALYSIS OF THE EJECTOR	12
1 ANLÆGSINVESTERING OG DRIFTSØKONOMI	14
1.1 INDLEDNING	14
1.2 SAMMENFATNING OG KONKLUSION	14
1.2.1 <i>Beregningsmodel</i>	16
1.2.2 <i>Resultater</i>	20
1.3 ANLÆGSINVESTERING	21
1.3.1 <i>Ejektorkøleanlæg</i>	21
1.3.2 <i>Absorptionskøleanlæg</i>	23
1.3.3 <i>Kompressorkøleanlæg</i>	24
1.3.4 <i>Køletårn</i>	25
2 DEMONSTRATIONSANLÆG HOS HKV	28
2.1 INDLEDNING	28
2.2 LUFTKONDITIONERINGSANLÆG DREVET AF LAVTRYKSDAMPEJEKTOR	30
2.2.1 <i>Dampgenerator</i>	30
2.2.2 <i>Fordamper</i>	31
2.2.3 <i>Kondensator</i>	31
2.2.4 <i>Receiver</i>	32
2.2.5 <i>Pumper</i>	33
2.2.6 <i>Styresystem</i>	33
2.2.7 <i>Styring af ejektorkøleanlægget</i>	35
2.3 DRIFTSERFARINGER MED DEMONSTRATIONSANLÆGGET	37
2.3.1 <i>Problem</i>	37
2.3.2 <i>Løsning</i>	38
2.4 MÅLERESULTATER	39
2.4.1 <i>Måleperioden</i>	40
2.4.2 <i>Målte ydelser og middeltemperaturer</i>	41
3 FORSØGSANLÆG	44
3.1 INDLEDNING	44
3.2 SAMMENFATNING OG KONKLUSION	44
3.3 ANLÆGSOPBYGNING - FUNKTIONSBESKRIVELSE	47
3.4 DAMPGENERATOR	47
3.4.1 <i>Karakteristiske performancedata</i>	48
3.4.2 <i>Måleresultater</i>	48

3.4.3	<i>Retningslinier for dimensionering</i>	49
3.5	EJEKTOR	49
3.5.1	<i>Karakteristiske ydelsesdata</i>	50
3.5.2	<i>Måleresultater</i>	50
3.6	FORDAMPER	51
3.6.1	<i>Designparametre</i>	51
3.6.2	<i>Karakteristiske performancedata</i>	52
3.6.3	<i>Måleresultater</i>	52
3.6.4	<i>Retningslinier for dimensionering</i>	52
3.7	KONDENSATOR & AFLUFTERSYSTEM	52
3.7.1	<i>Måleresultater</i>	54
3.7.2	<i>Afluftersystem</i>	54
3.7.3	<i>Retningslinier for dimensionering</i>	56
3.8	PUMPER	57
3.8.1	<i>Designparametre</i>	57
3.9	STYRING OG REGULERING	58
4	ANALYTISK ANALYSE AF EJEKTOREN	60
4.1	INDLEDNING	60
4.2	SAMMENFATNING OG KONKLUSION	60
4.3	GRUNDLÆGGENDE EJEKTORTEORI	60
4.3.1	<i>Ejektordesign og arbejdsprincip</i>	61
4.3.2	<i>Ejektoreffektivitet</i>	61
4.3.3	<i>Analytisk beregningsmodel</i>	64
4.4	OPTIMAL EJEKTORDESIGN (TEORETISK)	66
4.5	EJEKTORENS COP I PRAKSIS	67
5	NUMERISK ANALYSE AF EJEKTOREN	72
5.1	INDLEDNING	72
5.2	SAMMENFATNING OG KONKLUSION	72
5.3	PROBLEMFOMULERING	73
5.4	CFD-SIMULERING PÅ IDEALISERET GEOMETRI	73
5.4.1	<i>Numerisk model</i>	74
5.4.2	<i>Randbetingelser</i>	76
5.4.3	<i>Resultater</i>	77
5.4.4	<i>Sammenligning af resultaterne fra den analytiske og numeriske beregningsmodel</i>	82
5.5	CFD-SIMULERING PÅ VIRKELIG GEOMETRI	84
6	FØLGEGRUPPEN	86
7	INFORMATIONSAKTIVITETER	88
7.1	KONFERENCER, FOREDRAG OG ARTIKLER	88
7.2	INTERESSEREDE VIRKSOMHEDER	88
8	REFERENCER	90
9	BILAGSLISTE	92

Indledning

Den danske energiproduktion er hovedsageligt baseret på centrale og decentrale kraftvarmeværker, der producerer både elektricitet og fjernvarme. En del af den nødvendige fjernvarme produceres dog i forbindelse med bortskaffelse af brændbart renovationsaffald på såkaldte forbrændingsanstalter. I sommerperioden, hvor fjernvarmeforbruget er minimalt, er hovedparten af kraftvarmeværkerne og forbrændingsanstalterne tvunget til at bortkøle den overskudsvarme, der opstår i forbindelse med elproduktionen og affaldsforbrændingen. Bortskaffelsen af overskudsvarmen sker enten vha. luftkølere eller køletårne og medfører derfor både en række driftsomkostninger og et investeringsbehov.

Som følge af den store udbygning af det danske fjernvarmenettet samt det stadig stigende behov for komfortkøling har der gennem længere tid været en stigende interesse for at anvende fjernvarme som drivkraft for køleanlæg. Absorptionskøleanlægget er på nuværende tidspunkt det eneste kommercielle køleanlæg, der anvender varme som primær drivenergi, og det har derfor været genstand for en lang række rentabilitetsanalyser. I tilknytning til det danske fjernvarmekoncept er der to væsentlige faktorer, der gør absorptionskøleanlæggenes rentabilitet tvivlsom. Dels ligger kravet til temperaturen af den varmekilde, som skal drive anlægget, i overkanten af hvad, der er ønskeligt i forbindelse med det danske fjernvarmenet, og dels er investeringsomkostningerne forholdsvis høje i forhold til traditionelle eldrevne kompressorkøleanlæg.

I 1996 besluttede en gruppe bestående af i alt 15 jyske kraftvarmeværker og forbrændingsanstalter at sponsorere opbygningen og afprøvningen af et fjernvarmedrevet ejektorkøleanlæg. Projektets formål var ved opbygning af et mindre varmedrevet ejektor køleanlæg at påvise, hvorvidt det teknisk er muligt at fremstille koldt vand ved anvendelse af fjernvarme med en temperatur på mellem 70 og 85°C som energikilde. Der blev opstillet en række løsningsmuligheder for opbygning af anlæggets hovedkomponenter, og på baggrund af disse blev testanlægget konstrueret. Teknologisk Institut gennemførte en lang række forsøg, og resultaterne viste en fornuftig overensstemmelse mellem de forventede ydelser og virkningsgrader og de faktisk målte. Beregning og efterfølgende sammenligning af driftsomkostningerne for traditionelle kompressor- og fremtidige fjernvarmedrevne ejektorkøleanlæg indikerede, at indehaveren af et sådant anlæg i gunstige tilfælde kan betale op til 90 kr./MWh for fjernvarmen.

Ovenstående konklusioner medførte, at Teknologisk Institut i november 1998 modtog tilsagn fra Energistyrelsen om tilskud til gennemførelse af projektet "Ejektorbaserede systemer til udnyttelse af spildvarme til køleformål". Det overordnede formål med projektet var at undersøge og informere om mulighederne for at udvikle ejektorkøleanlæg, der benytter spild- eller fjernvarme som primær energikilde. Projektet omfattede desuden udvikling af specielt tilpassede ejektorer og tilhørende systemer samt gennemførelse af et demonstrationsanlæg.

Den 18. december 1998 underskrev Herning Kommunale Værker (nu Energigruppen Jylland) købsaccepten på det første fuldskalaejektordemonstrationskøleanlæg. Anlægget leverer i dag koldt vand til luftkonditioneringssystemet i HKV's administrationsbygning. I slutning af juni 1999 stod anlægget færdigt, og de første driftsmålinger blev udført. Under opstart og indkøring af anlægget opstod der en række problemer og til trods for, at der i løbet af sommeren 1999 blev foretaget en lang række forbedringer og ændringer på anlægget, lykkedes det først ved udgangen af luftkonditioneringssæsonen 2000 at identificere hovedårsagen til de ustabile driftssituationer.

Med baggrund i driftserfaringerne fra demonstrationsanlægget blev der hos Teknologisk Institut opbygget et mindre testanlæg, hvor samtlige komponenter udviklet/konstrueret i forbindelse med HKV gennemgik en detaljeret energi- og konstruktionsmæssig optimering. Det nye design adskiller sig fra anlægget hos HKV ved en væsentlig simplere opbygning og styring samtidig med, at de luftkølede kondensatorer er udskiftet med en kondensator, der tilsluttes et køletårn.

Projektgruppen bestod oprindeligt af Semco Danmark, Herning Kommunale Værker, Aalborg Universitets Center (AUC) og Teknologisk Institut. Semco Danmark, der fungerede som den udførende part, valgte kort efter opførelsen af demonstrationsanlægget hos HKV at forlade projektet pga. intern omstrukturering. Det teoretiske udredningsarbejde angående design og forbedring af ejektoren var ved projektstart tænkt udført i samarbejde med konsulenter fra AUC med speciale i strømningsberegninger vha. CFD (Computational Fluid Dynamics), men Teknologisk Institut valgte i stedet at kontraktansætte en specialist på området.

Ud over selve projektgruppen har en følgegruppe bestående af Semco Danmark, SWEP Danmark AS og Carl Bro as fulgt projektet. Ideen med følgegruppen var at sikre, at de produkter/systemer, der blev udviklet, er anvendelig i forhold til de interesserede parter. Følgegruppen blev derfor sammensat af en contractor med speciale i opbygning og indkøring af køleanlæg, en komponentleverandør med kendskab til enkeltstående komponenter og et rådgivende ingeniørfirma med daglig kontakt til potentielle kunder af køleanlæg.

Nærværende rapport indledes med en overordnet sammenfatning samt konklusion og en gennemgang af anlægsinvesteringen og driftsøkonomien for fremtidige ejektorkøleanlæg. Der foretages desuden en økonomisk sammenligning mellem ejektor-, absorptions- og traditionelle kompressorkøleanlæg. Dernæst følger en detaljeret beskrivelse af det opførte demonstrationsanlæg og den efterfølgende optimeringer af anlæggets hovedkomponenter og styring. Rapporten afsluttes med en dybdegående statisk og dynamisk analyse af ejektoren med fokus på optimering af dens virkningsgrad.

Sammenfatning og konklusioner

Anlægsinvestering og driftsøkonomi

Der er opstillet en beregningsmodel, som ved anvendelse af meteorologiske vejrdata for Danmark gør det muligt at beregne de årlige driftsomkostninger for ejektor-, absorptions- og kompressorkøleanlæg, der nedkøler vand fra 12°C til 7°C. Beregningerne er udført med to forskellige belastningsprofiler, dels luftkonditionering hvor kuldebehovet varierer med lufttemperaturen og solintensiteten, og dels proceskøling hvor kuldebehovet er konstant og kun afhænger af antallet af driftstimer.

Prisen for varme til drift af ejektorkøleanlægget er stærkt afhængig af hvilken proces, varmen stammer fra. Det er derfor valgt at beregne en "break-even" varmepris, som udtrykker den maksimale pris, som varmen må antage, før driften af ejektorkøleanlægget bliver urentabelt ifht. et kompressor anlæg med køletårn ved 10 års drift.

"Break-even" varmeprisen for ejektorkøleanlæg til luftkonditionering er ca. 120 kr./MWh ved en nominel kuldeydelse på 250 kW. Ved nominelle kuldeydelser større end 500 kW bliver varmeprisen mindre end 0 kr./MWh, og det er selv ved gratis varmeenergi ikke økonomisk rentabelt at anvende ejektorkøleanlæg i stedet for kompressorkøleanlæg. "Break-even" varmeprisen for ejektorkøleanlæg til proceskøling er ca. 35 kr./MWh ved 250 kW nominel kuldeydelse, mens den falder til ca. 15 kr./MWh ved ydelser over 1000 kW.

Tilsvarende beregninger på absorptionskøleanlæg konkluderer, at denne anlægstype ikke under de anvendte forudsætninger er rentabel i forbindelse med luftkonditionering i Danmark. Drifts- og dermed totaløkonomien for de tre analyserede køleanlæg afhænger naturligvis i høj grad af den fremtidige prisudvikling på vand og elektricitet.

Demonstrationsanlæg hos Herning Kommunale Værker

Som et led i projektets demonstrationsfase blev det første fuldskalaejektorkøleanlæg opført. Anlægget leverer i dag koldt vand til luftkonditioneringssystemet i HKV's administrationsbygning. Under opstart og indkøring af anlægget opstod der en række problemer og til trods for, at der i løbet af sommeren 1999 blev foretaget en lang række forbedringer og ændringer på anlægget, lykkedes det først ved udgangen af luftkonditioneringssæsonen 2000 at identificere hovedårsagen til de ustabile driftssituationer: Kondensator inkl. luftbefugtning fungerede ikke efter hensigten pga. stort tryktab i kondensatoren og dårlig virkningsgrad for befugningssystemet.

Befugningssystemet blev erstattet med en højtrykstype svarende til befugningssystemerne ved grøntafdelinger i flere varehuse.

Prisen for at udskifte kondensatorerne for at opnå den fornødne kondensatorydelse stod ikke mål med anlægsprisen i øvrigt. Gennem de

indledende måleperioder fremgik det, at kuldebehovet i HKV's administrationsbygning ikke overstiger ca. 65 kW, hvilket betyder, at et 200 kW ejektoranlæg aldrig vil køre mere end 33% af tiden i spidsbelastningsperioder. Anlægget er reelt kraftigt overdimensioneret, hvilket ikke er driftsøkonomisk rentabelt, og det er derfor valgt at erstatte den eksisterende 200 kW ejektor med en 100 kW ejektor.

I foråret 2001 forestod den endelige udskiftningen af komponenter, og herefter har anlægget kørt uden nævneværdige problemer.

Forsøgsanlæg

Med baggrund i driftserfaringerne fra demonstrationsanlægget blev der hos Teknologisk Institut opbygget et 13 kW testanlæg, hvor samtlige komponenter, der var udviklet/konstrueret i forbindelse HKV, gennemgik en detaljeret energi- og konstruktionsmæssig optimering. Det nye design adskiller sig fra anlægget hos HKV ved en væsentlig simplere opbygning og styring samtidig med, at de luftkølede kondensatorer er udskiftet med en kondensator, der tilsluttes et køletårn.

Anlægget består i høj grad af standardkomponenter, der alle er i handlen, herunder pladeveksler, køletårn, pumper, ventiler osv.:

- Dampgeneratoren består af en pladeveksler med naturlig cirkulation og væskeudskillere.
- Fordamperen er en direkte kontakt varmeveksler med integreret koldtvandsbuffer.
- Kondensatoren er en direkte kontakt varmeveksler med integreret afluffer. Kondensatoren køles af et traditionelt køletårn.
- Reguleringsstrategien er simpel og kan implementeres i en simpel PLC.

Det nye anlægsdesign er væsentligt billigere dels på komponentsiden og dels i montage og vedligehold end prototypen. Anlægget er mere kompakt og har bedre virkningsgrad (COP) ved en given fjernvarme- og omgivelsestemperatur. Anlægget er opbygget og funktionstestet i Teknologisk Instituts laboratorium og fungerer efter hensigten.

Laboratoriemålingerne viser generelt god overensstemmelse mellem teori og praksis, og større ejektoranlæg vil kunne dimensioneres direkte ud fra det udviklede formelsæt og håndregler, som er benyttet til anlægget.

Analyse af ejektoren

Det teoretiske grundlag for dimensionering af dampejektorer foretages ud fra input-output ligninger, som er baseret på erfaringsværdier for interne virkningsgrader. Beregningsmodellen bliver brugt til at vurdere potentialet for optimering af ejektoren og som sammenligningsgrundlag for de tre ejektorer, der benyttes i projektet.

Den grundlæggende ejektorteori gør det muligt at fastlægge såvel ejektorens COP i designpunktet som dens geometriske dimensioner. Validering af modellens resultater vha. af data fra ejektorleverandøren, laboratoriemålinger og numerisk analyse viser god overensstemmelse ved sammenligning af COP, mens sammenligning af de geometriske dimensioner fører til store afvigelser. De geometriske resultater fra modellen syntes derfor ikke egnede til endelige dimensionering af ejektorer.

De termodynamiske beregninger i den analytiske model er uafhængige af ejektorens dimensioner og kan derfor kun anvendes til at vælge en optimal ejektor i et givent designpunkt. Ændres ejektorens driftskonditioner, foretager modellen en ny termodynamisk beregning og angiver en ny geometri uden hensynstagen til de ejektordimensioner, der blev fastlagt i forrige beregning. Modellen kan derfor ikke anvendes til at beregne driftsforholdene for en given ejektor ved drift uden for designpunktet.

Analyse af ejektorkompressionsprocessen udført vha. af den analytiske model viser, at det ved optimal design af ejektoren teoretisk er muligt at forbedre ejektorens COP i designpunktet med ca. 58%.

Numerisk analyse af ejektoren

Til den numeriske analyse af ejektoren er der opbygget en CFD-model i det amerikanske software CFX Tascflow, der bl.a. anvendes hos pumpefabrikanten Grundfos A/S. I forbindelse med valget af CFD-software er der ansat en specialist på området.

CFD-softwaren inderholder en række prædefinerede modeller, der under beregningsprocessen anvendes til at beskrive vanddampens stofegenskaber under de stærkt varierende konditioner, hvor der i ejektoren både forekommer chok, overlydshastighed, punktvis kondenseringen og fordampning. For at opnå et brugbart resultat af CFD-beregninger er det altafgørende, at disse prædefinerede modeller og CFD-softwaren kan håndtere de ekstreme strømnings- og trykvariationer, der forekommer i ejektoren. Til trods for at problemet har været præsenteret og diskuteret i forbindelse med en række CFD-brugergruppemøder samtidig med, at der naturligvis har været et tæt samarbejde mellem Teknologisk Institut og leverandøren af CFD-softwaren, har det ikke været muligt at finde en optimal løsning.

Den første numeriske model blev opbygget omkring en simpel ejektorgeometri frembragt vha. den analytiske beregningsmodel. Modellen blev givet de samme randbetingelser som den analytiske model. Sammenligning af resultaterne fra analytiske og numeriske beregningsmodeller viser en afvigelse på forholdet mellem massestrømmen fra fordamperen og dampgeneratoren på ca. -10%. En endnu større afvigelse fremkommer ved sammenligning af ejektorens maksimale modtryk, dvs. i ejektorens "stallingspunkt". Ifølge den analytiske model ligger ejektorens stallingspunkt ved et tryk på 34 mbar, mens stallingspunktet ifølge den numeriske model ligger ved ca. 24 mbar, en afvigelse på -29%.

Årsagen til afvigelserne kunne dels skyldes, at den undersøgte geometri var for simpel, og dels et mere grundlæggende problem med anvendelse af CFX Tascflow til løsning af så komplekse strømningsmæssige forhold.

Der er efterfølgende foretaget en komplet opmåling af forsøgsejektoren, og herfra er der dannet et tredimensionalt beregningsnet i samarbejde med leverandøren af CFD-softwaren. Beregningsnettet er ændret af flere omgange for at opnå den rette opløsning i de beregningsmæssige komplekse zoner, uden at den generelle opløsning bliver for fin til, at CFD-simuleringen kan håndtere den.

På trods af utallige tiltag for at optimere beregningerne har det ikke været muligt at opnå tilstrækkelig konvergens for løsningerne. Problemerne skyldes den store udvidelse af geometriens kompleksitet, hvilket i CFD-sammenhænge betyder, at beregningssteppene gøres væsentligt finere dels i tid og dels i sted. Konsekvensen er bl.a., at en beregning tager ca. syv dage, hvilket i sig selv reducerer muligheden for at efterprøve konsekvensen af ændrede driftsforhold, modelstruktur og beregningsteknisk opdeling af geometrien.

CFD-beregninger på strømninger med real gas foretages generelt under antagelse af termodynamisk ligevægt, hvilket ved ejektoren betyder, at i en zone hvor der pga. tryk og temperatur sker kondensering, antager modellen, at det sker spontant, dvs. det tager ikke tid at kondensere en given mængde vanddamp. Opholdstiden i zonerne er ekstrem kort pga. hastigheder nær lydhastigheden, og antagelsen af spontan kondensering/fordampning giver derfor problemer ved CFD-beregningerne.

Summary and conclusions

Capital expenditure and operating economy

A calculation model has been made which by means of meteorological weather data for Denmark makes it possible to calculate the annual operating costs for ejector, absorption and compressor refrigeration systems cooling water from 12°C to 7°C. The calculations are performed with two different load profiles, i.e. air conditioning where the cooling demand varies with the air temperature and the solar intensity, and process refrigeration where the cooling demand is constant and only depends on the number of operating hours.

The price of heat for operation of the ejector refrigeration system depends heavily on the process from which the heat comes from. It has thus been chosen to calculate a break-even heat price expressing the maximum price, which the heat may cost before the operation of the ejector refrigeration system becomes uneconomic compared to a compressor system with cooling tower over an operating period of ten years.

The break-even heat price of the ejector refrigeration system for air conditioning is approx. 120 DKK/MWh at a nominal cooling performance of 250 kW. When the nominal cooling performances are greater than 500 kW, the heat price becomes less than 0 DKK/MWh and even when using free heat energy, it is not economic to use ejector refrigeration systems instead of compressor systems. The break-even heat price of ejector refrigeration systems for process refrigeration is approx. 35 DKK/MWh at 250 kW nominal cooling performance, while it decreases to approx. 15 DKK/MWh for performances above 1000 kW.

Similar calculations on the absorption refrigeration system conclude that this type of system is not economic in connection with air conditioning in Denmark under the applied conditions. The operating and thus the total economy of the three analysed refrigeration systems naturally depend to a great extent on the future price development of water and electricity.

Demonstration system at Herning Municipal Utilities (HKV)

As part of the project's demonstration phase, the first full-scale ejector refrigeration system was built. Today, the system supplies cold water for the air conditioning system in the administration building of HKV. During start-up and running-in of the system, a number of problems arose and despite that a great deal of improvements and modifications were made during the summer of 1999, it did not succeed until the end of the air conditioning season 2000 to identify the main cause for the unstable operating situation: the condenser including the air humidification did not function as intended due to the great pressure drop in the condenser and the poor efficiency of the humidifier system.

The humidifier system was replaced by a high-pressure type corresponding to the humidifier systems in vegetable department in various department stores.

The price of replacing the condensers in order to obtain the requisite condenser performance did not match the price of the system. During the preliminary measuring periods, it appeared that the cooling demand in the administration building of HKV did not exceed approx. 65 kW, which implies that a 200 kW ejector system never will operate more than 33% of the time in peak load periods. In actual fact, the system is heavily oversized which is not economic and it has thus been chosen to replace the existing 200 kW ejector by a 100 kW ejector.

In the spring of 2001, the final replacement of the components took place and since then the system has operated without any appreciable problems.

Test system

Based on the operating experience of the demonstration system, a 13 kW test system was built at the Danish Technological Institute, where all components developed/built in connection with HKV went through a detailed optimisation as to energy and construction. The new design differs from the system at HKV as the construction and control are much simpler and the air-cooled condensers have been replaced by a condenser connected to a cooling tower.

The system consists mainly of standard components, which are all commercially available, including plate heat exchanger, cooling tower, pumps, valves, etc.:

- The steam generator consists of a plate heat exchanger with natural circulation and liquid separator.
- The evaporator is a direct contact heat exchanger with integrated cold-water buffer.
- The condenser is a direct contact heat exchanger with integrated deaerator. The condenser is cooled by a traditional cooling tower.
- The control strategy is simple and can be implemented in a simple PLC.

The new system design is considerably cheaper partly on the component side and partly in assembly and maintenance than the prototype. The system is more compact and has a better coefficient of performance (COP) at a given district heating and ambient temperature. The system is built and tested at the laboratory of the Danish Technological Institute and functions as intended.

In general, the laboratory measurements show good agreement between theory and practise, and large ejector systems can be dimensioned directly from the developed set of formula and rules of thumb used for the system.

Analytic analysis of the ejector

The theoretic basis for dimensioning of steam ejectors is done from input-output equations based on empirical values for internal efficiencies. The calculation model is used for assessing the potential for optimisation of the ejector and as standard of reference for the three ejectors used in the project.

The fundamental ejector theory makes it possible to determine both the COP of the ejector in the design point and its geometric dimensions. Validation of the results of the model by means of data from the ejector supplier, laboratory measurements and numerical analysis shows good agreement when comparing the COP, while the comparison of the geometric dimensions result in great deviations. Thus, the geometric results from the model do not appear to be applicable for the final dimensioning of ejectors.

The thermodynamic calculations in the analytic model are independent of the dimensions of the ejector and can thus only be used for selecting an optimum ejector in a given design point. If the operating conditions of the ejector are modified, the model performs a new thermodynamic calculation and states a new geometry without regard for the ejector dimensions determined in the previous calculation. The model can thus not be used for calculating the operating conditions for a given ejector during operation outside the design point.

Analysis of the ejector compression process carried out by means of the analytic model demonstrates that when the ejector design is optimum, it is possible theoretically to improve the COP of the ejector in the design point by approx. 58%.

Numerical analysis of the ejector

For the numerical analysis of the ejector, a CFD model has been made in the American software "CFX Tascflow" which is used by the Danish pump manufacturer Grundfos A/S among other. In connection with the selection of the CFD software, a specialist in the area has been employed.

The CFD software contains a number of predefined models, which during the calculation process is used for describing the properties of the steam during the highly varying conditions. In the ejector, shock, supersonic speed, sporadic condensation and evaporation occur. In order to obtain a useful result of the CFD calculations, it is crucial that these predefined models and the CFD software can handle the extreme flow and pressure variations occurring in the ejector. Despite that the problem has been presented and discussed in connection with a number of CFD user group meetings and a close collaboration has existed between the Danish Technological Institute and the supplier of the CFD software, it has not been possible to find an optimum solution.

The first numeric model was based on a simple ejector geometry produced by means of the analytic calculation model. The model was given the same boundary conditions as the analytic model. Comparison of the results from the analytic and numerical calculation models shows a deviation in the relation between the mass flow from the evaporator and steam generator of approx. -10%. An even greater deviation occurs when comparing the maximum counter pressure of the ejector, i.e. in the "stalling point" of the ejector. According to the analytic model, the stalling point of the ejector lies at a pressure of 34 mbar, while the stalling point according to the numerical model lies at approx. 24 mbar, a deviation of -29%.

The reason for the deviations is partly due to the fact that the investigated geometry was too simple and partly a more fundamental problem with the use of CFX Tascflow for solving of such complex flow conditions.

Subsequently, a complete measurement of the test ejector has been carried out and from this a three-dimensional calculation grid has been developed in collaboration with the supplier of the CFD software. The calculation grid has been changed several times in order to achieve the right resolution in the complex calculation zones without making the general resolution too fine, so that the CFD simulation cannot handle it.

Despite a vast number of initiatives to optimise the calculations, it has not been possible to achieve sufficient convergence for the solutions. The problems are due to the great extension of the geometry's complexity, which in CFD connections implies that the calculation steps are made significantly finer both in time and place. The consequence among other things is that a calculation takes approx. seven days which in itself reduces the possibility for re-examing the consequence of the modified operating conditions, model structure and calculation technical division of the geometry.

CFD calculations on flows with real gas are performed on the assumption of thermodynamic equilibrium, which for the ejector implies that in a zone, where condensation occurs due to pressure and temperature, the model assumes that it occurs spontaneously, i.e. it does not take time to condensate a given amount of steam. The duration in the zones are extremely short due to velocities close to sound velocity, and the assumption of spontaneous condensation/evaporation gives thus problems with the CFD calculations.

1 Anlægsinvestering og driftsøkonomi

1.1 Indledning

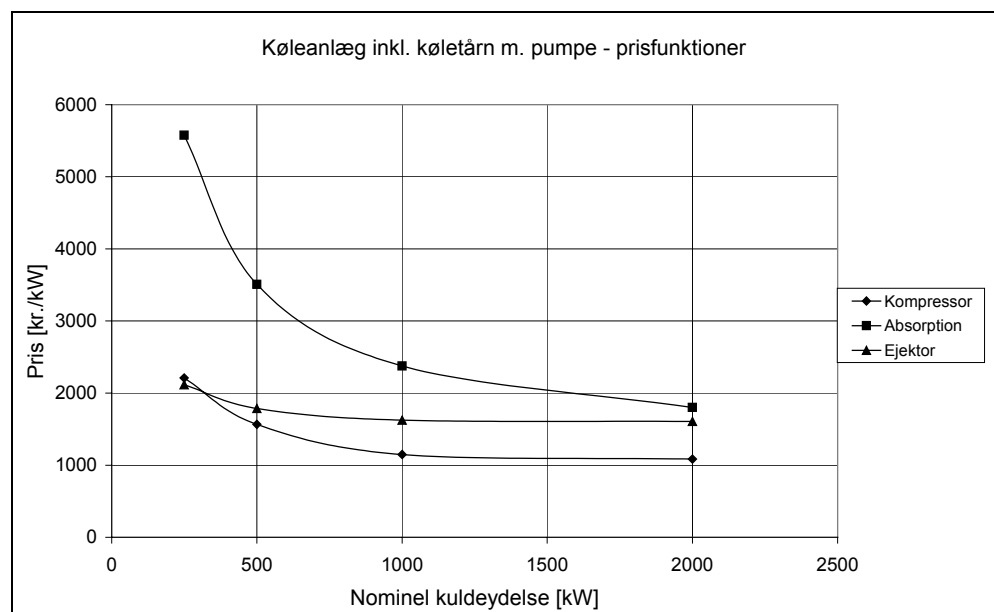
I kapitlet opstilles en beregningsmodel, som ved anvendelse af meteorologiske vejrdata for Danmark gør det muligt at beregne de årlige driftsomkostninger for ejektor-, absorptions- og kompressorkøleanlæg, der nedkøler vand fra 12 til 7°C. Beregningerne er udført med to forskellige belastningsprofiler, dels luftkonditionering hvor kuldebehovet varierer med lufttemperaturen og solintensiteten, og dels proceskøling hvor kuldebehovet er konstant og kun afhænger af antallet af driftstimer.

Prisen for de tre anlægstyper inkl. køletårn med tilhørende pumpe fastlægges vha. leverandørplysninger. Der udføres en økonomisk vurdering, hvor besparelsen i driftsomkostningerne over 10 år tilbageføres til år 2002 via en fast kalkulationsrente på 5%.

"Break-even" varmeprisen, der beskriver den pris, varmen må antage, for at totaløkonomien inkl. investering, drifts- og vedligeholdelsesomkostningerne for ejektor- og absorptionskøleanlæg ikke overstiger totaløkonomien for kompressorkøleanlæg, beregnes vha. nutidsværdien af besparelsen og forskellen i anlægsinvesteringen.

1.2 Sammenfatning og konklusion

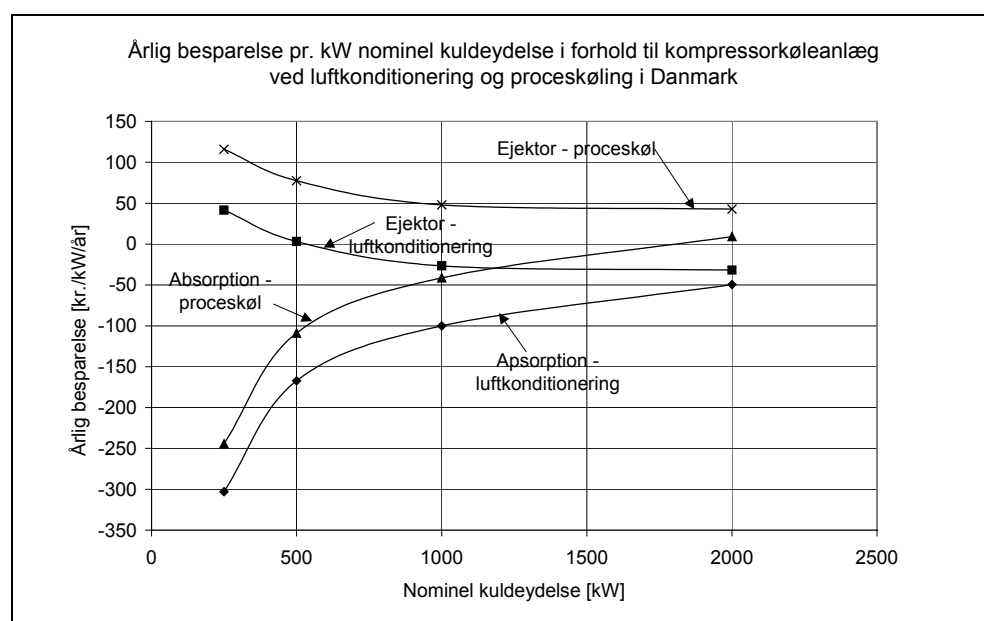
Ved anvendelse af de i kapitel 1.3.1, 1.3.2, 1.3.3 og 1.3.4 udarbejdede prisfunktioner for de tre køleanlægstyper og de der tilhørende køletårne er det muligt at bestemme den totale anlægspris som illustreret i Figur 1-1, hvor anlægsprisen er angivet pr. kW installeret kuldeydelse.



Figur 1-1: Pris pr. kW installeret kuldeydelse for kompressor-, absorptions- og ejektorkøleanlæg inklusiv tilhørende køletårn med pumpe

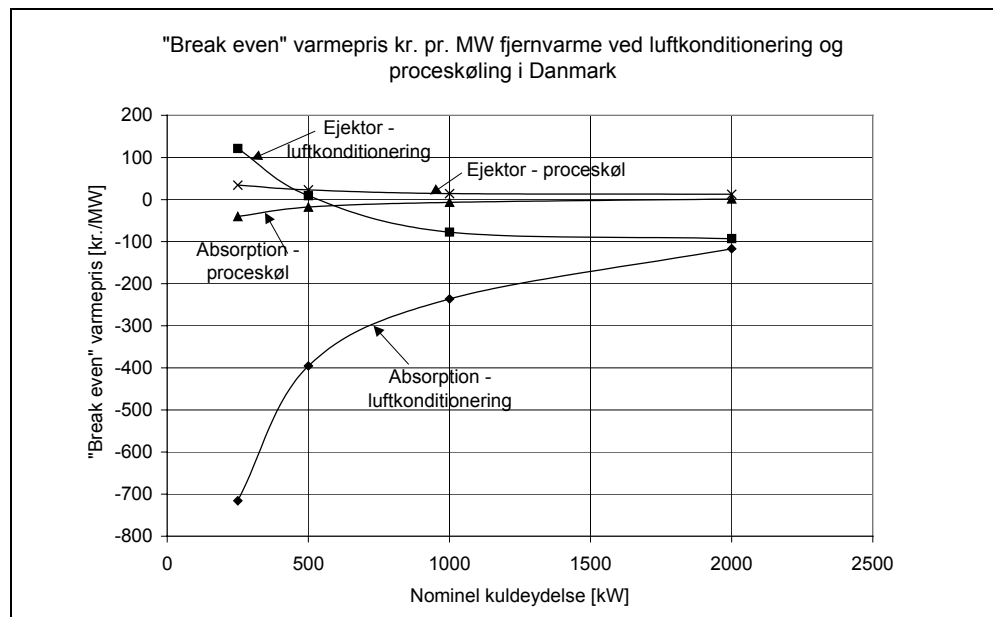
Implementeres de i kapitel 1.2.2 beregnede driftsomkostninger i form af elektricitet og vand, kan totaløkonomien for de tre anlægstyper fastlægges. Ved beregning af totaløkonomien indgår også de nødvendige vedligeholdelsesomkostninger, der for kompressorkøleanlæg vurderes til årligt at være 2% af den samlede nypris for køleanlæg og køletårn. Tilsvarende vurderes de årlige vedligeholdelsesomkostninger for absorption- og ejektorkøleanlæg at være ca. 1/3 af omkostningerne for et kompressoranlæg med samme nominelle kuldeydelse.

Besparselsen i drifts- og vedligeholdelsesomkostningerne for ejektor- og absorptionkøleanlæg i forhold til kompressoranlæg beregnes. Nutidsværdien af besparelsen beregnes på basis af en 10 års periode med en fast rentesats på 5%. Vha. de i Figur 1-1 illustrerede prisfunktioner beregnes merinvesteringen ved køb af ejektor- og absorptionskøleanlæg i forhold til køb af kompressorkøleanlæg. Herefter kan den årlige besparelse i kr. pr. kW nominel kuldeydelse beregnes. Figur 1-1 illustrerer besparelsen i forbindelse med både luftkonditionering og proceskøling. Da forskellen i driftsomkostningerne for de to anlægstyper er mindre end 10%, afspejler kurvernes facon primært forskellen i anlægsinvesteringen.



Figur 1-2: Årlig besparelse pr. kW nominel kuldeydelse i forhold til kompressorkøleanlæg ved luftkonditionering og proceskøling i Danmark

"Break-even" varmeprisen beregnes som forholdet mellem den årlige besparelse og det årlige varmeforbrug. I Figur 1-3 er den beregnede "break-even" varmepris for de to anlæg ved både luftkonditionering og proceskøling optegnet. Kuldebehovet og derved også varmeforbruget ved proceskøling er ca. 17 gange større end ved luftkonditionering, hvilket, som det fremgår af Figur 1-3, bevirker, at "break-even" varmeprisen ved proceskøling er næsten uafhængig af køleanlæggets nominelle kuldeydelse.



Figur 1-3: "Break-even" varmeprisen i kr. pr. MW varme for absorptions- og ejektorkøleanlæg ved luftkonditionering og proceskøling i Danmark. De anvendte vand- og elektricitetspriser fremgår af kapitel 1.2.1

Som det fremgår af Figur 1-3 er "break-even" varmeprisen for ejektorkøleanlæg til luftkonditionering ca. 120 kr./MWh ved en nominal kuldeydelse på 250 kW. Ved nominelle kuldeydelser større end 500 kW bliver varmeprisen mindre end 0 kr./MWh, og det er selv ved gratis overskudsvarme ikke økonomisk rentabelt at anvende ejektorkøleanlæg i stedet for kompressorkøleanlæg. Betragtes kurven for absorptionskøleanlæg må det konkluderes, at anlægstypen ikke under de anvendte forudsætninger er rentabel i forbindelse med luftkonditionering i Danmark. Drifts- og dermed totaløkonomien for de tre analyserede køleanlæg afhænger naturligvis i høj grad af den fremtidige prisudvikling på vand og elektricitet.

1.2.1 Beregningsmodel

Med baggrund i de måledata og driftserfaringer, der er indhentet fra både anlægget i Herning og testanlægget placeret hos Teknologisk Institut, er der blevet foretaget en række verificerende beregninger af fremtidige ejektorkøleanlægs samlede energiforbrug og driftsomkostninger i form af både varme, elektricitet og vand. Med udgangspunkt i en forespørgsel fra Nord Forbrænding i Hørsholm er der opstillet et antal modeller til beregning af de samlede driftsomkostninger dels ved luftkonditionering og dels ved proceskøling. Til sammenligning af driftsomkostningerne for ejektorkøleanlæg er der opstillet tilsvarende beregningsmodeller for både absorptions- og kompressorkøleanlæg.

I beregningsmodellerne implementeres det meteorologiske standard år for Danmark, der indeholder diverse vejrdata, hvilket i forbindelse med luftkonditionering gør det muligt at beregne det aktuelle kuldebehov og køleanlæggets kondenseringstemperatur for hver time i løbet af året. Ved proceskøling antages det, at driftstiden ligger på alle ugens syv dage fra kl. 06:00 til 20:00. Anlæggenes specifikationer er identiske med de specifikationer, der er opstillet ved beregning af driftsomkostningerne i forbindelse med luftkonditionering. De tre anlæg producerer 7°C koldt vand ved en konstant kuldeydelse på 75 kW. Beregningsmodellen tager desuden

hensyn til det antal driftstimer, hvor det alene vha. køletårn er muligt at nedkøle vandet til 7°C. Pga. ejektorkøleanlæggets relative store køletårn kan "frikølingen" allerede starte, når vådtemperaturen er lavere 4°C, hvilket medfører 2.074 timer med frikøling ud af i alt 5.110 driftstimer om året. Ved kompressor- og absorptionskøleanlæggene skal vådtemperaturen være lavere end 0°C, hvilket betyder, at antallet af timer med frikøling reduceres til 860.

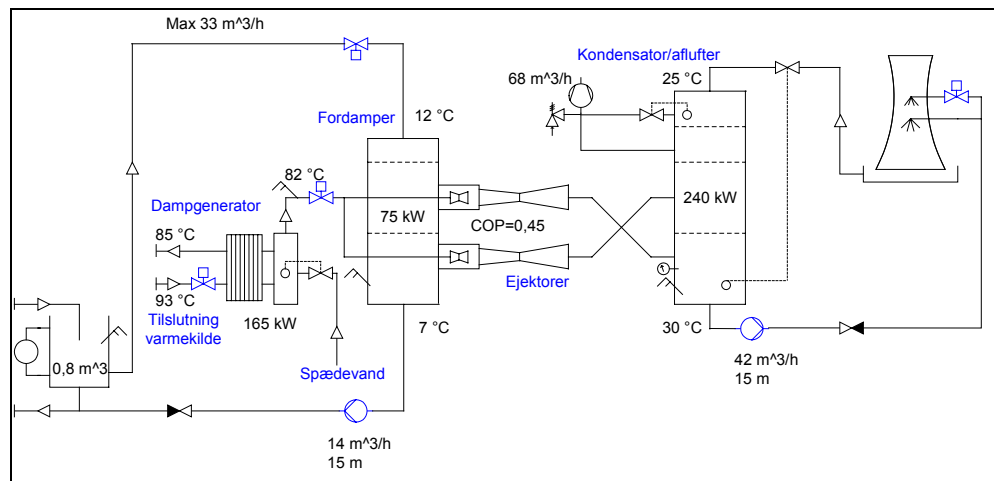
Beregningsmodellerne er baseret på følgende antagelser:

Generelt

- Køleanlæggene producerer 7°C koldt vand.
- Den dimensionerende kuldeydelse er 75 kW. Ved anlæg med en nominel kuldeydelse større end 75 kW foretages en simpel skalering af driftsomkostningerne.
- Det aktuelle kuldebehov afhænger både af udeluftens temperatur og solindfaldet på bygningen. Det årlige kuldebehov er 22.233 kWh/år fordelt på 922 timer.
- Køleanlæggenes kondenseringstemperatur afhænger af udeluftens tør-/vådtemperatur, belastningen på kondensatoren og reguleringen af køletårnet.
- Pga. vandets hårdhed, der i Hørsholm er ca. 20°H, er det nødvendigt, at køletårnet har en vandudskiftning på 167% i forhold til fordampet vandmængde. Installeret der i forbindelse med køletårnet et vandbehandlingsanlæg, kan vandudskiftning sænkes til 10%, men samtidig har vandbehandlingsanlægget et vandforbrug på 14% af den fordampede vandmængde og en driftsomkostning til salt på 1,44 kr./m³ behandlet vand, jf. oplysninger fra Silhorko, Stilling.

Ejektorkøleanlæg + køletårn

- Nominel fjernvarmetemperatur: 93/85°C.
- Nominel koldtvandstemperatur: 12/7°C.
- Nominel køletårnstemperatur: 30/25°C ved 22°C.
- Nominel: COP 0,45 (kuldeydelse/varmeydelse).
- ON/OFF regulering af kuldeydelsen.
- Kondensatoren er tilsluttet et køletårn bestående af to units med hver én tohastighedsventilator, hvilket gør det muligt at regulere det samlede luftflow i fire trin og vandflowet i to trin, hvorved ventilatorernes og pumpens effektforbrug minimeres. For at minimere elforbruget forsøger køletårnsstyringen at fastholde en konstant kondenseringstemperatur.
- Ejektorernes drivtryk tilpasses det aktuelle kondenseringstryk, hvorved energiforbruget minimeres.
- Ejektorkøleanlægget er monteret med en vakuumpumpe, der aflufter vandet fra køletårnet, inden det sendes ind i kondensatoren. Vakuumpumpen reguleres ligeledes i to trin.



Figur 1-4: Opbygning af ejektorkøleanlæg tilsluttet køletår - principskitse

Ejektorkøleanlæg + luftkølet kondensator med luftbefugtning

- Nominel fjernvarmetemperatur: 93/85°C.
- Nominel koldtvandstemperatur: 12/7°C.
- Nominel kondenseringstemperatur 30°C.
- Nominel COP: 0,45 (kuldeydelse/varmeydelse).
- ON/OFF regulering af kuldeydelsen.
- Kondensatoren, der er luftkølet, er monteret med et spraysystem, der ved befugtning sænker luftens temperatur, inden den ledes igennem kondensatoren. Temperaturvirkningsgraden for luftbefugtningssystemet er i forbindelse med anlægget i Herning målt til 80%. Lufttemperaturen efter spraysystemet beregnes som $t_{\text{luft.etter}} = t_{\text{luft.tør.før}} - 80\% \cdot (t_{\text{luft.tør.før}} - t_{\text{luft.våd.før}})$.
- Kondensator består af to units begge monteret med tohastighedsventilatorer, hvilket gør det muligt at regulere det samlede luftflow i fire trin. Ventilatorstyringen forsøger at holde kondenseringstemperaturen konstant.
- Befugtningssystemet startes, når luftens tørtemperatur overstiger 20°C.
- Befugtningssystemet kræver, at der foretages vandbehandling.

Absorptionskøleanlæg + køletår

- Nominel fjernvarmetemperatur: 93/85°C.
- Nominel koldtvandstemperatur: 12/7°C.
- Nominel køletårstemperatur: vand 37/30°C og vådtermometer 22°C.
- Nominel COP: 0,7 (kuldeydelse/varmeydelse).
- Trinløs regulering af kuldeydelsen.
- Kondensatoren er tilsluttet et køletår bestående af to units med hver én tohastighedsventilator, hvilket gør det muligt at regulere det samlede luftflow i fire trin og vandflowet i to trin, hvorved ventilatorernes og pumpens effektforbrug minimeres. For at minimere elforbruget forsøger køletårnsstyringen at fastholde en konstant kondenseringstemperatur.

Kompressorkøleanlæg + køletår

- Nominel koldtvandstemperatur: 12/7°C.
- Nominel køletårstemperatur: vand 30/25° og vådtermometer 20°C.
- Nominel COP: 5,8.

- Trinløs regulering af kuldeydelsen. Ved kuldeydelse under 25% reguleres ON/OFF.
- Kondensatoren er tilsluttet et køletårn med mulighed for regulering af ventilatorerne i to trin.
- Køletårnsstyringen forsøger at køre ved lavest mulig kondenseringstemperatur, dog ikke mindre end 20°C.

Følgende el- og vandpriser er anvendt ved udarbejdelsen af nedenstående tabel over driftsomkostningerne. Den beregnede "break-even" varmepris beskriver den pris, som varmen må antage, for at driftsomkostningerne for ejektor- og absorptionskøleanlægget ikke overstiger driftsomkostningerne for det anførte kompressorkøleanlæg. Skal forbrugeren betale mere for varmen end den beregnede "break-even" pris, er der således ingen driftsøkonomisk fordel ved ejektor- og absorptionsanlæg frem for kompressoranlæg.

- Elektricitetsprisen er 500 kr./MWh jf. oplysninger fra Sydvest Energi, Esbjerg
- Vandprisen er 11 kr./m³, og afledningsafgiften er 10 kr./m³, jf. oplysninger fra Esbjerg Kommunale Værker. Der betales kun afgift for den mængde vand, der ledes i afløbet.

1.2.2 Resultater

Specifikationer	Ejektor + køletårn	Ejektor + luftkølet kond.	Absorption + køletårn	Kompressor + køletårn
Nominel kompressor COP	0,45	0,45	0,70	5,80
COP kompressor års middel	0,86	0,87	0,70	7,24
Kuldeydelse [kW]	75	75	75	75
Ventilator [kW]	4,96	9,20	1,52	1,36
Køletårnspumpe [kW]	2,12	1,30	1,14	0,77
Vakuumpumpe [kW]	0,36	0	0	0
Kuldeforbrug [kWh/år]	22.233	22.233	22.233	22.233
Varmeforbrug [kWh/år]	25.729	25.487	31.762	-
Elforbrug ventilator [kWh/år]	764	2.707	87	444
Elforbrug køletårnspumpe [kWh/år]	391	369	531	555
Elforbrug vakuumpumpe [kWh/år]	66	0	0	0
Elforbrug kompressor [kWh/år]	0	0	0	3.077
Elforbrug total [kWh/år]	1.221	3.076	619	4.077
Vandforbrug [m ³ /år]	86	188	97	45
CO ₂ -reduktion i forhold til kompressor + køletårn [%]	70%	25%	85%	0
Omkostninger				
Elektricitet [kr./år]	611	1.538	309	2.038
Vand [kr./år]	1.132	2.449	1.274	7
Total [kr./år]	1.743	3.987	1.583	2.635
"Break-even" varmepris [kr./MWh]	35	-52	33	-

Tabel 1-1: Driftsomkostninger for ejektor-, absorption- og kompressorkøleanlæg ved luftkonditioneringen i Danmark

Det relativt store elforbrug ved ejektorkøleanlæg med luftkølet kondensator er forårsaget af ventilatorernes stor effektoptag. Ejektorens virkningsgrad afhænger i særdeleshed af kondenseringstemperaturen, og det er derfor ved anvendelse af luftkølet kondensatorer nødvendigt at installere et vandspraysystem, der befugter luften og derved sænker dens temperatur. Befugtningen af den store mængde luft, der ledes igennem kondensatorerne, kræver ved den analyserede anlægsstørrelse ca. 0,66 m³ vand pr. driftstime. Spraysystemet er tændt i ca. 286 timer om året, hvilket medfører et samlet vandforbrug på 188 m³/år.

I de perioder af året, hvor der er behov for køling i forbindelse med luftkonditionering, er der kun et minimalt behov for opvarmning. Den fjernvarme, der produceres i forbindelse med elproduktion og affaldsforbrænding, betragtes derfor i kølesæsonen som et spildprodukt, som normalt må bortkøles til omgivelserne. Reduktionen i CO₂-udledning ved anvendelse af et ejektorkøleanlæg i stedet for et traditionelt kompressorkøleanlæg til luftkonditionering bliver således ca. 70%.

I forbindelse med projektet "Fjernvarme som drivenergi for køling" ENS J.nr. 731327/99-0163 beregnede Høje Taastrup Fjernvarme a.m.b.a. i februar 2001 en mindstepris for fjernvarmen på 72 kr./MWh. Prisen dækker de omkostninger, der er forbundet ved at pumpe fjernvarme rundt i transmissionsledningen. Som det fremgår af ovenstående tabel, er den beregnede "break-even" varmepris for ejektorkøleanlæg med køletårn på 35 kr./MWh altså ca. 35 kr. mindre end fjernvarmeværkernes mindstepris. Beregningerne er gældende for virksomheder, hvor elafgiften til staten på ca. 500 kr./kWh kan fratrækkes på momsregnskabet. Reglerne er anderledes for de liberale erhverv, hvor elafgiften ikke kan fratrækkes på momsregnskabet, men i stedet indgår som driftsomkostninger på skatteopgørelsen, hvorved der naturligvis kan opnås en vis reduktion i elafgiften.

1.3 Anlægsinvestering

1.3.1 Ejektorkøleanlæg

Pga. de i kapitel 1.2.2 beregnede driftsomkostninger begrænses investeringsanalysen til kun at omfatte ejektorkøleanlæg, hvor kondensatoren tilsluttes et køletårn.

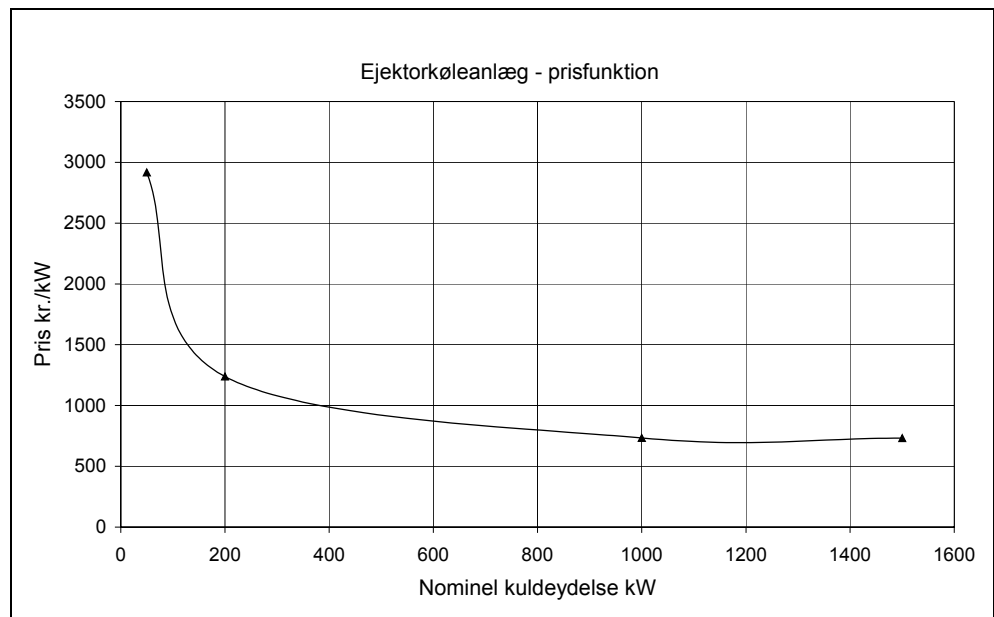
Anlæggene dimensioneres ud fra følgende data:

- Fjernvarmetemperatur ind/ud: 93/85°C
- Koldtvandstemperatur ind/ud: 12/7°C
- Vandtemperatur ind/ud køletårn: 30/25°C
- COP: 0,45

Prisen dækker levering af et på en bundramme færdigmonteret anlæg med styring og klargjort for tilslutning af varmekilde, elforsyning, koldtvandskreds og køletårn. Prisen inkluderer ikke koldtvandspumpe, køletårn og køletårnspumpe.

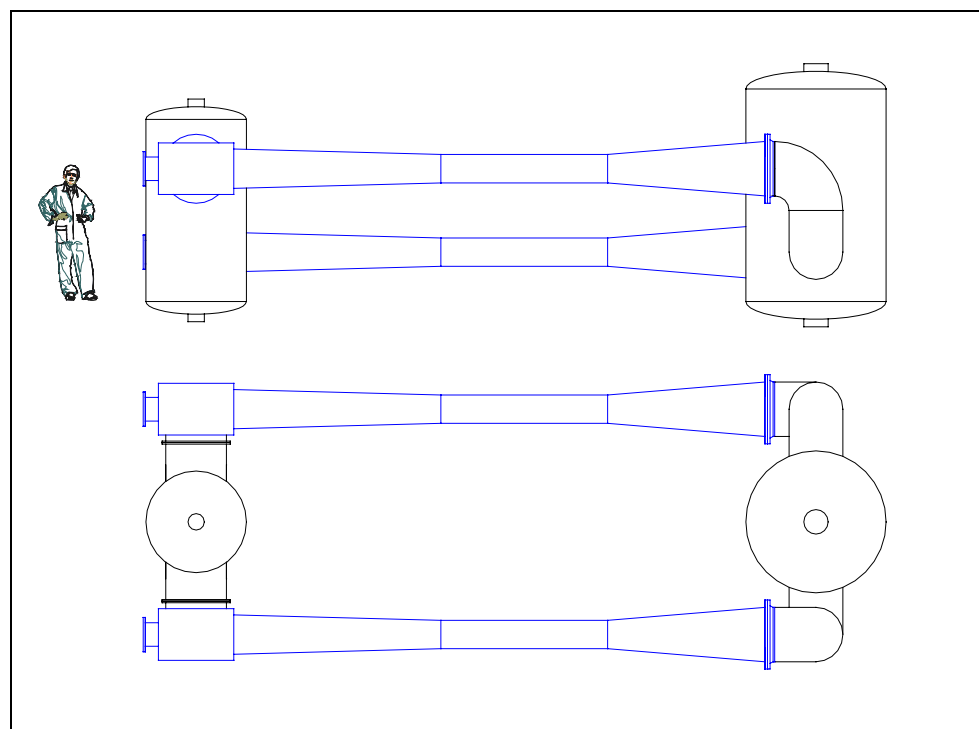
Anlægsprisen er beregnet på basis af listepreiser indhentet fra de aktuelle leverandører af de enkelte delkomponenter/-leverancer. Ud fra listepreiserne er der foretaget en estimering af den samlede pris med den forudsætning, at anlæggene produceres som standardunits med de deraf opnåelige besparelser.

Figur 1-5 viser den forventede fremtidige pris for ejektorkøleanlæg, forudsat at disse produceres som standardunits. Priserne er angivet i kr. pr. kW installeret kuldeydelse.



Figur 1-5: Pris pr. kW installeret kuldeydelse for ejektorkøleanlæg ekskl. koldtvandpumpe, køletårn og køletårnspumpe - fjernvarmetemperatur 93/85°C, koldtvandstemperatur 12/7°C og kølevandstemperatur 30/25°C

Den principielle anlægsopbygning og temperaturniveauerne for fjernvarmen, det kolde vand til og fra fordamperen og køletårnsvandet er skitseret i Figur 1-4. Opbygningen og funktionen af de enkelte hovedkomponenter er nærmere beskrevet i kapitel 3. Figur 1-6 viser layoutet for det nyudviklede ejektorkøleanlæg.



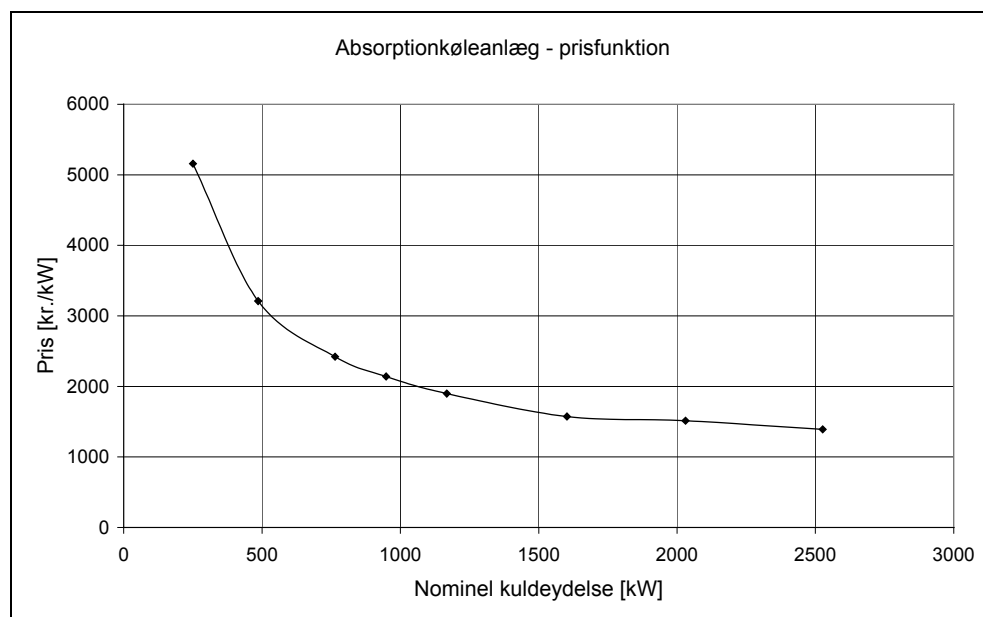
Figur 1-6: Opslagstegning af nyudviklet ejektorkøleanlæg - kuldeydelse 1000kW ved 7°C koldtvandstemperatur

1.3.2 Absorptionskøleanlæg

Der er indhentet priser på absorptionkøleanlæg af fabrikatet Trane og på basis af disse, er nedenstående prisfunktion udarbejdet (se Figur 1-7). Prisen dækker levering af et på en bundramme færdigmonteret anlæg med styring og klargjort for tilslutning af varmekilde, elforsyning, koldtandskreds og køletårn. Prisen inkluderer ikke koldtandspumpe, køletårn og køletårnspumpe.

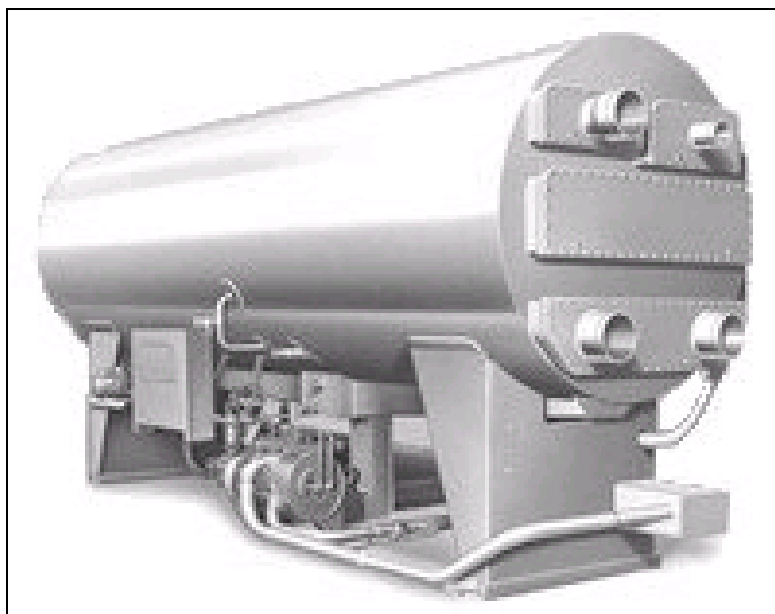
Anlæggene dimensioneres ud fra følgende data:

- Fjernvarmetemperatur ind/ud: 93/85°C
- Koldtandstempertur ind/ud: 12/7°C
- Vandtemperatur ind/ud køletårn: 37/30°C
- COP: 0,45



Figur 1-7: Pris pr. kW installeret kuldeydelse for absorptionskøleanlæg ekskl. koldtandspumpe, køletårn og køletårnspumpe - fjernvarmetemperatur 93/85°C, koldtandstempertur 12/7°C og kølevandstempertur 37/30°C

Figur 1-8 viser layoutet på et standardabsorptionskøleanlæg fra fabrikanten Trane.



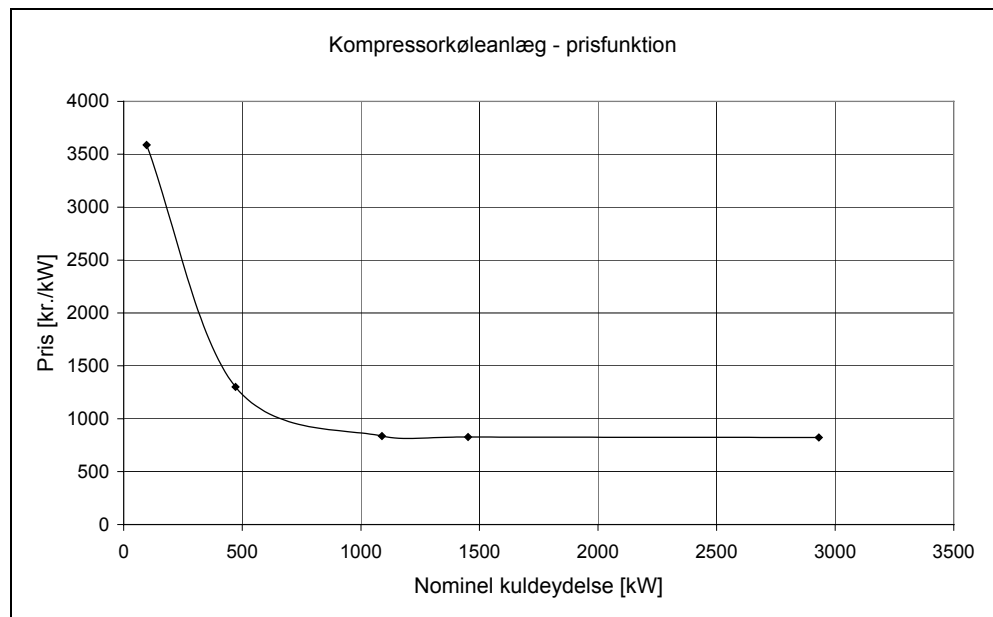
Figur 1-8: Tegning af standardabsorptionskøleanlæg fra Trane

1.3.3 Kompressorkøleanlæg

Der er indhentet priser på kompressorkøleanlæg (PAC chiller) af fabrikatet York ApS og på basis af disse, er nedenstående prisfunktion udarbejdet (se Figur 1-9). Prisen dækker levering af et på en bundramme færdigmonteret anlæg med styring og klargjort for tilslutning af elforsyning, koldtandskreds og køletårn. Prisen inkluderer ikke koldtandspumpe, køletårn og køletårnspumpe.

Anlæggene dimensioneres ud fra følgende data:

- Koldtandsstempertur ind/ud: 12/7°C ($t_e=4^\circ\text{C}$)
- Vandtemperatur ind/ud køletårn: 30/25°C ($t_c=33^\circ\text{C}$)
- COP: 5,8



Figur 1-9: Pris pr. kW installeret kuldeydelse for kompressorkøleanlæg ekskl. koldt vandpumpe, køletårn og køletårnspumpe - koldt vandstemperatur 12/7°C og kølevandstemperatur 30/25°C

Figur 1-10 viser layoutet på et standardkompressorkøleanlæg fra fabrikanten York.



Figur 1-10: Billede af PAC chiller af fabrikatet York

1.3.4 Køletårn

Dimensionering af køletårne til de tre køleanlægstyper er foretaget ud fra nedenstående data og vha. PC-baseret dimensioneringsprogram fra Vestas Aircoil:

	Temperatur [°C]		
	Vand ind	Vand ud	Vådtermometer
Ejektor	30	25	22
Kompressor	30	25	20
Absorption	37	30	22

Tabel 1-2: Data til dimensionering af køletårn for ejektor-, kompressor- og absorptionkøleanlæg

Vandtemperaturerne for ejektorkøleanlægget er valgt ud fra en pris-/driftsomkostningmæssig optimering, mens den for kompressor- og absorptionkøleanlæggene er baseret på data fra leverandøren. Den dimensionerende vådtemperatur for luften er for ejektor- og absorptionskøleanlæggenes vedkommende 2K højere end for kompressorkøleanlægget. Årsagen hertil er, at både ejektor- og absorptionskøleanlæggets ydelse falder dramatisk ved kondenseringstemperaturer højere end i designpunktet, hvilket ikke er tilfældet for kompressorkøleanlægget.

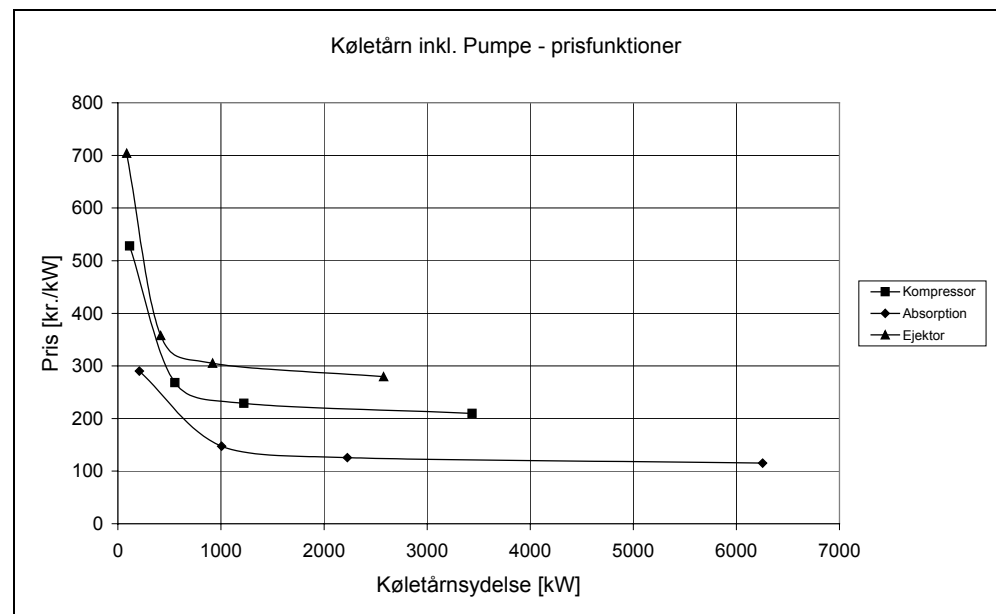
Vha. dimensioneringsprogrammet fra Vestas Aircoil er det muligt at sammenligne ydelsen for et udvalgt køletårn ved de i Tabel 1-2 anførte temperaturer.

Foretages sammenligningen af ydelsen for 6 stk. Vestas køletårne betegnet Modul 36, opnås følgende ydelser (se bilag A):

	Køleydelse [kW]	Ventilatoreffekt [kW]	Sikkerhedsmargin [-]
Ejektor	750	15,4	1,1
Kompressor	1000	15,5	1,1
Absorption	1820	15,2	1,1

Tabel 1-3: Sammenligning af ydelsen for 6 stk. Modul 36 Vestas køletårne ved de i Tabel 1-2 anførte temperaturer

Prisfunktionerne vist i Figur 1-11 er udarbejdet ud fra ovenstående sammenligning af køletårnets ydelse samt prisoplysninger fra leverandøren.



Figur 1-11: Pris pr. kW nominal køleydelse for køletårn til ejektor-, kompressor- og absorptionskøleanlæg ved de i Tabel 1-2 anførte temperaturer



Figur 1-12: Billede af køletårn af fabrikatet Vestas Aircoil

2 Demonstrationsanlæg hos HKV

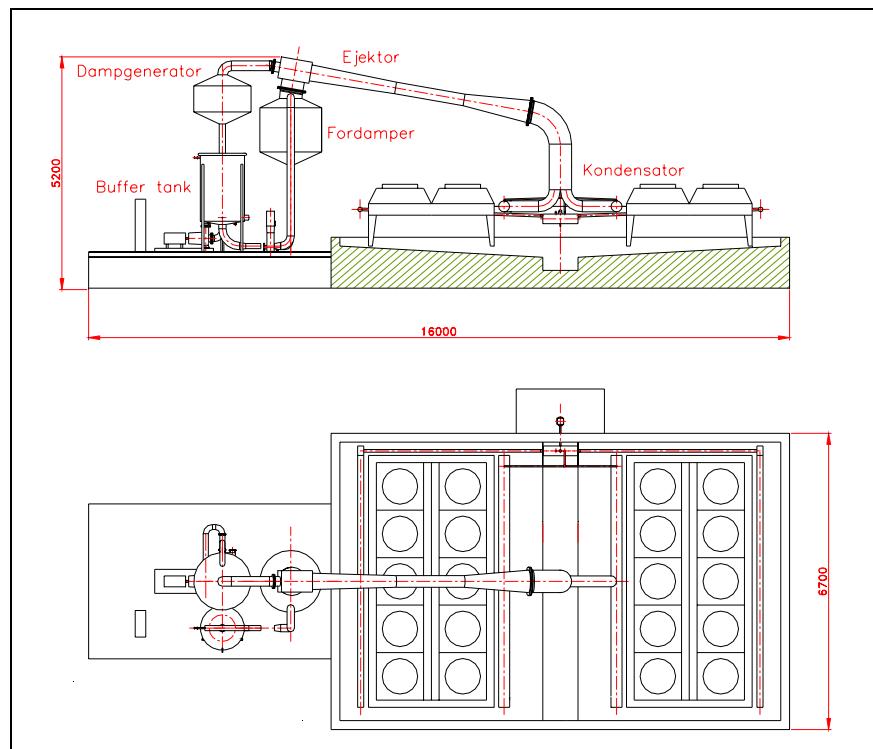
2.1 Indledning

I forbindelse med opførelsen af en ny administrationsbygning er der installeret et ejektordrevet luftkonditioneringsanlæg. Anlæggets kuldekapacitet er 200 kW, og det drives af lavtryksdamp produceret ved hjælp af fjernvarme fra det kommunale fjernvarmenet.

I dette afsnit gives en generel beskrivelse af anlægget samt en beskrivelse af designovervejelserne forbundet med nogle af hovedkomponenterne.



Figur 2-1: Foto af ejektorkøleanlægget hos Herning Kommunale Værker. Anlægget forsynes med varme fra fjernvarmerørene der ses til højre - i baggrunden ses administrationsbygningen



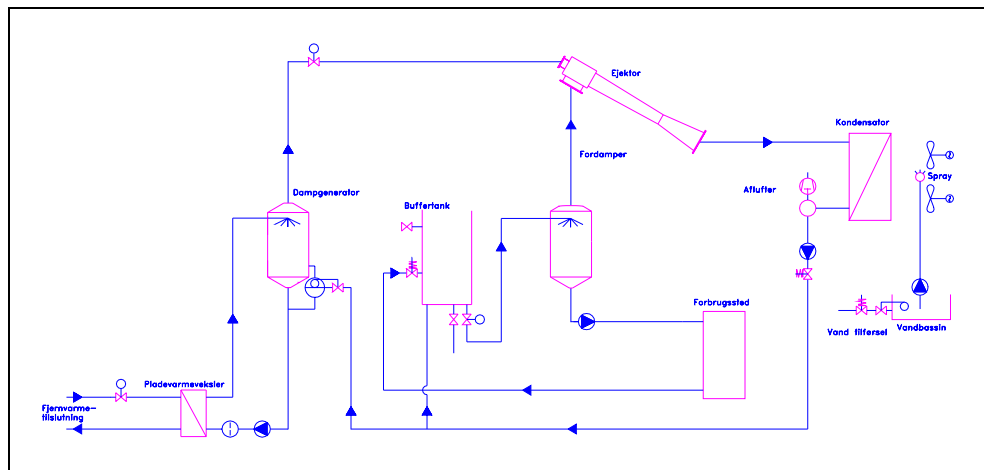
Figur 2-2: Plantegning over ejektorkøleanlæg ved Herning Kommunale Værker

Herning Kommunale Værkers forsyningsnet leverer dagligt fjernvarme til mere end 30.000 forbrugere eller næsten 2.300.000 GJ pr. år. Fjernvarmen produceres af et kraftvarmeværk, og pga. den lavere efterspørgsel på varme om sommeren genereres der temmelig meget overskudsvarme, som ved hjælp af et dampdrevet ejektorkøleanlæg kan anvendes til køleformål. Fjernvarmeforsyningsnettets fremløbstemperatur ligger på omkring 85°C.

I 1996 blev der etableret en prøvestand til ejektorkøleanlæg i kølelaboratoriet på Teknologisk Institut. Forsøg på prøvestanden bekræftede, at det er muligt at drive et ejektorkøleanlæg ved hjælp af fjernvarme, som genererer drivdamp. Der blev afprøvet adskillige styringsstrategier, som viste, at virkningsgraden kunne forbedres, når anlægget kørte på delast.

Dette førte til opførelsen af et 200 kW fjernvarmebaseret ejektorkøleanlæg. Hovedformålet var dels at levere luftkonditionering til Herning Kommunale Værkers administrationsbygning, og dels at få så mange erfaringer, at man kunne afgøre, om ejektorkøleanlæg var kommercielt bæredygtige.

2.2 Luftkonditioneringsanlæg drevet af lavtryksdampejektor



Figur 2-3: Princippet bag ejektordemonstrationsanlægget

Demonstrationsanlægget (Figur 2-2 & Figur 2-3) fungerer på følgende måde: damp produceres i dampgeneratoren under vakuum ved et (ifht. det resterende system) højt tryk og ekspanderer gennem en dyse med supersonisk hastighed ind i et blandingskammer, hvor et lavt tryk dannes svarende til fordampertrykket. Både dysen og blandingskammeret findes inde i ejektoren. Vanddamp strømmer fra fordamperen til blandingskammeret, og når det er blandet med drivdampen, komprimeres det i ejektorens diffusor, indtil det når kondenseringstryk. Dampen kondenseres i kondensatoren og pumpes tilbage til dampgeneratoren og fordamperen. Koldt vand fra fordamperen pumpes over til luftkonditioneringsystemet og varmes op, før det returnerer til systemets buffer.

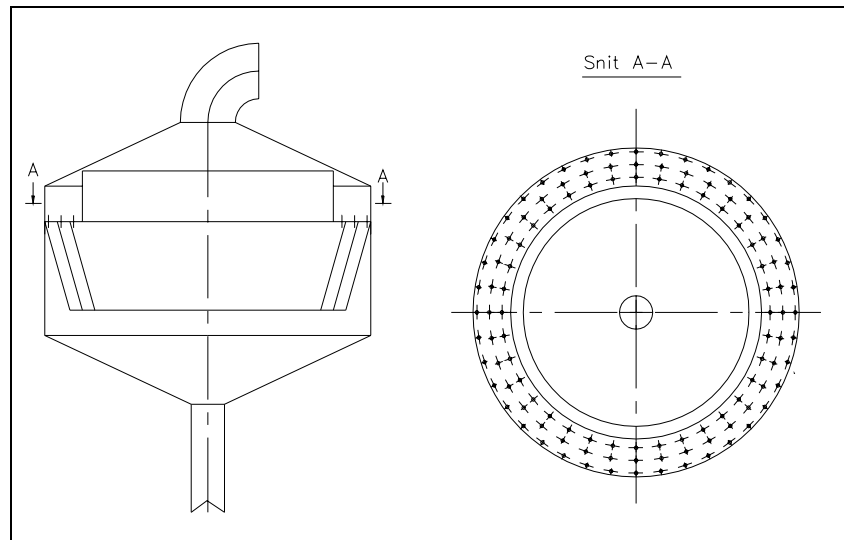
Systemet drives af lavkvalitetsvarmeenergi leveret via fjernvarme. Varmeenergien overføres fra fjernvarmenetværket til dampgeneratoren i en pladevarmeveksler.

Hele anlægget fungerer under vakuum, og der er derfor monteret en vakuumpumpe på kondensatoren, der dels kan vedligeholde trykket ved at fjerne evt. luft, som trænger ind i systemet, og dels kan evakuere anlægget ved opstart.

2.2.1 Dampgenerator

Dampgeneratoren, som producerer drivdamp (Figur 2-3 & Figur 2-4), fungerer på følgende måde: "Koldt" vand (f.eks. 73°C) pumpes fra bunden af generatortanken gennem pladevarmeveksleren, hvor temperaturen øges, før det returneres til dampgeneratoren gennem et fordelingsystem, som sikrer, at det "varme" vand (f.eks. 77°C), der løber ind i generatoren, sprøjtes på generatortankens indre overflade. Fordampningen sker fra en "falling film" overflade ved en fordampningstemperatur svarende til trykket i generatoren. Denne metode benyttes bl.a. i *LEGO*-anlæggets fordamper. Vandet er ved udgangen af fordamperen kølet til 73°C.

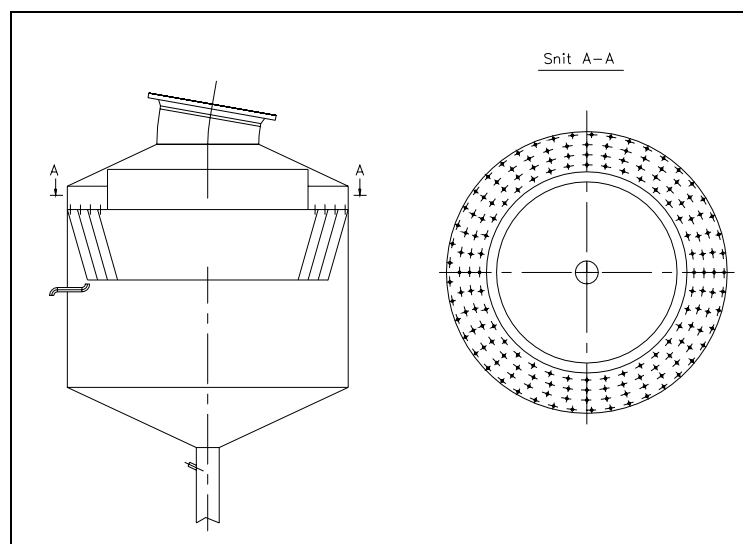
Ved udformning af dampgeneratortanken og fordelingsrøret ønskes maksimalt overfladeareal og minimalt tryktab i fordelersystemet.



Figur 2-4: Dampgenerator tværsnitstegning

2.2.2 Fordamper

Fordamperen (Figur 2-3 & Figur 2-5) fungerer i princippet på samme måde som dampgeneratoren. Det "varme" vand (f.eks. 19°C), som returnerer fra luftkonditioneringsystemet, løber ind i fordamperen gennem et fordelingsystem og ledes ud på fordamperens indre overflade. Vandet køles pga. fordamning fra "falling film" overfladen ved en fordamningstemperatur svarende til mætningstrykket i fordamperen. Dampen suges ud af fordamperen af ejektoren, og det kolde vand (mellem 9 og 16,5°C) pumpes fra bunden af fordampertanken til kølefladen i luftkonditioneringsystemet. Designovervejelserne er de samme som for dampgeneratoren.



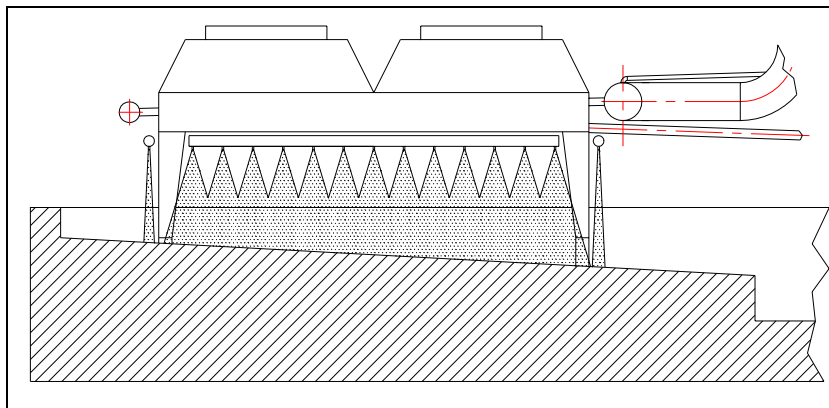
Figur 2-5: Fordamper tværsnitstegning

2.2.3 Kondensator

Som følge af ejektorens karakteristiske stallingsfænomener er det ikke muligt at operere med højere kondenseringstemperatur end 26°C ved 9°C koldtandsproduktion. Ved højere koldtandstemperatur (f.eks. 16°C) staller den først ved 28°C, men kondensatorbelastningen er 25% højere (pga. større kuldeydelse og øget drivdampmængde), så luftens nødvendige

tilgangstemperatur hæves ikke tilsvarende, da kondensatorens specifikke ydelse er konstant.

Det er derfor nødvendigt at anvende en kondensatorform, der er baseret på luftens våde temperatur, da luftens tørre temperatur ofte nærmere sig 30°C, mens luftens våde temperatur sjældent overstiger 20°C i Danmark.



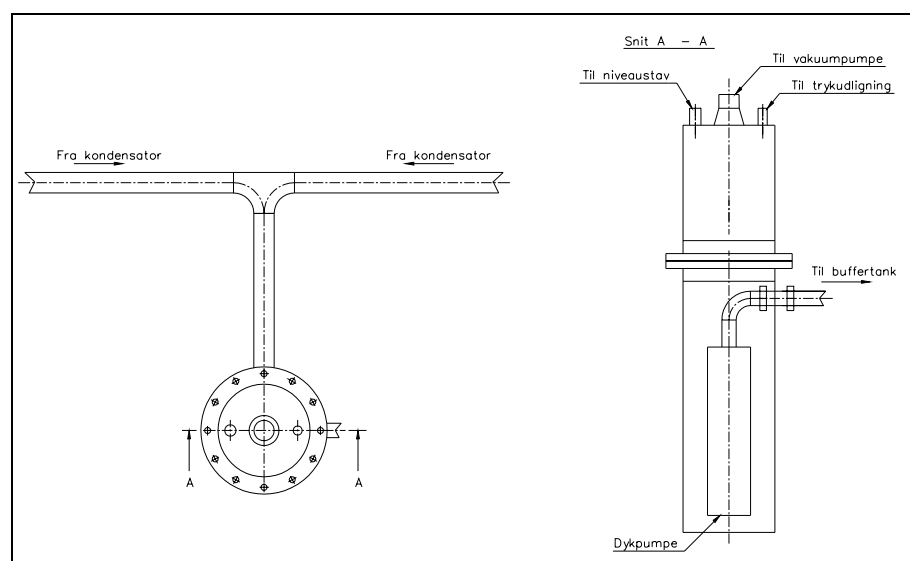
Figur 2-6: Finnet kondensator med befugtning af indsugningsluften

Kondensatoren er konstrueret som en finnet, luftkølet kondensator med mulighed for befugtning af indsugningsluften ved høj omgivelsestemperatur. Dette forventes at forårsage en reduktion på 50% i vandforbruget ifht. et køletårn, hvor det ikke er muligt at reducere vandforbruget uanset omgivelsestemperaturen. Designet afviger i øvrigt fra normaldesign ved at rørsiden er udført med et meget stort tværsnit for at sikre lavest mulig damp hastighed.

En tilsvarende finnet fordampningskondensator vil teoretisk også være egnet, men vil pga. den høje dampmængde kræve en specialkonstruktion, som ikke er rentabel.

2.2.4 Receiver

Vand (kondensat) fra kondensatorerne opsamles i en receiver, der fungerer som buffer for den dykpumpe, der returnerer vandet til fordampner og dampgenerator. I receiveren er der monteret et niveauekontrolsystem, som ved højt niveau starter pumpen, indtil vandniveauet er under "lavt niveau".



Figur 2-7: Receiver med dykpumpe

2.2.5 Pumper

Det installerede ejektordrevne luftkonditioneringsystem er forsynet med tre pumper til:

- Cirkulering af vand i dampgeneratorkredsen.
- Cirkulering af vand mellem buffer, fordamperen og A/C-kølefladen.
- Returnering af vand fra kondensatoren til fordamper og dampgenerator.

Da kølemidlet er vand, kan almindelige centrifugalpumper anvendes. Et vigtigt kriterium, når der vælges pumper, er anlæggets til rådighed værende NPSH (net positive suction head), som er forholdsvis lavt, da trykket over vandniveauet (dvs. inden i fordamperen) svarer til damptrykket. Derfor skal pumperne placeres en vis afstand under fordamper og dampgenerator. Systemet fungerer med vakuum og for at undgå, at luft slipper ind i systemet gennem pumpeakslen, er den monteret med dobbelte akseltætninger med vandflydt spalte. Pumpen til kondensatvandet er en dykpumpe, som pga. dennes begrænsede behov for NPSH kun har ca. 0,5-1,0 meters tilløbshøjde.

2.2.6 Styresystem

På trods af at ejektoren er en simpel termisk kompressionsmaskine, må der tages skrappe forholdsregler for at sikre en pålidelig og energimæssig effektiv drift af ejektorkøleanlægget. Specielt er designet af kondensatoren kritisk, idet en evt. underdimensionering direkte bevirker, at ejektoranlægget ikke kan operere ved de ønskede omgivelses temperaturer pga. for højt kondenseringstryk. Da ejektoren desuden ikke kan operere ved dellast, er der ingen mulighed for at reducerer kondensatorbelastningen for derigennem at sænke kondenseringstrykket. En løsning ville dog være at køre to eller flere ejektorer parallelt, hvilket dog ikke beskrives nærmere i dette kapitel.

Herved afviger systemet sig dramatisk fra et traditionelt kompressorkøleanlæg, hvor en evt. underdimensionering af kondensatoren kun i sjældne tilfælde (evt. med samtidig tilsmudsning af kondensator) vil bevirke, at anlægget stopper pga. højtryk. Normalt vil man alligevel kunne operere anlægget ved dellast i sådan en situation.

Ejektorens karakteristika kan til en vis grad beskrives teoretisk, men ofte konstrueres ejektoren på basis af empiriske data. Figur 2-8 viser typiske karakteristika for ejektorer baseret på den ejektor, der er opført på Herning Kommunale Værker. Kurverne illustrerer, hvordan ejektorens suge-/kølekapacitet afhænger af såvel kondenseringstrykket som drivdamptrykket. Kurve 1 illustrerer ejektorens karakteristika i designpunktet. Designpunktet repræsenterer den øvre grænse for det kondenseringstryk, som det er muligt for denne ejektor at operere ved.

Hvis ejektoren kører ved et højere kondenseringstryk, vil den komme ind i et ustabil område, hvor ejektorens sugekapacitet brat aftager og til sidst stopper. Drift inden for dette område bør under normale forhold undgås. Det har dog ingen betydning for ejektorkapaciteten, hvis ejektoren kører ved et lavere kondenseringstryk end designpunktet. Set fra et

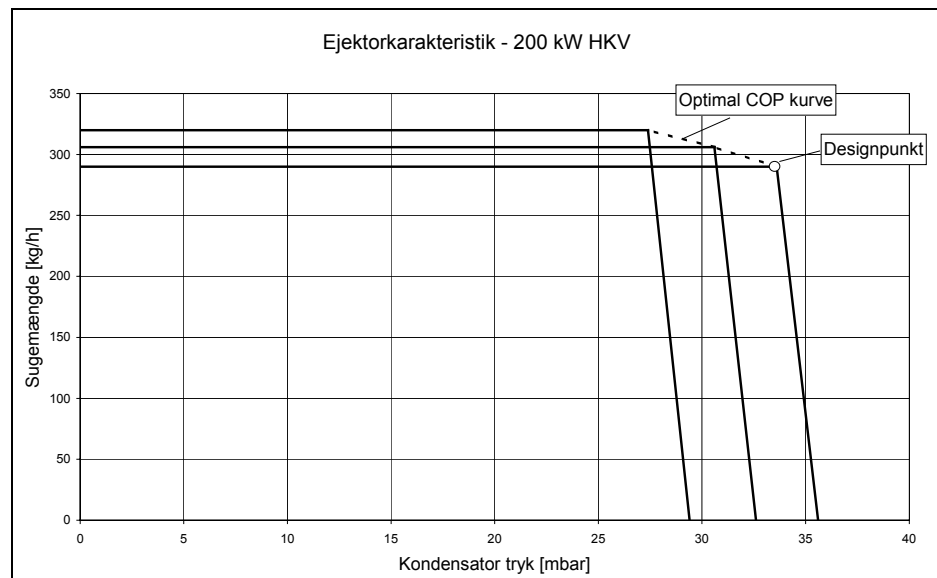
energimæssigt synspunkt burde ejektoren således altid køre nøjagtigt der, hvor kurven knækker.

Hvis kondenseringstrykket falder til under kondenseringstrykket ved designpunktet, og drivdamptrykket forbliver konstant, vil ejektorens virkningsgrad forblive konstant, da arbejds punktet flytter sig mod venstre langs ejektorens karakteristika beskrevet ved kurve 1. Subsidiært kan man ved at lade drivdamptrykket følge modtrykket nedad fra kurve 1 til kurve 2 gøre det muligt at holde ejektoren konstant i knæpunktet ved en maksimal EER.

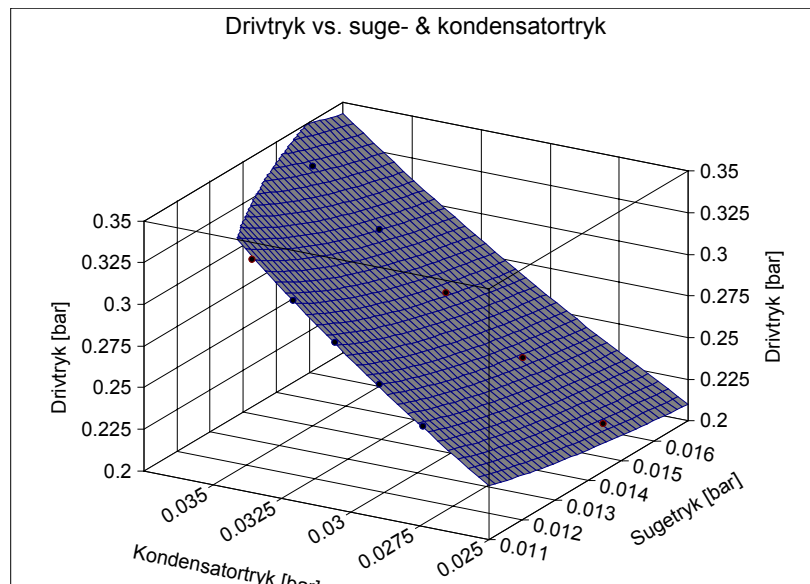
Derved kan en optimal driftskurve for ejektoren konstrueres som vist i Figur 2-9. Da det optimale drivdamptryk ligeledes er afhængigt af sugetrykket, kan den "optimale kurve for trykforhold" udvides til en tredimensional flade. Denne kurve kan anvendes til at regulere drivdamptrykket for derved at opnå den maksimale virkningsgrad.

Trykkene i dampgenerator, fordampner og kondensator bestemmes af ligevægtstilstande for hvert komponent ifht. ejektoren. F.eks. bestemmes fordampningstrykket af dampudviklingen fra mængden og temperaturen af det tilførte opvarmede kolde vand ifht. ejektorens sugekapa-citet ved det aktuelle fordampningstryk. Hvis f.eks. temperaturen af det tilførte varme vand hæves, vil der midlertidig ske en større fordampning (forudsat at fordampningstrykket midlertidigt er konstant), hvilket vil øge dampudviklingen ved det givne tryk. Eftersom ejektoren ikke kan fjerne mere damp, end den gør ved det aktuelle tryk, vil trykket stige, og der indtræder en ny ligevægt ved et højere tryk.

Det er ikke muligt at øge ejektorens sugeevolumen ved et givent fordampningstryk ved at hæve mængden af drivdamp (ved at hæve trykket).



Figur 2-8 Ejektorkarakteristik med visning af stillingspunkter og optimal COP



Figur 2-9 Parameterisering af optimalt drivtryk som funktion af fordamper- og kondenseringstryk

2.2.7 Styring af ejektorkøleanlægget

For at det ejektordrevne køleanlæg kan opnå den højst mulige virkningsgrad uden at ejektoren staller, er det nødvendigt at designe en styringsstrategi, der tager højde for alle nævnte forhold, hvilket gøres bedst ved styring af følgende driftsparametre:

- Drivdampertrykket baseret på kondenseringstrykket og setpunktet for fordampertrykket.
- Fordampertrykket baseret på behovet for forbrugerkøling styres vha. indsprøjtning af vand i fordamperen. Ved variabelt koldtandsflow fastsættes fordampertrykket, så koldtandstemperaturen er 9°C.
- Kondenseringstemperaturen baseret på strategi for minimalt ventilatoreffektforbrug styres vha. udkobling af ventilatorer og befugtningsvand.
- Koldtandspumpen styres hhv. proportionalt med kølebehovet eller konstant afhængigt af styringsstrategi.
- Ejektoranlægget baseret på behovet for forbrugerkøling og ejektorkarakteristik.

Fra et mekanisk synspunkt er en ejektor en simpel kompressionsmaskine uden bevægelige dele, hvilket gør den egnet til drift i korte driftsperioder uden risiko for havari som følge af et stort antal opstarter og stop. Muligheden for drift i korte driftsperioder kombineret med kendskabet til den "optimale kurve for trykforhold", som er beskrevet i kapitel 2.2.6, gør det muligt at drive ejektoren med en maksimal virkningsgrad. PLC-styringen af anlægget indeholder den "optimale kurve for trykforhold", og ved at måle trykket i fordamperen og i kondensatoren kan det optimale drivdampertryk beregnes. Det optimale drivdampertryk opnås ved at kontrollere fjernvarmevands flow gennem varmeveksleren, der adskiller fjernvarmenettet og dampgeneratoren.

Det optimale damptryk afhænger af både kondenserings- og fordampertrykket. Det mindst mulige kondenseringstryk og det højst mulige fordampertryk vil give den højeste virkningsgrad. Fordampertrykket skal

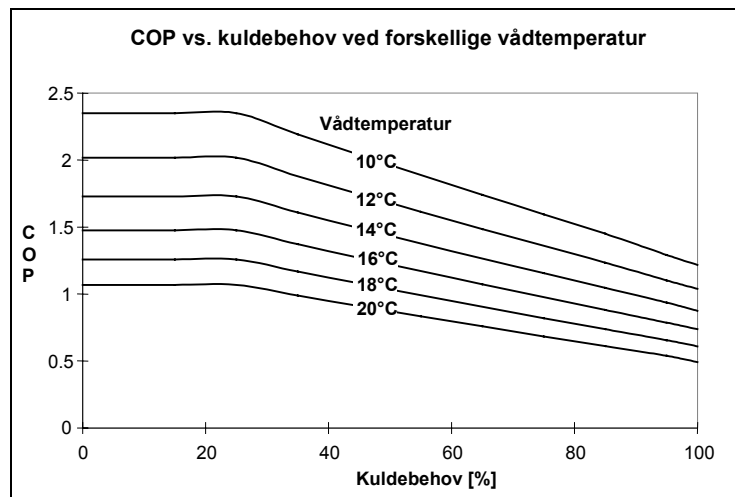
derfor være så højt som muligt. Dette kan opnås ved at lade temperaturen på det vand, der produceres i fordamperen, stige i takt med faldende behov for køling i luftkonditioneringsystemet. Ved at variere vandtilførslen til fordamperen er det muligt at kontrollere vandtemperaturen. Jo større gennemstrømning, desto højere vandtemperatur og omvendt. Pga. denne variation af vandgennemstrømningen er det nødvendigt at placere en buffertank i koldtvandskredsløbet.

Koldtvandskredsløbet placeret mellem fordamperen, forbrugsstedet og buffertanken (se Figur 2-3) består af en fordamper, en pumpe, en luftkonditioneringsvarmeveksler, en buffertank og en butterflyventil, som er forbundet med rør i ovennævnte rækkefølge. Når vandet returneres fra luftkonditioneringsystemet til buffertanken, som er placeret i nærheden af fordamperen, er vandets temperatur steget til 19°C. Et signal fra styringen tvinger ventilen mellem buffertanken og fordamperen til at lukke. Dette resulterer i en sænkning af vandstanden i fordamperen og en forøgelse af vandstanden i buffertanken. Når vandstanden i fordamperen når minimum, gives der et åbningssignal til kontrolventilen, hvorved vandet bliver ledt fra buffertanken ind i fordamperen. Hvor meget kontrolventilen åbner sig, afhænger af den ønskede koldtvandstemperatur. Når ventilen åbnes, øges vandstanden i fordamperen. Når vandstanden når maksimum, får kontrolventilen et lukkesignal.

Den ventil, som kontrollerer fjernvarmevandets flow, skal lukke, når det signal, som også tvinger ventilen mellem buffertanken og fordamperen til at åbne og lukke, forekommer. Drivdampproduktionen stoppes således, når flowet til fordamperen stopper.

Den teoretiske COP-profil for demonstrationsanlægget ved ovennævnte regulering ses af Figur 2-10. I beregningerne er det kun ejektorenergiforbruget, der er blevet brugt. Som vist i diagrammet burde det være muligt at opnå en bemærkelsesværdig høj COP sammenlignet med et absorptionsanlæg. Ved belastning under 25% køres med 16,5°C fremløbstemperatur, og koldtvandflowet reduceres i stedet for at hæve temperaturen yderligere. Der sker derfor ingen øgning af COP ved lavere belastning end 25%.

Hvis det bruges på et typisk dansk luftkonditioneringsbelastningsprofil og er baseret på rene beregninger, resulterer den COP-profil i et forventet årgennemsnit på 1,4, forudsat at ejektoranlægget selvstændigt dækker hele kølebehovet. Luftkonditioneringsystemet ved HVK er i dag sammensat af dels et befugtningsystem til dækning af grundlasten og dels et ejektoranlæg, som kun skal køre i tilfælde, hvor befugtningsystemet ikke kan dække kuldebehovet, hvilket samtidig er under forhold, hvor ejektoren har dårligst COP. Den årgennemsnitlige COP forventes derfor at være væsentligt lavere end 1,4.



Figur 2-10: Teoretisk beregnet COP for demonstrationsanlægget ved variabel kølebelastning. Baseret på variabel fremløbstemperatur og 19°C retur. Ved f.eks. 40% belastning er koldtvandstemperaturen derfor 15°C (og 9°C ved 100%)

2.3 Driftserfaringer med demonstrationsanlægget

I slutning af juni 1999 stod anlægget færdigt, og de første driftsmålinger blev udført. Under opstart og indkøring af anlægget opstod der en række problemer, som betød, at anlæggets kuldeydelse og virkningsgrad ikke var som forventet, og der optrådte flere uventede driftsstop. Til trods for at der i løbet af sommeren 1999 blev foretaget en lang række forbedringer og ændringer på anlægget, var det ved udgangen af luftkonditioneringsæsonen endnu ikke lykkedes at identificere hovedårsagen til de ustabile driftssituationer.

Efter en meget tids- og ressourcekrævende analyse af anlægget blev det i sommeren 2000 verificeret, at kondensatorernes ydelse ikke svarede til det forventede.

2.3.1 Problem

Driftsproblemerne har hovedsageligt bestået i følgende:

- Manglende ydelse for kondensator pga. stort tryktab og dermed temperaturtab på damp siden.
- Spraysystem til luftbefugtning var ikke tilstrækkeligt effektivt. Maks. 50% temperaturvirkningsgrad defineret ved $\eta = (t_{tør} - t_{luftind}) / (t_{tør} - t_{våd})$.
- U hensigtsmæssig placering af vakuumpumpe bevirkede luftophobning i kondensatoren.
- Stort varmetab fra dampgeneratoren, hvor varmt vand efter en ON periode fordampes og strømmer fra generatoren og kondenserer i hhv. fordampere og kondensator.

Den direkte konsekvens heraf var, at ejektoren stallede ved lufttemperatur efter befugtningen over 13°C, hvilket f.eks. opnås ved tør/våd = 15°C/11°C eller 18°C/8°C. Ved højere lufttemperatur kræves endnu lavere vådtemperatur.

Klimaanlæggets eget befugtningsystem og "kulde"-genvinding dækker kuldebehovet ved vådtemperatur under 16°C, og ejektoranlægget staller

ved vådtemperatur over 11°C, hvilket betyder, at ejektoranlægget reelt aldrig fungerer, når det skal.

2.3.2 Løsning

Målinger af det nødvendige kuldebehov indikerede, at luftkonditioneringsystemets "kulde"-genvinding ved befugtning af afkastluften fra ventilationsanlægget var så effektiv, at den nødvendige kuldeydelse for ejektoranlægget var omkring 90 kW.

Indledende beregninger af muligheden for at modificere den eksisterende ejektor, så den kunne acceptere et højere modtryk, gav ikke nogen brugbar løsning. Et højere modtryk bevirker lavere COP og dermed større kondensatorbelastning ved samme kuldeydelse. Herved hæves den nødvendige indblæsningstemperatur ikke trods ændringen.

Der blev endeligt opstillet to forskellige løsningsscenarier:

1. Udskiftning af kondensatorerne til en model med mindre indvendigt tryktab og udskiftning af befugtningssystemet.
2. Udskiftning af ejektor til reduceret kuldeydelse på 100 kW og udskiftning af befugtningssystemet.

I samråd med HKV, Semco og kondensatorleverandøren blev det besluttet at udføre løsningsforslag 2, foruden en ændring af afluftersystemet og montering af motorstyret butterflyventil mellem dampgenerator og ejektor.

Ny ejektor

100 kW kuldeydelse ved 9°C koldt vand og med tilsvarende mindre kondensatorbelastning. Ejektorens maksimale kondenseringstemperatur (før stalling) hæves ved samme lejlighed til 30°C for at sikre køling selv i ekstreme situationer.

Ny befugtningssystem

Højtryksdyse system (60 bar) efter samme princip som befugtningssystemerne i grøntafdelingen i varehuse. Luftbefugtningssystemet, der er leveret af ML-spray, vil også kunne anvendes på helt traditionelle køleanlæg med luftkølet kondensator til sænkning af indsugningsluften ved varme omgivelsestemperaturer.

Ændring af afluftersystem

Gennem alle indledende målinger på anlægget stod det klart, at der var stor luftophobning i kondensatoren, hvilket uanset kondensatorens effektivitet hæver kondenseringstrykket markant ifht. luftfri drift. Konsekvensen er, at ejektoren staller ved en unødigt lav omgivelsestemperatur.

Intensiv fejlsøgning indikerede, at en del af problemet opstod i den oliesmurte vakuumpumpe, hvor vanddampen trods en olietemperatur på mellem 60 og 70°C kondenserede. Mængden af vand i olien har stor indflydelse på pumpens effektive sugekapacitet, og efter få timers drift blev vandindholdet i olien så stort, at pumpens sugekapacitet faldt til et niveau, der var lavere end anlæggets lækagerate. Leverandøren af vakuumpumpen kendte ikke tilstrækkeligt til problemstillingen, og de løsningsmuligheder, de foreslog, løste ikke problemet. Efter en lang række laboratorieforsøg lykkedes det Teknologisk Institut at udvikle et "ADD ON"

system, der hindrer kondensering af vanddampen i vakuumpumpens olie. Systemet vil ikke blive beskrevet her, da det er patenterbart.

Ved det oprindelige afluftersystem var udsugningen til vakuumpumpen placeret i toppen af receiveren og blev af styringen tændt, når kondenseringstrykket var mere end f.eks. 1 mbar over temperaturen i beholderen. Dette system havde flere ulemper: Receiveren var ofte væsentligt varmere end det koldeste sted i kondensatoren dels pga. varme og solindfald og dels pga. varme fra dykpumpen.

Luft i et kondenseringssystem vil normalt befinde sig over de koldeste områder, idet luften trænges op mod en kold flade af den damp, som strømmer mod fladen for at kondensere. Ved store damphastigheder på langs af den kolde flade rives luften dog delvist med af dampen. Det koldeste sted i kondensatorsystemet er på rørindersiden i kondensatoren, og i slutningen af kondensatoren er damphastigheden 0 m/s, hvilket bevirker, at luften koncentrerer her.

Udsugningssystemet er ændret, så der via to rør suges fra begge kondensatorer, og der er vandløse på kondensatorernes drænrør for at undgå flow af luftvanddamp mellem kondensatorerne ved delast. Styringen af udsugning sker vha. to magnetventiler, og reguleringen sørger for, at der suges fra den kondensator med størst underkøling (målt temperatur ifht. kondenseringstryk) svarende til størst luftindhold.

Butterflyventil

Ved det oprindelige design var der en stor varmetransport fra dampgeneratoren til fordamper hhv. kondensator efter en ON periode. Ulemperne var dels en stor forsinkelse i temperatur-/trykopbygningen og dels, at ejektoren i ON perioden skulle fjerne den varme, der ellers var strømmet over i fordamperen. Begge forhold reducerer COP betragteligt.

Ved at indsætte en motorstyret butterflyventil mellem dampgenerator og ejektor, som åbner og lukker i takt med ejektorens ON og OFF signal, undgås begge disse ulemper.

Dampgeneratoren forbliver varm og bibeholder trykket, og der opnås en meget hurtig opstart efter en OFF periode og ingen varmetransport fra generatoren til fordamperen.

Det har desværre ikke været teknisk muligt at forhindre den tilsvarende varmestrøm fra kondensator til fordamper efter ON perioder, men det ser ud til, at det kun er den lille mængde af vandet, der varmes op pga. gunstig lavdeling i fordamperen.

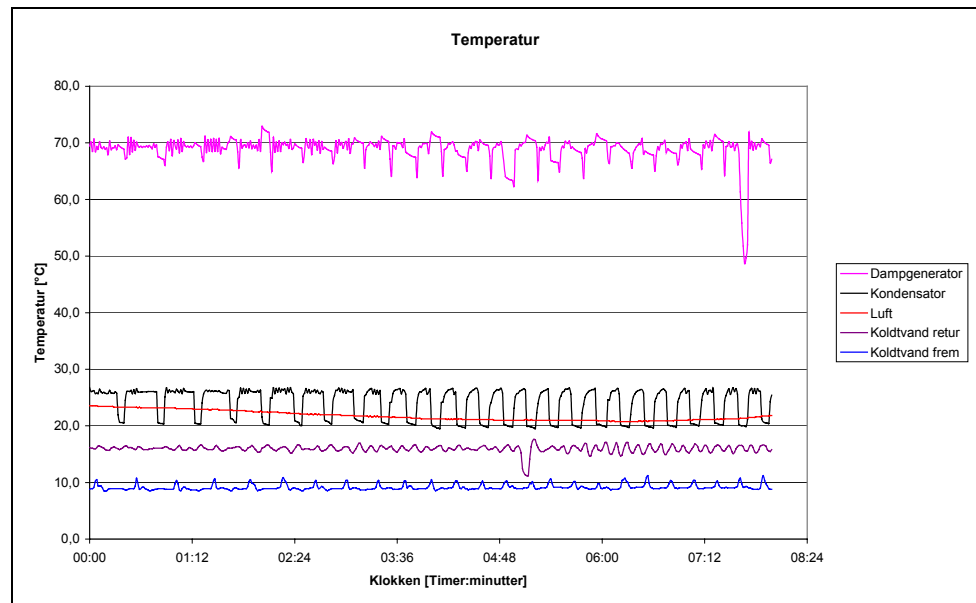
2.4 Måleresultater

Der er løbende blevet udført en række målinger, der er blevet anvendt til at analysere og verificere anlæggets ydelse og virkningsgrad.

I dette afsnit foretages en gennemgang af udvalgte måledata indsamlet under drift af ejektorkøleanlægget placeret hos HKV. Det dokumenteres, at køleanlæggets ydelse er 100 kW, og COP er 0,5 ved 26°C lufttemperatur, 40% relativ fugtighed og 13°C koldt vandstemperatur. Med baggrund i de indsamlede måledata er der foretaget en henregning af både ydelse og COP til disse konditioner.

2.4.1 Måleperioden

Måleperioden har en varighed af 8 timer og er registreret torsdag d. 16/8-01 fra kl. 00:00 til 07:59. I datafilerne, der gemmes på Energigruppens (EG) CTS-anlæg, registreres alle målepunkter hvert minut i en time. Nedenstående plot viser koldtvands-, dampgenerator-, kondensator- og lufttemperaturen over hele måleperioden.



Figur 2-11: Måledata fra anlægget i Herning - sommeren 2001

Det samlede kuldeforbrug over hele perioden blev målt til 490 kWh, hvilket svarer til et middelkuldebehov i administrationsbygningen på ca. 61 kW. Dette medfører, at ejektoren er ON i 61% af den samlede tid og OFF i de resterende 39%. I samme periode var varmeforbruget 1.261 kWh, hvilket betyder, at køleanlæggets middel COP i måleperioden var 0,39. Det samlede elforbrug i måleperioden var 140 kWh.

Ejektorens ON/OFF perioder fremgår af kurven for kondensatortemperaturen. Ejektoren er i drift, når kurven har en høj værdi, hvilket svarer til, at kondensatoren belastes med damp fra både dampgeneratoren og fordampere og vice versa.

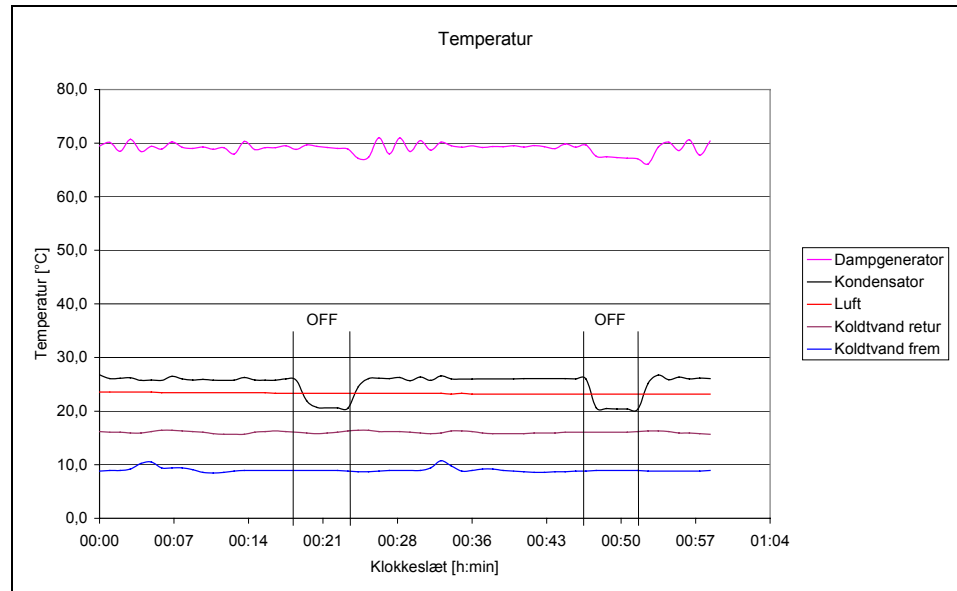
Beregning af ydelse og COP

Ud fra datafilen "Data0293" registreret d. 16/8-01 fra kl. 00:00 til 00:59 fastlægges følgende værdier:

- Kuldeproduktion (= kuldebehov) kWh
- Varmeforbrug (= fjernvarme) kWh
- Performancefaktor (COP = kulde-/varmeproduktion)
- Middelkuldeydelse i driftstid (= kuldeproduktion * 60/driftstid) kW
- Middelvarmeydelse i driftstid (= varmeproduktion * 60/driftstid) kW
- Middeldampgeneratortryk i driftstid (= middel PT01) bar
- Middelkondensatortryk i driftstid (= middel PT02) bar
- Middellufttemperatur (= middeludetemperatur) °C

Som evalueringsgrundlag for den målte kuldeydelse og COP beregnes den teoretiske kuldeydelse og COP ud fra ejektordatablade og ved anvendelse af de i måleperioden registrerede anlægstilstande.

Nedenstående diagram viser de registrerede dampgenerator-, kondensator-, luft- og koldtvandstemperaturer (frem/retur) i den anvendte måleperiode.



Figur 2-12: Måledata fra anlægget i Herning - sommeren 2001

Som det ses af Figur 2-12, har ejektoren to OFF perioder på hver ca. 5 minutter.

2.4.2 Målte ydelser og middeltemperaturer

Forbrugt fjernvarmeenergi i måleperioden (målt vha. HKV's energimåler placeret ved køleanlægget)	199 kWh
Kuldeproduktionen (HKV's energimåler placeret ved termonetsystemet)	80 kWh
Ejektorens performancefaktor (COP) for måleperioden	$COP = 80 [kWh]/199[kWh] = 0,40$
Måleperiode og ON tid	60 min. og 50 min.
Køleanlæggets middelkuldeydelse i ON perioden = kuldeproduktion * måleperiode/ON tid	96 kW
Køleanlæggets middelvarmeydelse i ON perioden = fjernvarmeforbrug * måleperiode/ON tid	239 kW
Dampgeneratorens middeltryk i ON periode	0,301 bar (69,1°C)
Kondensatorens middeltryk i ON perioden	0,034 bar (26,0°C)
Middeltrykket i fordampere i ON perioden	0,011 bar (9,0°C)
Luftens middeltemperatur i måleperioden	23,3°C (tørtermometer)

Luftens vådtemperatur i måleperioden målt i Karup og oplyst af DMI	21,0°C
--	--------

Tabel 2-1: Målte ydelser og middeltemperaturer

Ydelser jf. ejektordatablad

Den teoretiske fjernvarme- og kuldeydelse i måleperioden er ifølge datablade nr. 1, bilag B fra ejektorleverandøren ved de ovenfor anførte middeltryk i dampgenerator, fordampner og kondensator:

Teoretisk fjernvarmeydelse = 247 kW

Teoretisk kuldeydelse = 99 kW

Dette medfører nedenstående teoretiske performancefaktor (COP) = 0,40. Der er derfor meget god overensstemmelse mellem teori og praksis, idet afvigelsen på COP er 0%, mens kuldeydelsen er -3% ifht. teoretisk.

Ydelse og COP i det fastlagte driftspunkt

Ydelse og COP ønskes dokumenteret ved 26°C lufttemperatur, 40% relativ fugtighed ($t_{\text{våd}} = 17,0$ °C) og 13°C koldt vandstemperatur. Vha. de ovenfor anførte værdier for målte ydelser og middeltemperaturer samt databladene fra ejektorleverandøren er det muligt at henregne ydelse og COP til det ønskede driftspunkt.

Metode

Beregning af luftens indblæsningstemperatur og kondenseringstemperatur, som benyttes til beregning af nødvendigt dampgeneratortryk. Vha. datablade for ejektoren bestemmes nødvendig fjernvarmeenergi og kuldeydelse og dermed COP:

UA for kondensator ved målt kondition	$UA = (Q_{\text{fj}} + Q_{\text{ford}}) / (t_{\text{kond}} - t_{\text{luft.ind}})$
Ny indblæsningstemperatur efter luftbefugtning	$t_{\text{luft.ind.ny}} = t_{\text{luft.tør.ny}} - 80\% * (t_{\text{luft.tør.ny}} - t_{\text{luft.våd.ny}})$
Ny kondenseringstemperatur	$t_{\text{c}} = (Q_{\text{fj.ny}} + Q_{\text{ford.ny}}) / UA + t_{\text{luft.ind.ny}}$
Nyt optimalt dampgeneratortryk	$p_{\text{dampgen.ny}} = f1(p_{\text{kond.ny}}, p_{\text{ford.ny}})$
Ny nødvendig fjernvarmeenergi	$Q_{\text{fj}} = \text{ejektor}(p_{\text{dampgen.ny}}, p_{\text{kond.ny}} \text{ og } p_{\text{ford.ny}})$
Ny præsteret kuldeydelse	$Q_{\text{ford}} = \text{ejektor}(p_{\text{dampgen.ny}}, p_{\text{kond.ny}} \text{ og } p_{\text{ford.ny}})$
Ny COP i driftspunkt	$COP = Q_{\text{ford.ny}} / Q_{\text{fj.ny}}$

Tabel 2-2: Beregningsmetode

Temperaturvirkningsgraden af luftbefugtningen er målt til 80% og bevirker en indblæsningstemperatur på:

$$t_{\text{luft.ind}} = 23,3 \text{ [}^\circ\text{C]} - 80\% * (23,3 \text{ [}^\circ\text{C]} - 21,0 \text{ [}^\circ\text{C]}) = 21,5^\circ\text{C}$$

Herefter kan kondensatorernes specifikke ydelse pr. indblæsningstemperaturdifferens beregnes:

$$UA = (239 \text{ [kWh]} + 96 \text{ [kWh]}) / (26,0 \text{ [}^\circ\text{C]} - 21,5 \text{ [}^\circ\text{C]}) = 74 \text{ kW/K}$$

Lufttemperaturen ind i kondensatoren ved det ønskede driftspunkt ved 26°C lufttemperatur og 40% relativ luftfugtighed (svarende til $t_{\text{våd}} = 17^\circ\text{C}$) beregnes:

$$t_{\text{luft.ind}} = 26,0 [^\circ\text{C}] - 80 [\%] * (26,0 [^\circ\text{C}] - 17,0 [^\circ\text{C}]) = 18,8^\circ\text{C}$$

Beregningen af kondenseringstemperaturen forudsætter kendskab til varmeenergi og kuldeydelse og sættes iterativt til 23,1°C (28 mbar)

I køleanlæggets PLC-styring beregnes dampgeneratortrykket vha. nedenstående formel ved 14 mbar fordampningstryk svarende til 13°C koldtvand: (enhed for tryk i bar)

$$p_{\text{dampgen}} = (a + b * (p_{\text{kond}} + 0,002) + c / p_{\text{ford}}) + 0,02$$

hvor $a = -0,082321585$; $b = 8,8120399$; $c = 0,00054395136$

$$p_{\text{dampgen}} = (a + b * (0,028 [\text{bar}] + 0,002) + c / 0,014 [\text{bar}]) + 0,02 = 0,24 \text{ bar} = 240 \text{ mbar}$$

Ud fra ejektordatablad nr. 2, bilag B beregnes varmeydelsen ved 240 mbar til 200 kW og kuldeydelsen ved 14 mbar til 120 kW

Kondensatortemperaturen kan beregnes som:

$$t_{\text{kond}} = (200 [\text{kW}] + 120 [\text{kW}]) / 74 [\text{kW/K}] + 18,8 [^\circ\text{C}] = 23,1^\circ\text{C} (28 \text{ mbar})$$

Ejektorens performancefaktor kan nu beregnes for det ønskede driftspunkt:

$$\text{COP} = 120 [\text{kW}] / 200 [\text{kW}] = 0,60$$

3 Forsøgsanlæg

3.1 Indledning

Gennem opbygning og måling på det oprindelige ejektoranlæg er der løbende sket en produktudvikling med henblik på energioptimering og forbedring af designet, dels for at billiggøre anlægget ved at simplificere komponenterne, og dels for at gøre det mere kompakt. Selve reguleringsstrategien er ligeledes simplificeret, idet fordampningstemperaturen ved det nye design er konstant og kan ikke som ved HKV fastlægges styringsmæssigt for at opretholde et konstant koldtvandsflow.



Figur 3-1: Ejektoranlæg opbygget i laboratoriet hos Teknologisk Institut

Det nye anlægsdesign har et simplificeret layout og består af i høj grad af standardkomponenter, der alle er i handlen, herunder pladeveksler, køletårn, pumper, ventiler osv. Dette stadie er fremkommet gennem suboptimering af hvert delkomponent og af anlægget som helhed.

- Dampgeneratoren består af en pladeveksler med naturlig cirkulation og væskeudskillere.
- Fordamperen er en direkte kontakt varmeveksler med integreret koldtvandsbuffer.
- Kondensatoren er en direkte kontakt varmeveksler med integreret afluffer.
- Reguleringsstrategien er simpel og kan implementeres i en simpel PLC.

Det nye anlægsdesign er væsentligt billigere dels på komponentsiden og dels i montage og vedligehold. Anlægget er opbygget og funktionstestet i Teknologisk Instituts laboratorium som beskrevet i det følgende.

3.2 Sammenfatning og konklusion

Dampgenerator

Dampgeneratoren består af en traditionel oversvømmet pladeveksler med naturlig cirkulation. Dvs. fordampningen sker direkte i veksleren, og ikke

som hidtil ved at vandet opvarmes i en vand-vand pladeveksler og først efterfølgende sprøjtes ind i en fordamper.

Ved ændring af denne proces opnås en væsentlig reduktion i byggestørrelse, og varmeovergangstallet i pladeveksleren øges pga. oversvømmet fordampning. Desuden kræves der ingen cirkulationspumpe. Desværre betyder tryktabet i veksleren og den geodætiske væskehøjde, at fordampningstemperaturen i bunden af fordamperen er højere end i toppen, hvilket direkte reducerer LMTD ifht. en ideel situation uden temperaturændring. Samlet set er virkningsgraden for dampgeneratoren uændret ifht. oprindelige design, men vil kunne hæves ved øget varmevekslende areal, hvilket alene er begrænset af pladevekslerens fysiske dimension og dermed pris.

Laboratoriemålinger viser en virkningsgrad på 69% svarende til, at der ved 6 K nedkøling af varmt procesvand er en fordampningstemperatur på $(6 \text{ [K]}/0,69 - 6 \text{ [K]}) = 2,7 \text{ K}$ koldere end procesvandet. Eks. procesvand 80°C nedkøles til 74°C ved $71,3^\circ\text{C}$ fordampningstemperatur.

Ejektor

Ejektoren er designet som ved HKV og bliver gennem laboratoriemålinger sammenlignet med de teoretisk beregninger fra leverandøren (Körting).

Målingerne viser, at ejektorens kuldeydelse er 10-14% lavere end teoretisk, og at den nødvendige tilførte effekt via generatoren samtidig er 11% større end teoretisk. Betydningen heraf er, at COP reduceres med 19-23% ifht. teoretisk niveau. Ejektorens stillingspunkt er endvidere 0,5 K lavere end teoretisk.

Årsagen hertil menes at stamme fra følgende tre kendsgerninger: Almindelige måleusikkerheder. Alle effektmålinger er foretaget dels som temperatur- og volumenflowmålinger på vandsiden for fordamper og kondensator, og dels som måling af tilført elektrisk effekt til det varme procesvand. Måleusikkerhederne for fordamper og kondensator effekt er +/- 5% (ved 5K +/- 0.2K og +/-1% flow), mens effektmålingen er +/- 2% (antaget for effektmåling + varmetab). Måleusikkerheden for mætningstryk er +/- 0,1K. Samlet fås en usikkerhed på +/- 5% kuldeydelse og +/- 7% COP.

Körting har hidtil ingen erfaring i at beregne og konstruere en ejektor til lavtryksvanddamp. Det må forventes, at beregningsgrundlaget for designet er baseret på "endimensionelle" energi- og impuls ligninger, som er udviklet til ikke-faseskiftende medier. Det har ikke været muligt at verificere denne antagelse, men der findes i litteraturen ingen tilgængelige formelsæt, der tager højde for de fænomener, som forekommer i ejektorens blandekammer ved lokal kondensering og fordampning af vanddamp.

Beregningen af ejektoren forudsætter, at massestrømmen fra fordamperen ikke indeholder medrevne vanddråber. Den nøjagtige betydning af medrevne vanddråber kan ikke forudses, men selvom det antages, at dråberne ikke forstyrrer ejektoren i øvrigt, vil alene vandets masseandel reducere fordamperydelsen, da massestrømmen er konstant, og vanddråberne ikke har bidraget til køling af vandet fra kølestedet.

Tilsvarende vil medrevet vand fra dampgeneratoren givetvis øge ejektorens kapacitet for en given tilført eleffekt, da massestrømmen øges pga. vanddråberne.

Fordamper

Fordamperen har dels til funktion at køle det opvarmede vand fra forbrugeren, og dels skal den virke som buffer for koldt vand i OFF perioder. Fordamperens virkningsgrad er målt til 75% svarende til 1,6 K LTD ved 5 K nedkøling – f.eks. fordamper ind: 14°C; fordamper ud: 9°C vha. 7,4 °C fordampningstemperatur. Bufferens temperatur viste sig at være homogen med under 0,5 K variationer.

Kondensator

I kondensatoren sker dels en kontinuerlig afluftning af (luftmættet) køletårnsvand, og dels kondenseres vanddamp fra ejektoren.

Afluftningen foregår under vakuum i to tryktrin (f.eks. 70 mbar i trin 1 og 37 mbar i trin 2). Aflufferens effektivitet ses direkte som et bidrag i kondensatorens udgangstemperaturdifferens (LTD), idet en perfekt afluftning bevirker, at LTD ikke påvirkes af mængden af luft i køletårnsvandet. Kondenseringen foregår i den nederste sektion af beholderen som direkte kontakt varmeveksling.

Virkningsgraden for kondenseringen uden tilstedeværelse af luft i køletårnsvandet er 98% svarende til 0,1 K LTD ved 5 K opvarmning, f.eks. tilgang: 20°C; afgang: 25°C ved kondenseringstemperatur 25,1°C.

Ved drift med luftmættet køletårnsvand påvirkes kondensatoren LTD direkte og er reelt uafhængig af graden af opvarmning (DT), hvorved virkningsgraden principielt ikke kan defineres, da den er temperaturafhængig. Men ved samme 5 K opvarmning måles virkningsgraden til 89% svarende til LTD ved 98% luftfri virkninggrad + 0,5 K.

Regulering

Alle niveaureguleringer sker vha. lokale magnetventiler/niveaugter. Disse reguleringer har fungeret efter hensigten. Ejektorens natur bevirker, at der ikke foretages nogen kapacitetsregulering, men for optimal COP skal generatortrykket løbende fastsættes efter det aktuelle fordampnings- og kondenseringstryk. Herved opnås det, at ejektoren opererer så tæt ved stillingspunktet som muligt, hvilket minimerer effektforbruget fra generatoren for den givne kuldeydelse og dermed optimeres COP. Denne optimering er for laboratorieanlægget foretaget manuelt, eftersom den automatiske regulering af generatortrykket er gennemprøvet på HKV-ejektoren, og det var vigtigt at muliggøre manuel tuning af laboratorieanlægget.

Konklusion

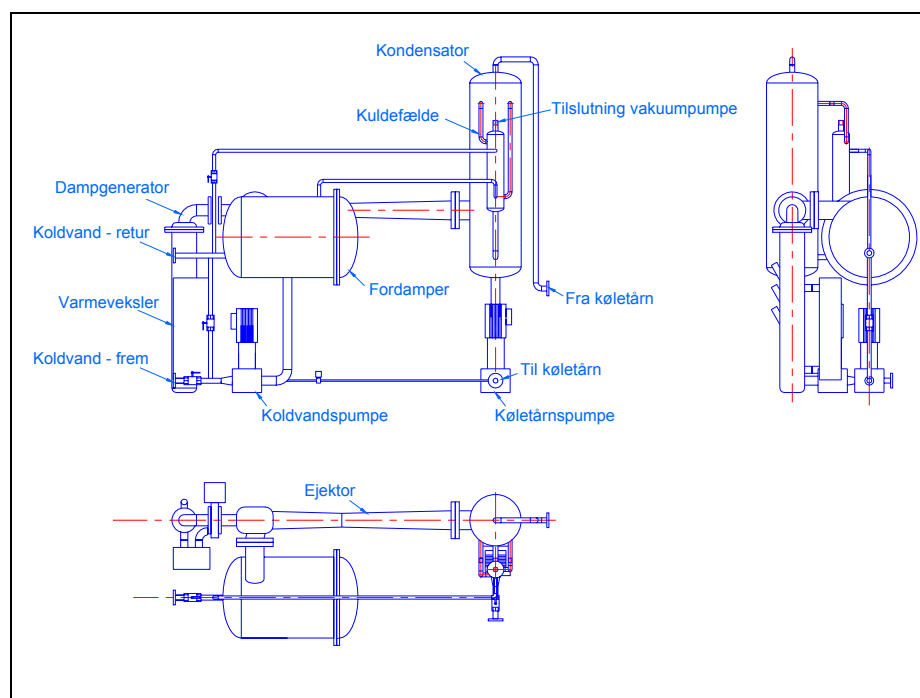
Laboratoriemålinger viser generelt god overensstemmelse mellem teori og praksis, og det vil derfor være muligt at dimensionere større ejektoranlæg direkte ud fra det udviklede formelsæt og håndregler, som er benyttet til anlægget.

3.3 Anlægsopbygning - funktionsbeskrivelse

Dampgeneratoren tilføres varmt procesvand (f.eks. 80°C), og den udviklede damp separeres for væske og føres gennem en demister til ejektorens Laval-dyse.

Ejektoren suger fra fordamperen ved et lavt tryk (f.eks. 7,4 °C mætningstemperatur), og opvarmet vand fra kølestedet (f.eks. 19°C) køles i fordamperen (til f.eks. 9°C). Den mængde vanddamp, der fjernes fra fordamperen, blandes i ejektoren og strømmer videre til kondensatoren (ved f.eks. 28°C mætningstemperatur) og kondenserer direkte på afluftet kølevand fra køletårnet. I kondensatorens øverste sektion afluftes det luftmættede vand fra køletårnet.

Den mængde vanddamp, der fordampes fra dampgenerator og fordamper, føres tilbage fra kondensatoren via to lokale niveaureguleringsystemer.



Figur 3-2: Opslagstegning af laboratorieanlægget

3.4 Dampgenerator

Væskesiden

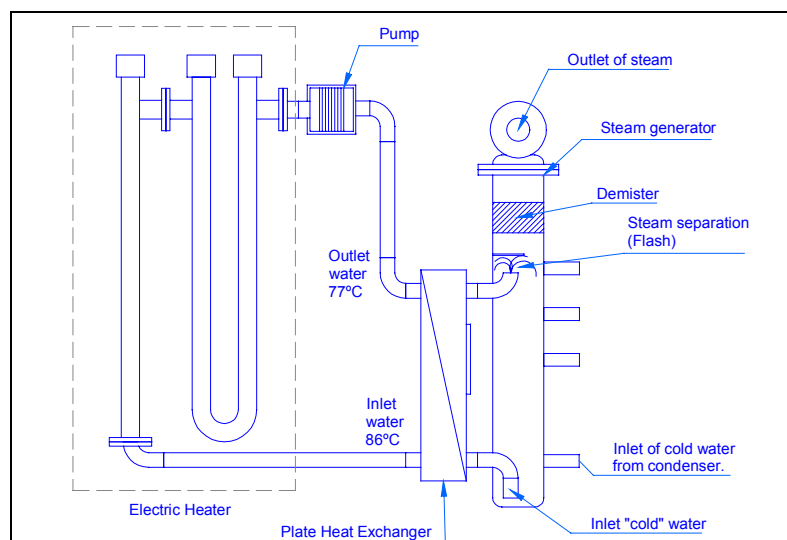
Procesvarmen tilsluttes pladevekslerens væskeside i bunden, og varmen genereres i forsøgene af en 33 kW gennemstrømningselvarmer. I forsøgene er procesmediet vand, men kunne principielt være vilkårlige væsker, f.eks. olie.

Dampsiden

Vand fra væskeudskilleren pumpes ind i pladeveksleren i bunden (i medstrøm med procesvandet, hvilket pga. tryktabet "temperaturmæssigt" er modstrøm), fordamper op gennem veksleren, og damp og væske returnerer til væskeudskilleren. I væskeudskilleren reguleres

væskeniveauet vha. en niveauregulator bestående af en niveauvagt og en magnetventil. Dampen føres gennem et demistervæv for at sikre udskillelse af vandpartikler over 10 μm .

Væskeniveauet er bestemmende for cirkulationsgraden, idet et højt væskeniveau giver et stort drivende træk ved tilgangen til varmeveksleren, hvorved der tvinges mere vand gennem veksleren. Da den fordampede vandmængde forbliver tilnærmelsesvis konstant, øges graden af væskeoverskud ud af fordamperen.



Figur 3-3: Skitse af dampgenerator og gennemstrømningselvarmer til procesvand

3.4.1 Karakteristiske performance data

Dampgeneratorens formål er at lave den fornødne mængde vanddamp ved et givent tryk ved så lav procesvandstemperatur som muligt. Eksempelvis vil 73°C ($\approx 354,6$ mbar) vanddamp ideelt kunne genereres ved f.eks. 83°C procesvand tilgang og 73°C procesvand afgang. Dette ville dog kræve en uendelig stor UA-værdi, dvs. meget stort varmeovergangstal og/eller areal. Ved en pladeveksler er der pga. termodynamiske forhold en øvre grænse for varmeovergangstallet, idet strømningshastigheden og dermed tryktabet ikke bør blive for stort aht. erosionskorrosion og driftsøkonomi. Desuden spiller smuds og biofilm en stor rolle i vekslerens performance allerede hurtigt efter, at den er taget i brug. Pladevekslerarealet er ligeledes begrænset af økonomien.

3.4.2 Måleresultater

Ved operation ved samme væskeniveau, som fabrikanten oplyser, henregnes kapaciteten til 33 kW:

Benævnelse	Teoretisk v. 33 kW	Målt	Afvigelse
Tilgangstemperaturdifferens [K] - ETD*	12,2	12,8	0,6 K
Udgangstemperaturdifferens [K] - LTD	3,4	4,0	0,6 K
Kapacitet [kW]	34	34	
Specifik kapacitet [kW/K] - UA	6,7	6,0	-11%
Specifik varmeovergangstal [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] -	3292	2944	-11%

U			
Væskeniiveau [mm]	470	450	-4%
Cirkulationsgrad	1,2	4,2	350%
Tryktab dampside (veksler + demister) [K]	3,0	2,9	-4%
Areal [m ²]	2,04	2,04	
LMTD [K]	5,1	5,6	0,5 K

Tabel 3-1: Sammenligning mellem leverandør- og måledata

Som det fremgår af tabellen, er der meget god overensstemmelse mellem målte og beregnede værdier for dampgeneratoren. Den observerede forskel på 11% i varmeovergangstallet bevirker, at LTD og ETD hæves 0,6K.

Kapacitetsafvigelsen er inden for normal måleusikkerhed, men ved fremtidige dimensionering vil det være tilrådeligt at tillade en vis mængde smuds (fouling), før veksleren skal rengøres.

Ifølge målingerne er der væsentligt større cirkulationsgrad end forventet svarende til, at tryktabet på dampside er mindre end det teoretiske ved en given cirkulationsgrad. Dette har dog kun positiv betydning for vekslerens performance.

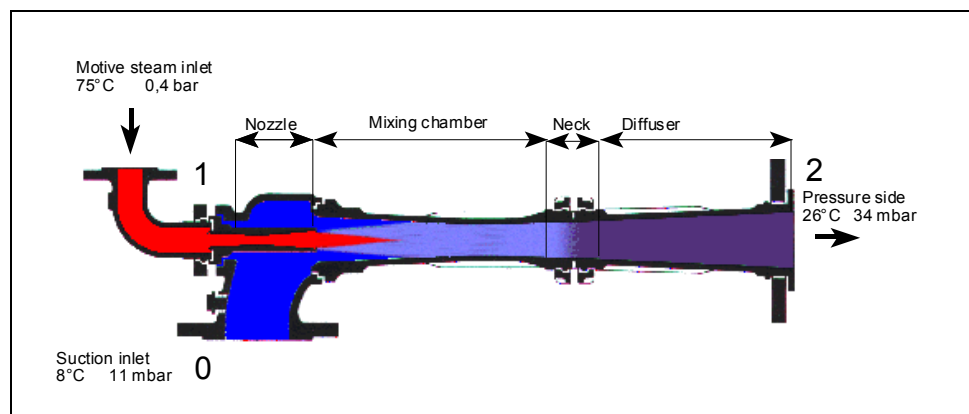
3.4.3 Retningslinier for dimensionering

Pladeveksler:	Værdi
Tilgangstemperaturdifferens (EDT), min.	10 K
Udgangstemperaturdifferens (LTD), maks.	4 K
Tryktab, dampside, maks.	3 K (=0,045 bar ved 72°C)
Fouling, dampside	0,0001 m ² K/W
Fouling, proceside	0,0001 m ² K/W
Væskeudskiller:	
Væskeudskillerdiameter	Samme tværsnitsareal som demister
Væskeudskillerhøjde, min.	400 mm højere end pladeveksler
Demistertykkelse, min.	100 mm
Demisterareal	Bestemmes af optimal damphastighed for demisteren
Demistertryktab, maks.	0,1 K (= 1,6 mbar ved 72°C)

Tabel 3-2: Retningslinier for dimensionering af dampgenerator

3.5 Ejektor

Formålet med ejektorforsøget er at stadfæste ejektorens faktiske performance (COP, kuldeydelse og stillingspunkt) ifht. den teoretiske, som er givet af leverandøren (Körting).



Figur 3-4: Skitse af ejektor

3.5.1 Karakteristiske ydelsesdata

Ejektorens COP bestemmes som kuldeydelsen i fordamperen ifht. tilført varmemængde i form af varme til dampgeneratoren. COP måles for et antal kombinationer af sugetryk (fordampningstemperatur) og generatortryk. Under forsøgene varieres kondenseringstrykket for at verificere, om ejektorens karakteristiske "stallingspunkt" stemmer overens med leverandørdata. Ejektorens kuldeydelse i hvert driftspunkt sammenlignes med leverandørdata.

3.5.2 Måleresultater

Den gennemgående tendens for alle målinger er, at ejektoren har mindre kuldeydelse end teoretisk, mens der kræves mere drivdamp end forventet. COP er hermed forringet, og den maksimale kondenseringstemperatur er desuden lavere end forventet. Det generelle billede ses af Tabel 3-3 og Tabel 3-4, hvor kuldeydelsen er 10-14% lavere end teoretisk, mens den nødvendige generatorydelse er 11% højere end teoretisk. Betydningen heraf er, at COP reduceres med 19-23% ifht. teoretisk niveau. Ejektorens stallingspunkt optræder endvidere ved ca. 0,5 K lavere kondenseringstemperatur end teoretisk.

	ps mbar	Ms kg/h	ptr mbar	Mtr kg/hr	pc mbar	rate
Körting	11,2	18,9	352	42,8	37,6	0,44
DTI	11,2	17,0	352	47,5	36,6	0,36
Körting	14,5	23,5	348	42,4	37,8	0,55
DTI	14,5	20,1	348	47,1	37,1	0,43

Tabel 3-3: Sammenligning mellem måledata og leverandørdata for to udvalgte driftspunkter: sugetryk ps=11,2 hhv. 14,5 mbar og drivtryk ptr 352 hhv. 348 mbar

	te °C	ttr °C	tc °C	Qe kW	Qtr kW	Qc kW	COP
Körting	8,6	72,6	27,9	12,5	29,8	42,3	0,42
DTI	8,6	72,6	27,4 (-0,5K)	11,3 (-10 %)	33,1 (11 %)	44,4 (5 %)	0,34 (-19 %)
Körting	12,5	72,4	28,0	15,6	29,5	45,1	0,53
DTI	12,5	72,4	27,7	13,4	32,8	46,2	0,41

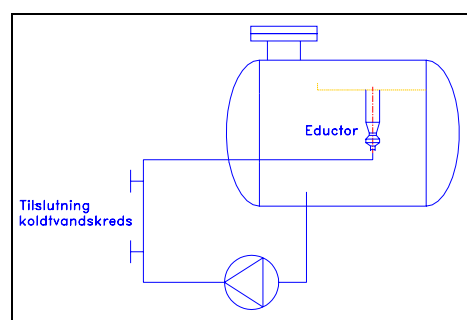
			(-0,3 K)	(-14 %)	(11 %)	(2 %)	(-23 %)
--	--	--	----------	---------	--------	-------	---------

Tabel 3-4: Omregning af måledata i Tabel 3-3 til temperatur, kapacitet og COP

3.6 Fordamper

Køling af procesvandet foregår ved direkte kontakt varmeveksling, hvor der ikke er nogen fysisk adskillelse mellem det opvarmede vand, der returneres fra forbrugsstedet, og kølemidlet. Fordamper og buffertank er sammenbygget i en og samme beholder. Processen foregår ved at det opvarmede vand fra kølestedet (f.eks. 19°C) blandes med en vandmængde, der kontinuert cirkuleres fra bunden af beholderen/bufferen til en mixing eductor (blandedyse), der er placeret lige under vandoverfladen. Dysen har den egenskab, at vand fra overfladen rives med af den pumpede vandstrøm (i forholdet 2,5:1), og hele vandmængden sprøjtes som en gejer op mod beholderens overdel. For at forøge opholdstiden for dysevandet, inden det atter returnerer til vandoverfladen, er der indsat to hulplader, som vandet strømmer igennem. Den mængde vand, der fordamper, returneres fra kondensatoren via en niveauregulator.

Den eksterne koldtvandskreds tilsluttes den interne pumpes trykrør (se Figur 3-5). Tryktabet over eductorerne sikrer, at trykket her er større end 1 bar abs., hvilket betyder, at koldtvandskredsen kan forsynes med vand vha. en standardcentrifugalpumpe uden særlige krav til pumpens NPSH.



Figur 3-5: Opbygning af fordamper

Buffervoluminet i fordampere sikrer en minimumsdriftstid for ejektoren, når kuldebehovet ved forbrugsstedet er minimalt. Til fastlæggelse af ejektorens driftstid er der opbygget et dynamisk simuleringsprogram i VisSim (se under standardprogrammer).

3.6.1 Designparametre

Dimensionerne af tanken, der anvendes som fordamper, fastlægges ud fra følgende punkter:

- Buffervoluminet anbefales som værende 0,1 m³ pr. 10 kW installeret kuldeydelse.
- Tanken placeres vandretliggende.
- Væskespejlets højde må maksimalt udgøre tankens halve diameter.
- Flange for tilslutning af ejektor fastlægges ud fra ejektorens dimensioner.
- Tankens godstykkelse bestemmes ud fra mindst 1 bars undertryk på indvendig side.

- Om nødvendigt placeres demistervæv omkring ejektorens tilslutningsflange for at hindre dråbemedrivning.

3.6.2 Karakteristiske performancedata

Fordamperens formål er at lave så koldt vand som muligt ved det givne flow og fordampningstemperatur, dvs. LTD ønskes mindst muligt.

Da fordamperen samtidig virker som en buffer med stor omrøring, er det interessant at undersøge, hvor ensartet temperaturen er i beholderen.

3.6.3 Måleresultater

Benævnelse	Værdi
Tilgangstemperaturdifferens (EDT)	6,1 K
Udgangstemperaturdifferens (LTD)	1,5 K
Kapacitet	11,2 kW
Middeltemperatur differens (MTD)	1,4 K
Tryktab demister (K)	0,5 K

Udgangstemperaturdifferensen (LTD=1,5 K) er forholdsvis stor ifht. normalt niveau ved direkte kontakt varmeveksling, hvor varmeovergangstal og varmeoverførende areal er store ifht. normal varmeveksling gennem væg. Årsagen formodes at være, at ønsket om at have så kompakt en fordampningszone som muligt bevirker, at opholdstiden er lille, og at fordamperen af konstruktionsmæssige årsager har internt tryktab på dampsiden. Demisterens tryktab bidrager med 0,5 K, hvilket betyder, at LTD målt før demisteren er 1,0 K.

3.6.4 Retningslinier for dimensionering

Af hensyn til ejektorens COP ønskes fordampningstemperaturen så høj som muligt ved den givne koldt vandstemperatur og vandflow. Udgangstemperaturdifferensen (LTD) ønskes derfor laveste muligt.

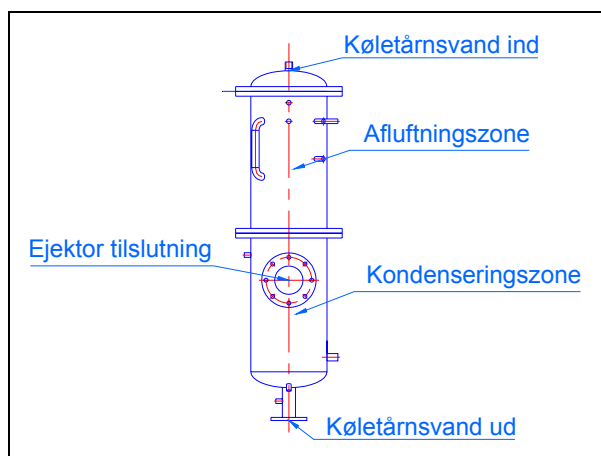
Fordamper	
Fordampningstemperatur	$t_{kold, frem} - 1,6 \text{ K}$
Fordamperydelse	Beregnes ved ejektorens maksimale fordampningstemperatur
Buffervolumen, min.	0,1 m ³ pr. 10 kW installeret kuldeydelse
Væskehøjde, maks.	Tankens halve diameter hhv. halve højde
Flange for tilslutning af ejektor	Fastlægges ud fra ejektorens dimensioner
Godstykkelse	Beregnes ved mindst 1 bars undertryk på indvendig side
Demistervæv	Arealet beregnes ud fra optimal dampfastighed for demister Tykkelse: 100 mm

Figur 3-6: Retningslinier for dimensionering af fordamper

3.7 Kondensator & afluftersystem

Kondenseringen foregår ved direkte kontakt varmeveksling, hvor vanddampen fra ejektoren kondenserer direkte på vand fra et køletårn. Kondensatoren opbygges som et langt lodretstående rør, hvor køletårnsvandet først ledes gennem et antal afluftningstrin og derefter

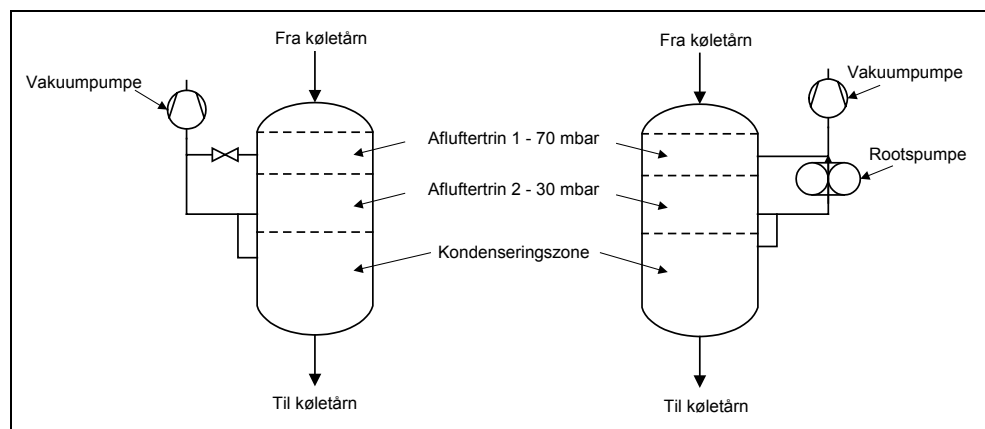
igennem en hulplade ind i kondenseringszonen. Det lave tryk, der eksisterer i kondensatoren, betyder, at det ikke er nødvendigt at anvende en mekanisk pumpe for at lede vandet fra køletårnet til kondensatoren, men i stedet styres flowet vha. en ventil. Det opvarmede kølevand ud af kondensatoren skal derimod pumpes retur til køletårnet.



Figur 3-7: Tegning af kondensator

Kondenseringszonen er for at minimere byggestørrelsen kun 600 mm høj, hvorved den teoretiske LTD for kondensering på afluftet vand er ca. 2,0 K. Andre forsøg /Iciek/ har vist, at forventet virkningsgrad ved 600 mm jetlængde er 70% (LTD=2,1 K ved dt=5 K), hvis der ikke er nogen form for dråbebrydende netværk i kondenseringszonen. Der findes i litteraturen ingen beskrivelser af forsøg med dråbebrydende netværk i kondenseringszonen, men i /DKV rapport/ er det gennem forsøg vist, at der ved placering af et trådnæt ca. 300 mm under dysepladen opnås en virkningsgrad på 76% (LTD=1,6 K ved dt=5 K). Da trådnæt ikke yder noget tryktab, og da der principielt sker endnu en forøgning af effektiviteten ved at indsætte flere net, er der indsat tre trådnæt i kondensatoren. Forventet virkningsgrad ved tre net er 95% (LTD=0,3K ved dt=5 K). Dette er baseret på /Icieks/ måling for tilsvarende dråbebrydende indsatser ved fordampning.

Aflufferdelen består af tre kamre adskilt med hulplader. Det første kammer og den første hulplade sikrer optimal fordeling af køletårnsvandet. Over den første hulplade sænkes trykket desuden fra 1 bar abs. til ca. 70 mbar abs. I kammer 2 fjernes den mængde luft, der frigives ved det aktuelle tryk (ca. 70 mbar abs.) vha. en vakuumpumpe. Fra kammer 2 ledes vandet via hulplade 2 ned i det sidste afluftningstrin samtidig med, at trykket sænkes yderligere ned til det eksisterende kondenseringstryk ca. 35 mbar abs. I det sidste afluftningskammer fjernes den mængde luft, der frigives ved det aktuelle tryk (ca. 35 mbar abs.). Vandet ledes via hulplade 3 ned i kondenseringszonen, hvor den egentlige kondensering sker. Luften fjernes fra systemet ved en af følgende to metoder: en vakuumpumpe eller en vakuumpumpe i kombination med en Roots-blæser (se figuren nedenfor).



Figur 3-8: Opbygning af kondensator/afluffer

3.7.1 Måleresultater

Kondensering på luftfri kølevand:

Benævnelse	Værdi
Tilgangstemperaturdifferens (EDT)	5,0 K
Udgangstemperaturdifferens (LTD)	0,1 K
Kapacitet	43,4 kW
Effektivitet	98%

Tabel 3-5: Måleresultater ved kondensering på luftfri kølevand

Kondensering på 100% luftmættet kølevand:

Benævnelse	Værdi
Tilgangstemperaturdifferens (EDT)	5,5 K
Udgangstemperaturdifferens (LTD)	0,6 K
Kapacitet	43,0 kW
Effektivitet	89%

Tabel 3-6: Måleresultater ved kondensering på 100% luftmættet kølevand

3.7.2 Afluffersystem

Anlægget monteres med en vakuumpumpe evt. i kombination med en Roots-blæser. Vakuumpumpens opgave er ved opstart at fjerne al luft fra anlægget og under drift at vedligeholde vakuomet ved at fjerne den luft, der tilføres anlægget primært gennem køletårns vandet i kondensatoren. Forholdet mellem den mængde luft og vand, vakuumpumpen suger, bestemmes af forholdet mellem partialtrykkene for de to.

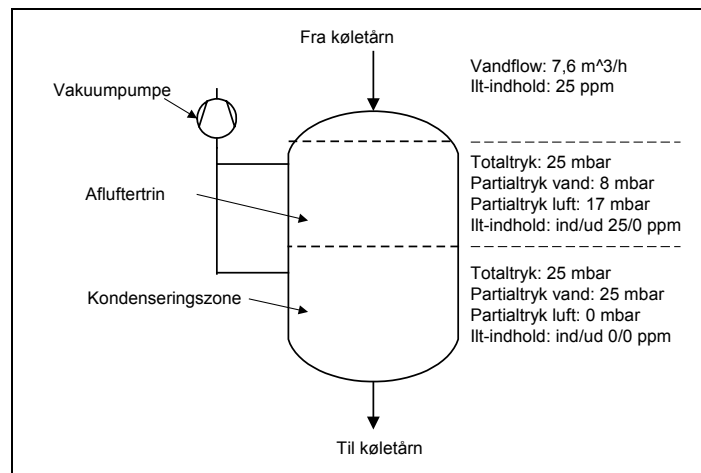
Uanset om anlægget kun opbygges med en vakuumpumpe eller i kombination med en Roots-blæser, bør afluffersektionen indeholde to kamre. Anvendelse af Roots-blæseren i kombination med vakuumpumpen bevirker, at det samlede energiforbrug til afluftning minimeres. Roots-blæseren har til opgave at fjerne luften fra det sidste afluffertrin og hæve trykket til det, der eksisterer i afluffertrin 1. Vakuumpumpen komprimerer derefter både luften fra afluffertrin 1 og luften fra Roots-blæserens afgangsside op til atmosfæretrykket, hvor det afleveres til omgivelserne. Monteres anlægget kun med en vakuumpumpe, kan pumpens slagvolumen

minimeres ved at lave to afluffertrin som anskueliggjort i nedenstående regneeksempel.

Et afluffertrin:

Beregningerne baseres på følgende antagelser (se Figur 3-9):

- Iltindhold i køletårns vandet (ved 21°C) = 25 ppm
- Vandflowet er 7,6 m³/h = 7.600 kg/h
- Totaltrykket i aflufferen = 25 mbar, hvor af lufterens partialtryk udgør 8 mbar og vandets partialtryk 17 mbar
- Iltindholdet i vandet efter afluftning = 0 ppm
- Luftens specifikke volumen (ved 25 mbar) = 33,1 m³/kg



Figur 3-9: Etrinsaflyfter

Volumenstrømmen af tilført luft:

$$V_{\text{luft}} = m_{\text{vand}} \cdot \text{ppm}_{\text{Luft}} \cdot v_{\text{luft}}$$

$$V_{\text{luft}} = 7600 \text{ [kg/h]} \cdot 25 \text{ [ppm]} \cdot 10^{-6} \text{ [kg/ppm/kg]} \cdot 33,1 \text{ [m}^3\text{/kg]} = 6,3 \text{ m}^3\text{/h}$$

Volumenstrømmen af vanddamp der tilføres vakuumpumpen:

$$V_{\text{vand}} = 6,3 \text{ [m}^3\text{/h]} \cdot 17 \text{ [mbar]} / 8 \text{ [mbar]} = 13,4 \text{ m}^3\text{/h}$$

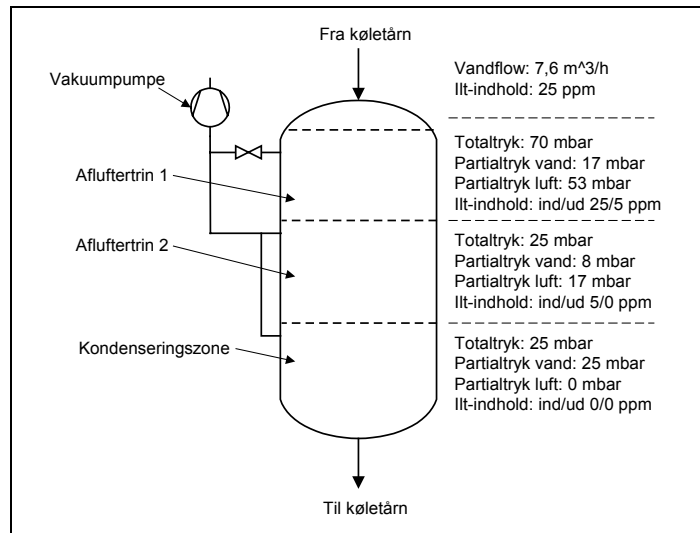
Vakuumpumpens nødvendige slagvolumen:

$$\underline{V_{\text{tot}} = 6,3 \text{ [m}^3\text{/h]} + 13,4 \text{ [m}^3\text{/h]} = 19,7 \text{ m}^3\text{/h}}$$

To afluffertrin:

Beregningerne baseres på følgende antagelser (se figur 5):

- Iltindhold i køletårns vandet (ved 21°C) er 25 ppm
- Vandflowet er 7,6 m³/h = 7600 kg/h
- Totaltrykket i afluffertrin 1 er 70 mbar, hvor af lufterens partialtryk udgør 53 mbar og vandets 17 mbar
- Iltindholdet i vandet efter trin 1 er 5 ppm
- Totaltrykket i afluffertrin 2 er 25 mbar, hvor af luftens partialtryk udgør 8 mbar og vandets partialtryk er 17 mbar
- Iltindholdet i vandet efter trin 2 er 0 ppm
- Luftens specifikke volumen ved 70 mbar er 11,8 m³/kg
- Luftens specifikke volumen ved 25 mbar er 33,1 m³/kg



Figur 3-10: Totrinsafluffer

Trin 1:

Volumenstrømmen af luft, der fjernes i trin 1:

$$V_{\text{luft-1}} = 7600 \text{ [kg/h]} \cdot (25-5) \text{ [ppm]} \cdot 10^{-6} \text{ [kg/ppm/kg]} \cdot 11,8 \text{ [m}^3\text{/kg]} = 1,8 \text{ m}^3\text{/h}$$

Volumenstrømmen efter drøvleventilen af luft, der fjernes i trin 1:

$$V_{\text{luft-1-efter ventil}} = 1,8 \text{ [m}^3\text{/h]} \cdot 70 \text{ [mbar]} / 25 \text{ [mbar]} = 5 \text{ m}^3\text{/h}$$

Volumenstrømmen af vanddamp, der fjernes i trin 1:

$$V_{\text{vand-1}} = 1,8 \text{ [m}^3\text{/h]} \cdot 17 \text{ [mbar]} / 53 \text{ [mbar]} = 0,58 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Volumenstrømmen efter drøvleventilen af vanddamp, der fjernes i trin 1

$$V_{\text{vand-1-efter ventil}} = 0,58 \text{ [m}^3\text{/h]} \cdot 70 \text{ [mbar]} / 25 \text{ [mbar]} = 1,6 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Trin 2:

Volumenstrømmen af luft, der fjernes i trin 2:

$$V_{\text{luft-2}} = 7600 \text{ [kg/h]} \cdot (5 - 0) \text{ [ppm]} \cdot 1e-6 \text{ [kg/ppm/kg]} \cdot 33,1 \text{ [m}^3\text{/kg]} = 1,3 \text{ m}^3\text{/h}$$

Volumenstrømmen af vanddamp, der fjernes i trin 2:

$$V_{\text{vand-2}} = 1,3 \text{ [m}^3\text{/h]} \cdot 17 \text{ [mbar]} / 8 \text{ [mbar]} = 2,8 \text{ m}^3\text{/h}$$

Vakuumpumpens nødvendige slagvolumen:

$$V_{\text{tot}} = 5 \text{ [m}^3\text{/h]} + 1,6 \text{ [m}^3\text{/h]} + 1,3 \text{ [m}^3\text{/h]} + 2,8 \text{ [m}^3\text{/h]} = 10,7 \text{ m}^3\text{/h}$$

Foretages afluftningen i to trin i stedet for ét, kan vakuumpumpens nødvendige slagvolumen næsten halveres.

3.7.3 Retningslinier for dimensionering

Af hensyn til ejektorens COP ønskes kondenseringstemperaturen så lav som muligt ved den givne kølevandstemperatur og vandflow. Som ved dampgenerator og fordamper ønskes udgangstemperaturdifferensen (LTD) derfor laveste muligt.

Kondenseringszone	
Kondenseringsstemperaturen	$t_{\text{våd,max}} + 7 \text{ K}$, i DK: 28°C
Kondenseringsydelse	Beregnes ved ejektorens maksimale modtryk
Kondenseringslængde min.	600 mm
Huldiameter og pladetykkelse	ø3mm; 3 mm tyk
Strømningshastighed gennem huller	1 m/s
Dråbebrydende net, min.	3 stk. med 3x3 mm maskestørrelse
Køletårn	
Køletårnstemperatur frem/retur	21°C / 27°C ved $t_{\text{våd}} = 21^\circ\text{C}$ svarende til 67% virkningsgrad
Afluffer - Hulplade nr. 2*	
Tryk over hulplade	70 mbar
Huldiameter og pladetykkelse	ø3mm; 3 mm tyk
Strømningshastighed gennem huller	1 m/s
Væskehøjde over hulplade	100 til 150 mm
Afstand mellem hulplader	400 til 500 mm **)

Tabel 3-7: Retningslinier for dimensionering af kondensator med afluffer

**) Hulplade 1 og 3 er ens og dimensioneres under beregning af kondensatorsektionen.*

***) Afstanden er speciel vigtig i kammer 2, da væskehøjden over hulplade 2 påvirkes af trykdifferensen mellem kammer 2 og 3. Trykdifferensen mindskes, når luftindholdet i det tilførte køletårnsvand mindskes, hvilket betyder, at væskehøjden over hulpladen stiger med ca. 350 mm.*

3.8 Pumper

Vandets temperatur er meget tæt på mætningstemperaturen, dvs. reelt på kogepunktet, og der stilles derfor store krav til pumpens nødvendige NPSH. Pumpens mindst tilladelige NPSH kan kun opfyldes ved at ændre den statiske væskehøjde på pumpens sugeside, hvilket betyder øget byggehøjde for hele anlægget.

Der vælges mellem to pumpetyper alt efter krav til anlæggets tilladelige byggehøjde:

- Ønskes lav byggehøjde, anvendes standarddykpumpe. Ulemperne ved dykpumper er pumpens dårlige virkningsgrad og høje pris. Samtidig afgiver pumpens motor varme til vandet og forringer derved anlæggets samlede COP. Motorvarmen udgør ca. 30% af pumpens effektoptag.
- Stilles der ingen krav til byggehøjden, anvendes standardcentrifugalpumper, dog stilles der krav til pumpens akseltætning, der bør konstrueres som dobbelt akseltætning med vand som spærrevæske.

3.8.1 Designparametre

Koldtvandspumpens specifikationer bestemmes ud fra følgende punkter:

- Flowet fastlægges således, at nedkøling af det interne vandflow er 0,5°C (se standardprogrammer).
- Løftehøjden sættes til 15 m.
- Ved valg af dykpumpe er det vigtigt, at pumpens motorhus er oliefyldt, så pumpen ikke beskadiges af vakuumet.

- Ved valg af standardcentrifugalpumpe ønskes lav NPSH.

Kondensatorpumpens specifikationer bestemmes ud fra følgende punkter:

- Flowet fastlægges således, at opvarmningen i kondensatoren er 4-6 K.
- Løftehøjden sættes til 25 m.
- Ved valg af dykpumpe er det vigtigt, at pumpens motorhus er oliefyldt, så pumpen ikke beskadiges af vakuumet.
- Ved valg af standardcentrifugalpumpe ønskes lav NPSH.

3.9 Styring og regulering

Dampgenerator

Under drift fordampes kontinuert vand fra dampgeneratoren. Vandniveauet i generatoren styres af en niveauvagt (Squing) kombineret med en magnetventil. Ved for lavt niveau åbner ventilen, og der tilføres vand fra kondensatorpumpens trykside.

For at opretholde tryk og temperatur i dampgeneratoren, er der i afgangsrøret monteret en motorstyret butterflyventil, som lukkes i OFF perioder.

Dampgeneratorens tryk styres af en algoritme, der ud fra aktuel kondenseringstryk og fordampetryk fastsætter generatortrykket, så ejektoren opererer så tæt ved stallingspunktet som muligt. Herved opnås optimal COP for den aktuelle driftssituation. Denne styring er ikke implementeret i laboriemodellen, eftersom den automatiske regulering af generatortrykket er gennemprøvet på HKV-ejektoren, og det var vigtigt at muliggøre manuel tuning af laboriemodellen.

Fordamper

Niveauet i fordamperen styres på samme måde som dampgeneratoren. Det interne flow i fordamperen styres ikke og slukkes ikke i OFF perioder.

Kondensator

Niveauerne og dermed trykkene i aflufteren styres af en svømmerventil, som ved for høj vandstand i første afluftertrin reducerer mængden af udsuget vanddamp, hvorved luftens partialtryk stiger, og niveauet falder.

Niveauet i kondenseringszonen styres ligeledes af en svømmer, som ved for lavt niveau gradvist øger mængden af køletårns vand. Årsagen til, at niveauvagt + magnetventil ikke kan anvendes, er, at der i kondensatorens afluftersystem er stor tidskonstant og tidsforsinkelse, og et system med en magnetventil, der direkte styres af en niveauvagt, vil blive ustabil.

Kondensatorpumpen reguleres ikke, men stoppes i OFF perioder.

Ejektor/anlægget

Ejektoren kan kun operere ved 100% kuldeydelse, hvorved den i en dellastsituation er nødt til at køre ON/OFF. Tidscyklen for ON/OFF perioden er bestemt af belastningen og bufferens størrelse, idet ejektoren f.eks. slukkes ved 9°C fremløbstemperatur og tændes igen, når bufferens gennemsnitstemperatur er steget 2 K til 11°C. Ved 50% belastning vil en teoretisk OFF periode være $2 \text{ [K]} * 130 \text{ [kg]} * 4,2 \text{ [kJ/kgK]} / (3600 * 0,5 * 13 \text{ [kW]}) = 2,8 \text{ min.}$

4 Analytisk analyse af ejektoren

4.1 Indledning

I dette kapitel gennemgås det teoretiske grundlag for dimensionering af dampejektorer ud fra input-output ligninger og baseret på erfaringsværdier for interne virkningsgrader.

Beregningsmodellen bliver i kapitlet benyttet til at vurdere potentialet for optimering af ejektoren og som sammenligningsgrundlag for de tre ejektorer, der benyttes i projektet.

Det termodynamisk forhold i ejektoren beskrives, og der udledes et generelt ligningssæt for beregning af en vilkårlig dampejektors massestrømsforhold og dermed COP.

4.2 Sammenfatning og konklusion

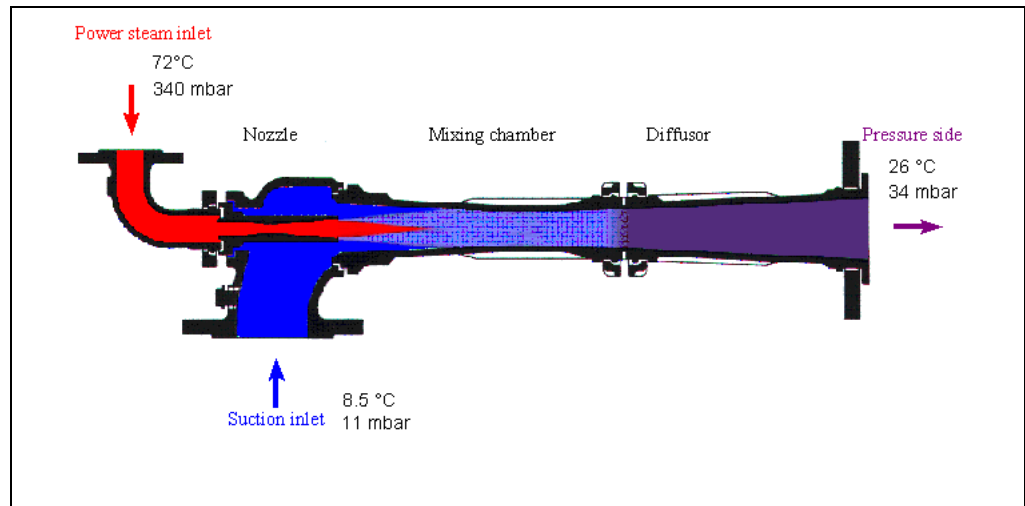
Ud fra den grundlæggende ejektorteori er der fremstillet en analytiske beregningsmodel, hvor det ved indtastning af ejektorens driftskonditioner er muligt at fastlægge såvel ejektorens COP som dens geometriske dimensioner. Validering af modellens resultater vha. af data fra ejektorleverandøren, laboratoriemålinger og numerisk analyse viser god overensstemmelse ved sammenligning af COP, mens sammenligning af de geometriske dimensioner fører til store afvigelser. De geometriske resultater fra modellen syntes derfor ikke egnede til endelige dimensionering af ejektorer.

De termodynamiske beregninger i den analytiske model er uafhængige af ejektorens dimensioner og kan derfor kun anvendes til at fastlægge ejektorens egenskaber i et designpunkt. Ændres ejektorens driftskonditioner, foretager modellen en ny termodynamisk beregning uden hensynstagen til de ejektordimensioner, der blev fastlagt i forrige beregning.

Analyse af ejektorkompressionsprocessen udført vha. af den analytiske model viser, at det ved optimalt design af ejektoren teoretisk er muligt at forbedre ejektorens COP i designpunktet med ca. 58% (se Figur 4-5).

4.3 Grundlæggende ejektorteori

Ejektoren er en termisk kompressionsmaskine og er kendetegnet ved, at den bruger trykforskellen mellem to områder som drivkraft for at sammenpresse gas, der kommer fra et tredje område. I det følgende fremstilles den grundlæggende teori bag processen vedrørende ejektorkompression. Til det formål er reference [1] og [4] blevet brugt i stor udstrækning.



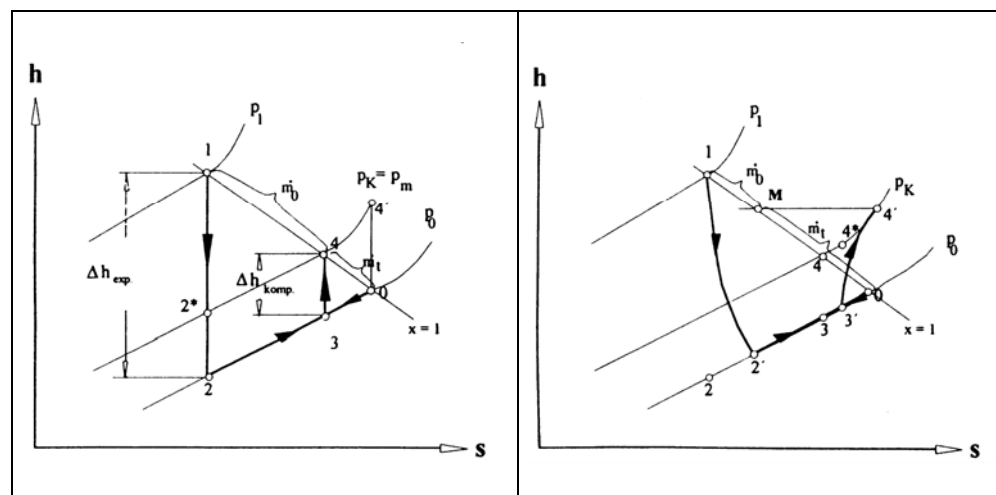
Figur 4-1: Princippet bag ejektoren

4.3.1 Ejektordesign og arbejdsprincip

Fra en mekanisk synsvinkel er en ejektor en temmelig enkel kompressionsmaskine i sammenligning med normale stempel- og rotationskompressorer. Den indviklede del af en ejektor ligger i udformningen af dysen/blandingskammeret samt i dimensioneringen af blandingskammeret, udgangen og diffusoren. Forholdet mellem disse tre mellemrum er af stor betydning, når en effektiv ejektor skal fremstilles. Specielt er udgangen teoretisk set meget vanskelig at udforme på grund af chokbølgen, som findes i dette område (Figur 4-1).

4.3.2 Ejektoreffektivitet

Udviklingen af en teoretisk ejektorkompressionsmodel er meget kompliceret, og det skyldes især ændringerne fra supersonisk til subsonisk flow og de dermed forbundne chokbølgefænomener i flowet. Derfor er det meste af vor tids viden baseret på empiriske undersøgelser, og i de senere år er der blevet introduceret computere med CFD-programmer. Ved at indføre nogle antagelser som f.eks. konstant tryk gennem blandingskammeret bliver det dog muligt at opstille nogle grundlæggende beregningsmetoder.



Figur 4-2a: Isentropisk ejektor-kompressionsproces

b: Den sande ejektor-kompressionsproces

Figur 4-2a viser den idealiserede ejektorkompressionsproces i et h - s -diagram. Drivdampen udvider sig fra tilstand 1, idet den optræder i blandingskammeret ved tilstand 2. I blandingskammeret blander den udvidede drivdamp sig med indsuigningsflowet, som kommer fra fordampere ved tilstand 0. Denne proces forekommer ved et antaget konstant tryk gennem blandingskammeret, og ved tilstand 3 når den udgangen af blandingskammeret med to fuldstændig blandede flow. Endelig gennemgår det blandede flow en trykstigning i diffusoren, og ved tilstand 4 nås et tryk svarende til modtrykket ved slutningen af diffusoren. På grund af ovenstående formodning om konstant tryk i blandingskammeret kan den nøjagtige placering af punkt 3 på linie 2-0 udledes ved at bruge ligningen:

$$c_t \cdot m_t + c_0 \cdot m_0 = c_{mix} \cdot m_{mix}$$

⇓

$$\frac{m_t}{m_0} = \frac{1}{\frac{c_t}{c_{mix}} - 1} \quad \text{idet det antages at } c_0 \approx 0 \text{ (hastighed ved}$$

indsuigningsindløb)

⇓

$$\frac{m_t}{m_0} = \frac{1}{\sqrt{\frac{\Delta h_{exp}}{\Delta h_{comp}}} - 1} \quad \text{idet } c_t = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{exp}} \text{ og } c_{mix} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{comp}}$$

hvor

c_t :	hastighed for drivdampen i blandekammeret [m/s]
c_0 :	hastighed af indsuigningsdampen i blandekammeret [m/s]
c_{mix} :	hastighed af blandingsdampen efter blandekammeret [m/s]
m_t :	drivdampsmasseflow [kg/s]
m_0 :	indsuigningsmasseflow [kg/s]
m_{mix} :	blandingsmasseflow [kg/s] = $m_t + m_0$

I Figur 4-2b er tab i dyse og diffusor medregnet, og det viser det sande procesdiagram. Disse tab omfatter især chokbølgetab forårsaget af subsoniske til supersoniske flowændringer i dysen, og i udgangen findes den modsatte reaktion. Disse tab er kombinerede i en ejektor performance koefficient, λ , defineret som produktet af dyseeffektiviteten η_{exp} og diffusorffektiviteten η_{comp} . På baggrund af den idealiserede ejektorkompressionsproces og denne faktor λ , er der udviklet en sammenhæng, der beregner det specifikke forbrug af drivdamp.

$$\lambda = \eta_{exp} \cdot \eta_{comp}$$

$$\eta_{exp} = \frac{h_{exp, reel}}{h_{exp}} = \frac{h_1 - h_2'}{h_1 - h_2} \quad \text{og} \quad \eta_{comp} = \frac{h_{comp}}{h_{comp, reel}} = \frac{h_{4*} - h_3'}{h_{4'} - h_3'}$$

Herved kan det reelle masseforhold bestemmes som:

$$\frac{m_t}{m_0} = \frac{1}{\sqrt{\lambda \cdot \frac{\Delta h_{exp}}{\Delta h_{comp}} - 1}}$$

Massestrømsforholdet kan direkte benyttes til beregning af ejektorens forhold mellem ydet kuldeeffekt og tilført varmeeffekt (=COP):

$$COP_{Ejector} = \frac{m_0 \cdot (h_0 - h_{4,liq})}{m_t \cdot (h_1 - h_{4,liq})}$$

hvor

- m_t : drivdamp masseflow [kg/s]
- m_0 : indsugnings masseflow [kg/s]
- Δh_{exp} : enthalpi differens under ekspansionen ved ideel proces = $h_1 - h_2$ [kJ/kg]
- Δh_{comp} : enthalpi differens under kompressionen ved ideel proces = $h_4 - h_3$ [kJ/kg]
- h_0 : enthalpi ved fordamper tryk og mættet vanddamp [kJ/kg]
- h_1 : enthalpi ved dampgenerator tryk og mættet vanddamp [kJ/kg]
- h_2 : enthalpi ved ideel expansion [kJ/kg]
- h_2' : enthalpi ved reel expansion [kJ/kg]
- h_3 : enthalpi ved blanding efter ideel expansion [kJ/kg]
- h_3' : enthalpi ved blanding efter reel expansion [kJ/kg]
- h_4 : enthalpi ved ideel kompression af blanding efter ideel expansion [kJ/kg]
- h_4^* : enthalpi ved ideel kompression af blanding efter reel expansion [kJ/kg]
- h_4' : enthalpi ved reel kompression af blanding efter reel expansion [kJ/kg]
- $h_{4,liq}$: enthalpi (væske) efter kondensering [kJ/kg]
- λ : performance faktor = 0,66 - 0,70 jfr. /Plank bind 5/

Som det fremgår af ovenstående, kan COP for den reelle ejektorkompressionsproces udledes direkte fra det specifikke forbrug af drivdamp som entalpiforskellene i fordamper og dampgenerator ganget med henholdsvis masseflow af indsugning og masseflow af drivdampen.

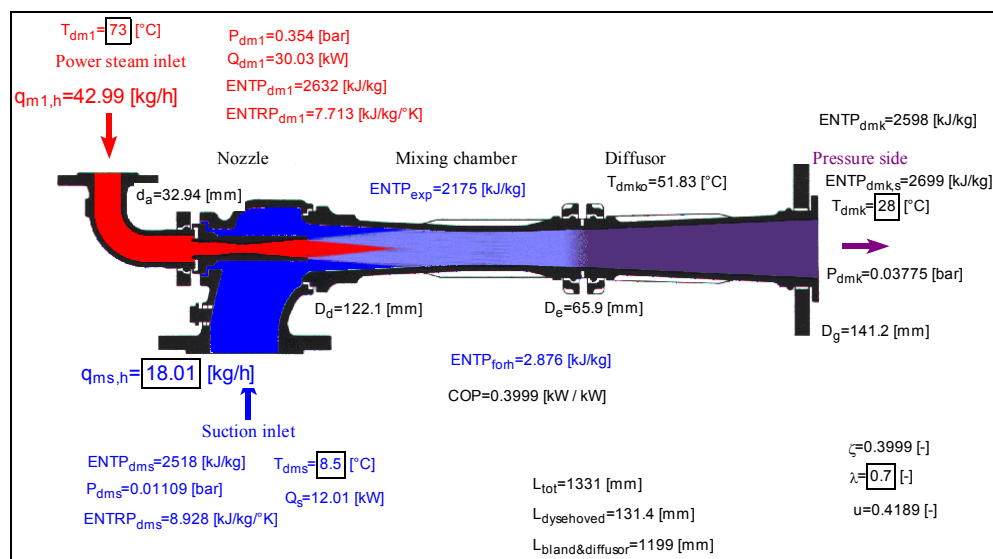
En ren termodynamisk sammenligning af den reelle ejektorkompressionsproces og en ideel dampdrevet ekspansion-kompressionsproces (expressor), hvor der ingen opblanding er mellem det drivende og det drevne medie, kan beskrives ved η_{th} :

$$\eta_{th} = \frac{\left(\frac{m_0}{m_t}\right)_{real}}{\left(\frac{m_0}{m_t}\right)_{th}} = \frac{\sqrt{\lambda \cdot \frac{\Delta h_{exp}}{\Delta h_{comp}} - 1}}{\frac{\Delta h_{exp}}{\Delta h_{comp}} - K} \quad \text{Hvor } K = \frac{h_{2^*} - h_2}{h_{4'} - h_0}$$

Denne virkningsgrad (η_{th}) udtrykker ejektorens performance ifht. en ideel proces uden opblanding og dermed uden tab bl.a. pga. impulsudveksling.

4.3.3 Analytisk beregningsmodel

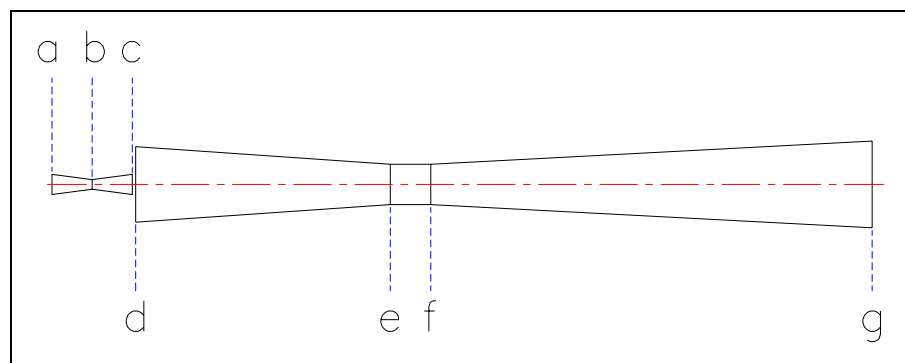
Med baggrund i ovenstående ejektorteori og det deraf udledte formsæt er der i programmet "Engineering Equation Solver" opstillet en beregningsmodel, der ud over de termodynamiske beregninger også beregner ejektorens geometriske mål på grundlag af de opgivne driftsparametre. Figur 4-3 viser beregningsmodellens brugerflade, hvor der er mulighed for at indtaste mætningstemperaturen i dampgeneratoren, i fordamperen og i kondensatoren samt kuldeydelsen i form af massestrømmen af damp fra fordamperen. Udskrift af beregningsmodellen er vedlagt som bilag C.



Figur 4-3: Skærmsprint af beregningsmodellens brugerflade

Ejektorens geometriske mål bestemmes ud fra følgende snitflader med reference til Figur 4-4:

- Drivdyse, tilgang
- Drivdyse, kværk
- Drivdyse, udgang
- Ejektorrør, tilgang af konisk del
- Ejektorrør, udløb af konisk del, begyndelse af cylindrisk del
- Ejektorrør, udløb af cylindrisk del, tilgang til diffusor
- Ejektorrør, udløb af diffusor



Figur 4-4: Skitse af ejektorens opbygning

Til verificering af de geometriske beregninger blev resultaterne fra den analytiske model sammenlignet med de fysiske dimensioner på ejektoren

anvendt i forbindelse med forsøgsanlægget. Input til beregningsmodellen er identiske med de driftsdata, leverandøren har anvendt ved dimensioneringen af ejektoren. I Tabel 4-1 er resultaterne fra modellen sammenlignet med ejektorens faktiske dimensioner. Ejektorens faktiske dimensioner, der er bestemt vha. manuel opmåling, kan være behæftet med en mindre fejlmargen. Afvigelserne mellem ejektorens faktiske dimensioner og de beregnede varierer fra -31% ved drivdysens tilgangsdiameter og op til +15% ved diffusorens udløbsdiameter. De beregnede ejektordimensioner er anvendt til den første CFD-model, og her viser resultaterne en relativ stor afvigelse mellem ejektorens termodynamiske egenskaber beregnet vha. den analytiske og den numeriske model (se evt. kapitel 5.4.4). De geometriske mål bestemt via den analytiske model syntes derfor ikke umiddelbart egnede til dimensionering af ejektorer.

Alle mål i millimeter	Körting	Beregningsmodel	Afvigelse
Afstand: a - b	63	66	+5%
Afstand: b - c	75	66	-12%
Afstand: d - e	378	416	+10%
Afstand: e - f	105	66	-37%
Afstand: f - g	803	721	-10%
Diameter: a	48	33	-31%
Diameter: b	15	16	+7%
Diameter: c	43	33	-23%
Diameter: d	108	124	+15%
Diameter: e	60	66	+10%
Diameter: f	60	66	+10%
Diameter: g	125	142	+14%

Tabel 4-1: Sammenligning af forsøgejektorens faktiske dimensioner og dimensionerne bestemt vha. den analytisk beregningsmodel

Som det ses af Tabel 4-2 er der god overensstemmelse mellem de termodynamiske egenskaber oplyst af leverandøren og resultaterne fra den analytiske model. Foretages en sammenligning mellem de målinger, der er foretaget i forbindelse med forsøgsanlægget og resultaterne fra den analytiske model, er der som det fremgår af Tabel 4-2 en afvigelse på forholdet mellem massestrømmen af damp fra fordamperen og dampgeneratoren på 17%. Afvigelsen skyldes, at massestrømmen fra fordamperen ifølge den analytiske model er ca. 6% bedre end faktisk målt samtidig med, at massestrømmen fra dampgeneratoren ifølge modellen er 9% mindre en faktisk målt. Valideringen af måledataene er nærmere beskrevet i kapitel 3.5.2.

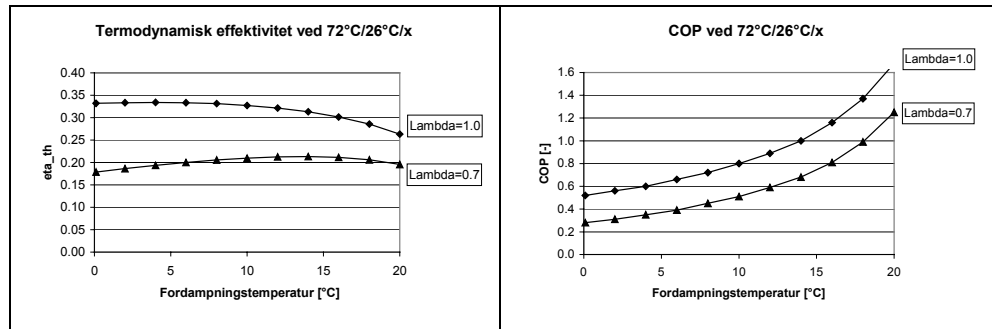
	ps [mbar]	ms [kg/h]	ptr [mbar]	Mtr [kg/h]	pc [mbar]	ms/mtr [-]
Leverandørdata	11,2	18,9	352	42,8	37,6	0,44
Analytisk model	11,0	18,0	354	43,0	37,7	0,42
Afvigelse	-2%	-5%	0%	0%	0%	-5%
T1 måling	11,2	17,0	352	47,5	36,6	0,36
Analytisk model	11,0	18,0	354	43,0	37,7	0,42
Afvigelse	-2%	+6%	0%	-9%	+3%	+17%

Tabel 4-2: Sammenligning mellem Körting data, målinger foretaget hos Teknologisk Institut og resultater fra den analytiske beregningsmodel, hvor:

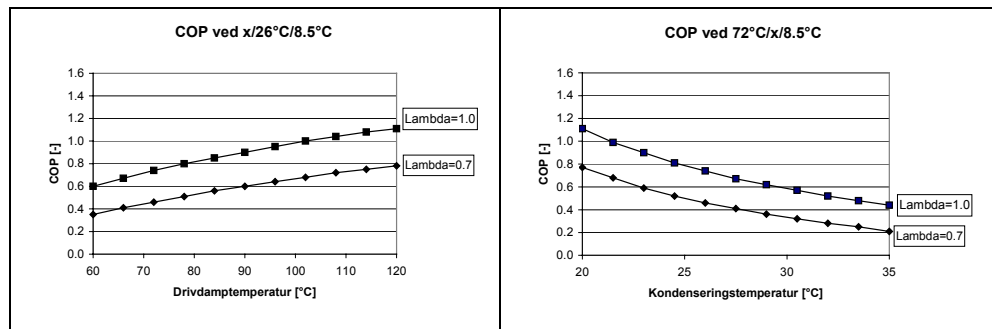
p_s er trykket i fordamperen, m_s er massestrømmen af damp fra fordamperen, p_{tr} er trykket i dampgeneratoren, m_{tr} er massestrømmen af damp fra dampgeneratoren og p_c er trykket i kondensatoren

4.4 Optimal ejektordesign (teoretisk)

Med baggrund i den endimensionelle teori for ejektoren kan der beregnes en optimal ejektor for en vilkårlig kombination af $t_0/t_k/t_i$. Til hvert punkt vil ejektorens geometri være forskellig, da ejektorens geometri kun er optimal i designpunktet. Teorien for performance i vilkårlige driftssituationer er derfor reelt baseret på en ejektor med "variabel geometri".



Figur 4-5: a) Termodynamisk effektivitet som funktion af fordampningstemperatur og λ b) COP som funktion af fordampningstemperatur og λ



Figur 4-6: a) COP som funktion af drivdamptemperatur ved $\lambda=0.7$ b) COP som funktion af kondenseringstemperatur ved $\lambda=0.7$

I Figur 4-5 vises både COP og den termodynamiske effektivitet η_{th} som en funktion af fordampningstemperaturen (t_0) og ejektor performance koefficienten λ . I begge diagrammer holdes drivdamp- og modtrykket konstant. Det fremgår, at ejektoren opnår en termodynamisk effektivitet på ca. 0,20 og en COP på 0,46, hvis den er designet til demonstrationsanlæggets betingelser ($t_0/t_k/t_i = 8,5^\circ\text{C}/26^\circ\text{C}/72^\circ\text{C}$) og under antagelse at $\lambda = 0,7$. Hæves λ fra 0,7 til 1,0, hvorved den teoretisk optimale ejektorkompressionsproces opnås, stiger COP fra 0,46 til 0,73 en forbedring af COP på ca. 58%.

I dette designpunkt arbejder ejektoren med en lavere termodynamisk effektivitet og COP end ved en absorptionscyklus, som ved samme konditioner vil have en COP på mellem 0,6 og 0,7. Ikke desto mindre adskiller ejektoren sig fra absorptionscyklussen med hensyn til indsugnings- og modtrykkets indflydelse på processens effektivitet. Absorptionscyklussen COP viser kun mindre afhængighed af ændringer i kondensations- og indsugningstryk, mens ejektoren er betydelig afhængig af disse tryk, og dens effektivitet forbedres betydeligt ved stigende indsugningstryk/faldende

modtryk. Dette fremgår af Figur 4-6, som viser ejektorens COP-forbedring på ca. 7% pr. grad ved stigende ind sugningstemperaturen i henhold til $\lambda=0,7$ kurven. Tilsvarende afhængighed ses af modtrykket, idet COP hæves ca. 7% pr grad kondenseringstemperaturen sænkes. Afhængigheden af drivtrykket er ca. 3% pr. grad, idet COP stiger ved øget drivtemperatur. Ved gunstige driftsforhold kan en COP på op til 1,8 være realistisk (ved designkonditioner: $t_0/t_k/t_i = 16^\circ\text{C}/20^\circ\text{C}/72^\circ\text{C}$ og under antagelse at $\lambda = 0,7$).

Virkningsgrader og COP ved drift uden for designpunktet for en given ejektor kan ikke estimeres ud fra den endimensionelle model, men kræver i stedet måledata f.eks. leverandørdata. Det er dog klart, at tendensen for ændringer af COP ved varierende konditioner ($t_0/t_k/t_i$) følger teorien for design.

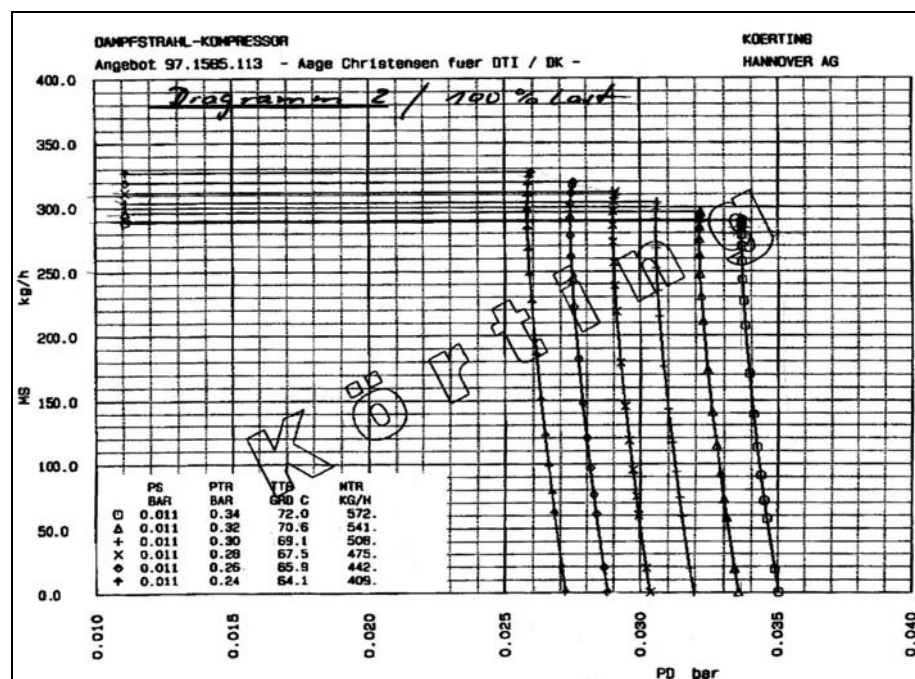
Dette fører til konklusionen, at når den rigtige styrestrategi vælges, så ejektoren altid kører optimalt i den givne driftssituation, kan der opnås en gennemsnitlig COP, der er væsentlig højere end ved designpunktets COP. Der opnås mere af disse afhængigheder ved delast og driftsforhold med lave omgivende temperaturer. Den praktiske styringsstrategi er beskrevet andetsteds i denne rapport.

4.5 Ejektorens COP i praksis

Ejektorens COP vil i praksis være bestemt af ejektorens fysiske udformning, og det forventes, at virkningsgraderne (beskrevet med $\lambda\lambda$) er lavere for OFF designkonditioner end i selve designpunktet. Ved OFF design er ejektorens performance udelukkende baseret på Körtings empiriske data, og disse vil ved sammenligning med teorien for den optimale ejektor afsløre hvorledes OFF design data fremstilles.

Følgende tre ejektorer benyttes gennem projektet:

1. HKV-200 kW ejektor, designpunkt: $t_e=8,5^\circ\text{C}$ $t_c = 26^\circ\text{C}$, $t_t= 72^\circ\text{C}$
2. HKV-100 kW ejektor, designpunkt: $t_e=8,5^\circ\text{C}$ $t_c = 30^\circ\text{C}$, $t_t= 72^\circ\text{C}$
3. Demo-13 kW ejektor, designpunkt: $t_e=8,5^\circ\text{C}$ $t_c = 28^\circ\text{C}$, $t_t= 73^\circ\text{C}$



Figur 4-7: Driftskaracteristikkene for 200 kW HKV-ejektor ved $t_e=8,5^\circ\text{C}$

Fra Figur 4-7 kan der uddrages meget om de principper, der bruges til at betjene en ejektor mest effektivt. I diagrammet ses ejektorens sugemassestrøm som funktion af kondensatortrykket ved forskellige drivdamptryk og 11 mbar ($=8,5^\circ\text{C}$) fordampningstryk. Hver kurve repræsenterer et givent drivdamptryk, og det ses, at for en given drivdamptryk er sugemassestrømmen (MS) konstant, indtil kondenseringstemperaturen overstiger et givet niveau. F.eks. ved 72°C drivdamp er $MS=290\text{ kg/h}$ ($=194\text{ kW}$) ved kondenseringstryk under 33,6 mbar ($=26^\circ\text{C}$), mens ejektoren staller, og MS falder momentant til 0 kg/h, hvis kondenseringstrykket øges yderligere. Sænkes drivdamptemperaturen til f.eks. $69,1^\circ\text{C}$, staller ejektoren allerede ved 30,6 mbar ($=24,4^\circ\text{C}$) kondenseringstryk.

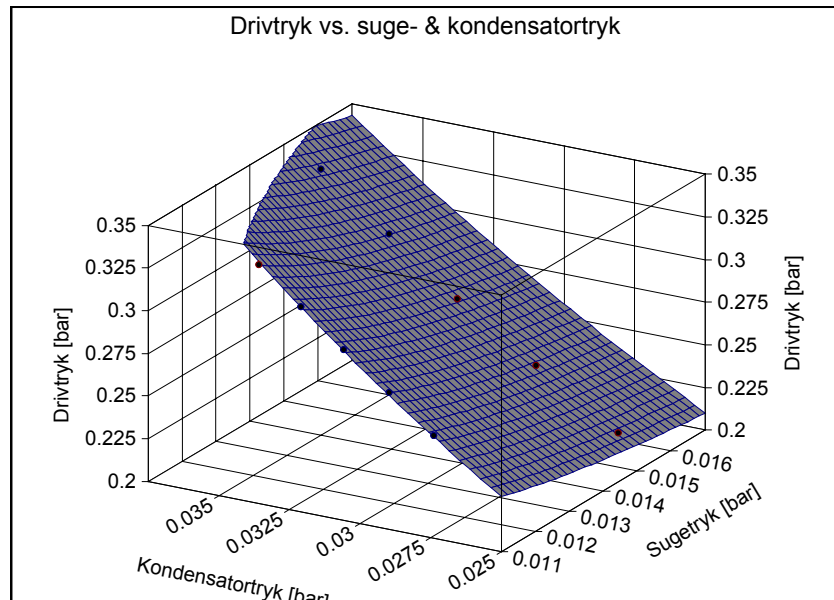
Den optimale drivdamptryk ved et givent kondenseringstryk vil derfor altid være i selve stillingspunktet. En højere drivdamptryk vil ikke øge sugemassestrømmen og blot bevirke, at kondenseringstrykket stiger, og COP sænkes. En lavere drivdamptryk end ved stillingspunktet vil ikke kunne drive ejektoren, idet den er stallet. På tabelform ser sammenhængen mellem kondenserings- og drivdamptryk for $8,5^\circ\text{C}$ fordampningstryk ud som i Figur 4-8.

Kondenserings-temperatur t_c	Drivdamp-temperatur t_t
26,0 °C	72,1 °C
25,2 °C	70,6 °C
24,4 °C	69,2 °C
23,6 °C	67,6 °C
22,6 °C	65,9 °C

Figur 4-8: Optimal drivdamptryk ved givent kondenseringstryk ved $8,5^\circ\text{C}$ fordampningstryk for 200 kW ejektor jfr. Körting

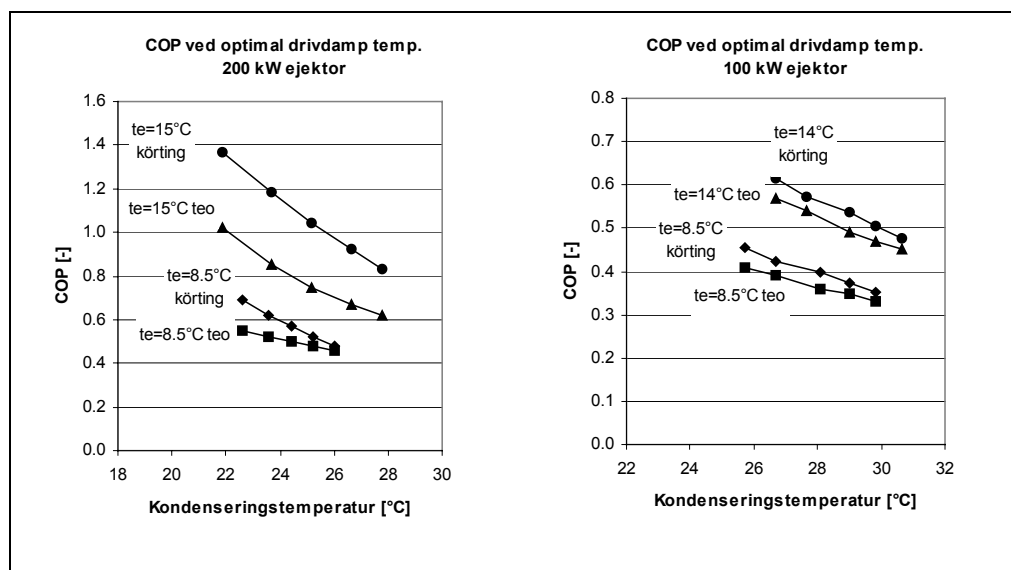
Hvis drivdamptrykket generelt får lov til at følge modtrykket nedad, så det er optimalt i hvert driftspunkt, er det muligt at beholde ejektoren i stillingspunktet ved den maksimale COP hele tiden.

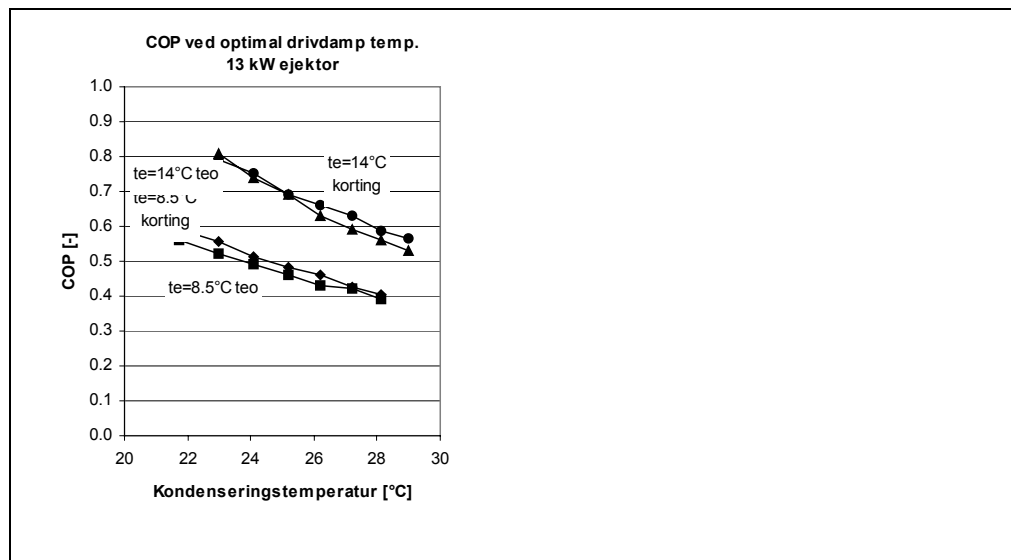
Dermed kan en foretrukket arbejdskurve for ejektoren dannes. Da det optimale drivdamptryk også afhænger af indsugningstrykket, kan "den foretrukne trykforholdskurve" udvides til en tredimensional overfladekurve (se Figur 4-9). Denne kurve kan bruges til at illustrere det foretrukne forhold mellem de tre tryk for at opnå det maksimale COP.



Figur 4-9: Optimale forhold mellem p_k , p_0 og p_k , som fører til den højest mulige ejektoreffektivitet for 200 kW ejektor

Ved sammenligning af performancekurverne for OFF designdrift med de teoretiske performancekurver for $\lambda=0.7$ (se Figur 4-10) fremgår det, at en given ejektor ifølge leverandøren generelt har bedre COP end den teoretiske ejektor med "variabel geometri". Ved 200 kW ejektor ses en reel stigning i COP ifht. teorien ved alle andre konditioner end design ($8,5^\circ\text{C}/26^\circ\text{C}/72^\circ\text{C}$). Forskellen i COP er 5-40% svarende til en virkningsgrad på $\lambda 0,73$ til 1,0.





Figur 4-10: Sammenligning mellem teoretisk COP og leverandørdata i stillingspunkterne, dvs. ved optimale driftsbetingelser

Ved 100 og 13 kW ejektorerne er COP 5-10% større end teoretisk svarende til, at virkningsgraden generelt er 0,73 til 0,77

Generelt er det overraskende, at COP (og dermed virkningsgraden λ) er større dels i designdrift og dels i OFF designdrift jfr. leverandøren, og specielt er det overraskende, at 200 kW ejektoren er væsentlig bedre i OFF design end i designpunktet. Da det ikke afspejles af alle de undersøgte ejektorer, er det ikke muligt at konkludere noget herudfra.

5 Numerisk analyse af ejektoren

5.1 Indledning

Efter endt litteratursøgning og gennemlæsning var det muligt at opstille en række relativt simple statiske beregningsmodeller, der beskriver ejektorens funktion. Med baggrund i den erhvervede viden blev markedet for CFD-software undersøgt, og to mulige leverandører blev udvalgt for nærmere gennemgang. Valget faldt på det amerikanske CFX Tascflow, der bl.a. anvendes hos pumpefabrikanten Grundfos A/S. I forbindelse med valget af CFD-software blev det pga. softwarens kompleksitet besluttet at ansætte en specialist på området.

5.2 Sammenfatning og konklusion

CFD-softwaren inderholder en række prædefinerede modeller, der under beregningsprocessen anvendes til at beskrive vanddampens stofegenskaber under de stærkt varierende konditioner, hvor der i ejektoren både forekommer chok, overlydshastighed, punktvis kondensering og fordampning. For at opnå et brugbart resultat af CFD-beregninger er det altafgørende, at disse prædefinerede modeller og CFD-softwaren kan håndtere de ekstreme strømnings- og trykvariationer, der forekommer i ejektoren. Til trods for at problemet har været præsenteret og diskuteret i forbindelse med en række CFD-brugergruppemøder samtidig med, at der naturligvis har været et tæt samarbejde mellem Teknologisk Institut og leverandøren af CFD-softwaren, har det ikke været muligt at finde en optimal løsning.

Den første numeriske model blev opbygget omkring en simpel ejektorgeometri frembragt vha. den analytiske beregningsmodel, der er nærmere beskrevet i kapitel 4.3.3. Den numeriske model blev givet de samme randbetingelser som den analytiske model. Sammenligning af resultaterne fra analytiske og numeriske beregningsmodeller viser en afvigelse på forholdet mellem massestrømmen fra fordamperen og dampgeneratoren på ca. -10%. En endnu større afvigelse fremkommer ved sammenligning af det kondensatortryk, hvor massestrømmen fra fordamperen falder momentant til nul, også kaldet stallingspunktet. Ifølge den analytiske model ligger ejektorens stallingspunkt ved et tryk på 34 mbar, mens stallingspunktet ifølge den numeriske model ligger ved ca. 24 mbar, en afvigelse på -29%. Årsagen til de relative store afvigelser ligger i den analytiske model, der først ud fra de givne driftsbetingelser beregner ejektorens termodynamiske egenskaber og derefter beregner ejektorens geometriske mål. De geometriske mål påvirker således ikke de termodynamiske egenskaber i den analytiske model, men i den numeriske model indgår de som input, og de har derfor altovervejende betydning for modellens resultater. De geometriske beregninger i den analytiske model må derfor anses som ikke egnede til endelig dimensionering af ejektorer.

5.3 Problemformulering

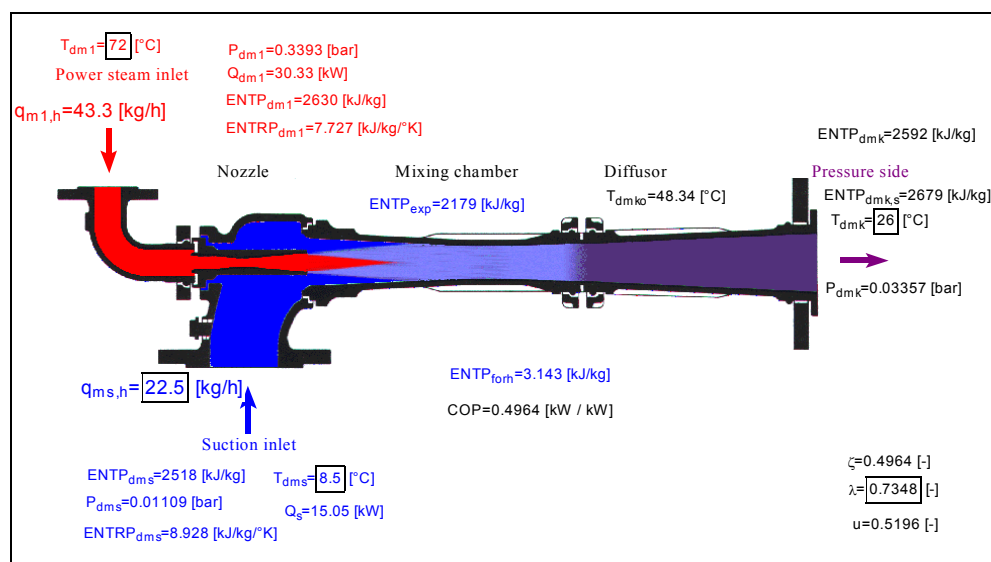
Formålet med projektet er at vise, at det er muligt at simulere de komplekse turbulente kompressible strømninger, der optræder i en ejektor ved forskellige sugetemperaturer og med forskellige modtryk. Yderligere er formålet at vise, at det er muligt at simulere ejektorkarakteristikken, der har konstant sekundær/primær masseflowforhold som funktion af modtrykket i udløbet af ejektoren til et givet kritisk tryk opnås, hvorefter kurven nærmest lodret bøjer af mod nul.

Projektet afgrænses til indledningsvis at undersøge en idealiseret ejektorgeometri og efterfølgende undersøge en given fysisk geometri, som også anvendes til at verificere CFD-beregningerne. Den idealiserede ejektor undersøges for fire sugetemperaturer, hvor karakteristikken fastlægges. Der simuleres med vanddamp som real gas, og der anvendes en ligevægtsmodel for tilstandsstørrelserne, og turbulensen i strømmingen modelleres vha. en $k-\epsilon$ model.

5.4 CFD-simulering på idealiseret geometri

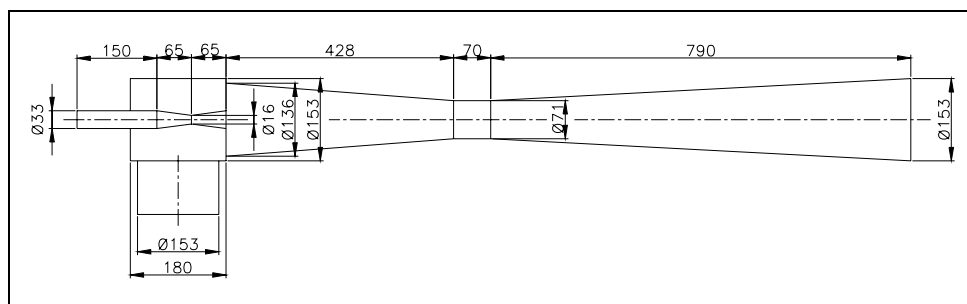
I følgende kapitel beskrives den numeriske model, der anvendes til at simulere en idealiseret ejektor. Ejektorens dimensioner er fastlagt ud fra det analytisk modelberegningsprogram (nærmere beskrevet i kapitel 5). Nedenstående input til beregningsmodellen er baseret på de medfølgende leverandørdata fra den første ejektor (200 kW) installeret på demonstrationsanlægget i Herning:

- Drivtryk 340 mbar svarende til 72°C mætningstemperatur
- Sugetryk 11 mbar svarende til 8,5°C mætningstemperatur
- Modtryk 34 mbar svarende til 26°C mætningstemperatur
- Massestrøm af drivdamp 43,3 kg/h svarende til 30 kW



Figur 5-1: Skærmbillede fra beregningsmodel med ovenstående input

Figur 5-1 viser skærmbilledet fra beregningsmodellen, hvor de indrammede værdier er input, og de resterende værdier er output. Ud over de på skærmbilledet anført in- og output beregner programmet også ejektorens overordnede fysiske dimensioner.



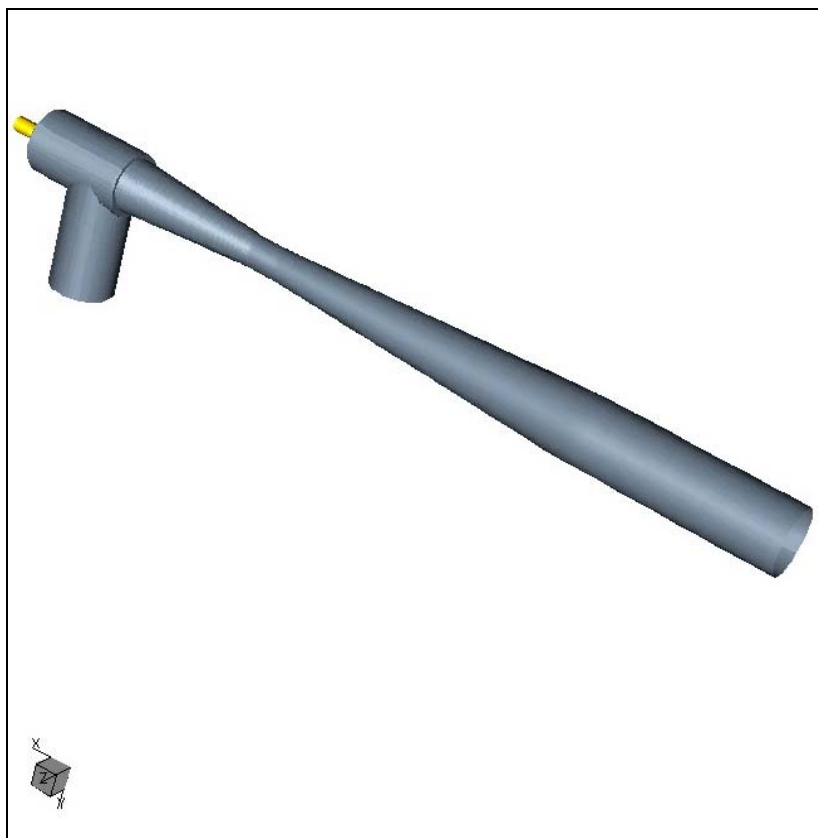
Figur 5-2: Dimensioner på idealiseret ejektor

På baggrund af de i Figur 5-2 anførte dimensioner er der i ProEngineer konstrueret en solid model af ejektoren, som danner grundlag for netgenereringen.

5.4.1 Numerisk model

CFD-geometri

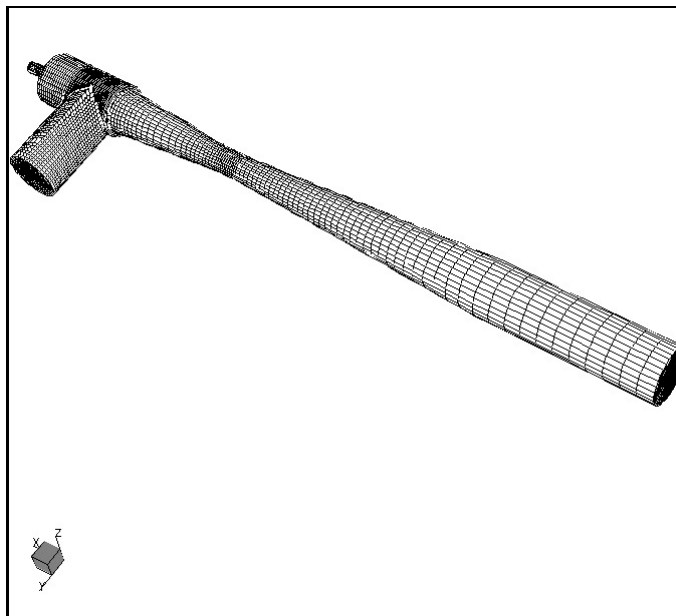
CAD-modellen af ejektoren er konstrueret i ProEngineer, hvor overfladerne, der er i kontakt med fluiden, er eksporteret som IGES flader og efterfølgende importeret i netgenereringsprogrammet. CFD-geometrien af ejektoren ses i Figur 5-3.



Figur 5-3: Overfladerne af ejektoren, der er i kontakt med fluiden

Netgenerering

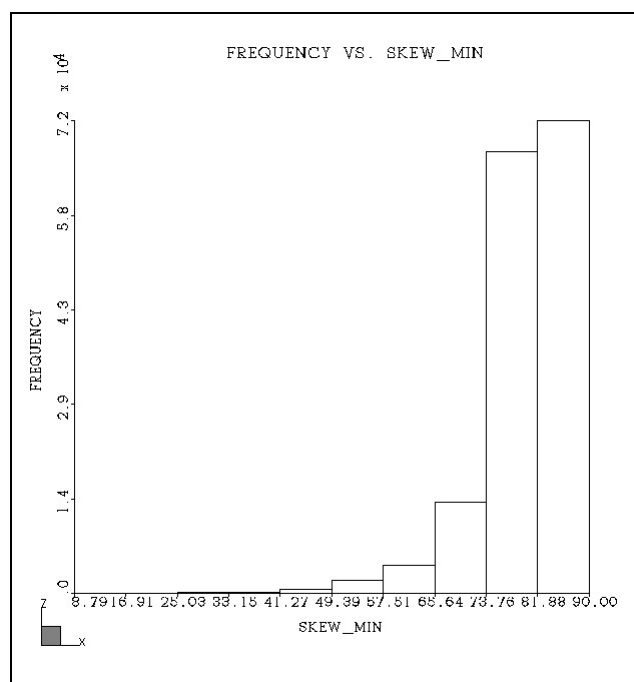
Nettet er genereret i Powermesh af AEA Technology GmbH i Otterfing på baggrund af IGES fladerne fra ProEngineer og består af syv blokke med i alt 216.315 celler. Nettet ses i Figur 5-4:



Figur 5-4: Beregningsnet for ejektor

Der anvendes et General Grid Interface (GGI) ved overgangen mellem sugestudsens og hovedrøret omkring Laval-dysen. Begrundelsen for at anvende et GGI interface er, at nettet ikke behøver at genereres ud fra en sammenhængende bloktopologi, da "non-matching" blokgrænser kan sættes sammen uden hensyntagende til antallet af knudepunkter og distribuering.

Kvaliteten af nettet i Figur 5-4 ses i Figur 5-5 i form af skævheden af cellerne i nettet.



Figur 5-5: Histogram over skævheden af cellerne

Minimumsskævheden er 8,79 grader, og maksimum er 172 grader. 51 celler har vinkler under 20 grader. Det anbefales i CFX Tascflow at undgå celler med vinkler under 20 grader, da dette kan påvirke konvergens af

løsningen. Generelt gælder det, at jo mere ortogonalt nettet er, jo bedre konvergens kan opnås.

Aspect ratio for nettet, der udtrykker længde-/højdeforholdet for cellerne, går fra 1,06 til 32,1. Her gælder tilsvarende, at for store aspect ratios kan give konvergens problemer. Generelt gælder det, at aspect ratios over 100 bør undgås.

5.4.2 Randbetingelser

BOUNDARY CONDITIONS				
8.6 Degree celcius	MAIN INLET	SECONDARY INLET		WALLS
Total pressure	37731	935	[Pa]	Adiabatic wall Smooth wall Log-law
Total enthalpy	2635900	2512060	[J/kg]	
Turbulence intensity	3	3	[%]	
Eddy length scale	0.001	0.001	[m]	
10.9 Degree celcius	MAIN INLET	SECONDARY INLET		
Total pressure	37731	1230	[Pa]	
Total enthalpy	2635900	2519420	[J/kg]	
Turbulence intensity	3	3	[%]	
Eddy length scale	0.001	0.001	[m]	
14.0 Degree celcius	MAIN INLET	SECONDARY INLET		
Total pressure	37731	1600	[Pa]	
Total enthalpy	2635900	2526760	[J/kg]	
Turbulence intensity	3	3	[%]	
Eddy length scale	0.001	0.001	[m]	
17.7 Degree celcius	MAIN INLET	SECONDARY INLET		
Total pressure	37731	2037	[Pa]	
Total enthalpy	2635900	2534400	[J/kg]	
Turbulence intensity	3	3	[%]	
Eddy length scale	0.001	0.001	[m]	

Tabel 5-1: Randbetingelse for ejektor ved varierende sugetemperatur og modtryk

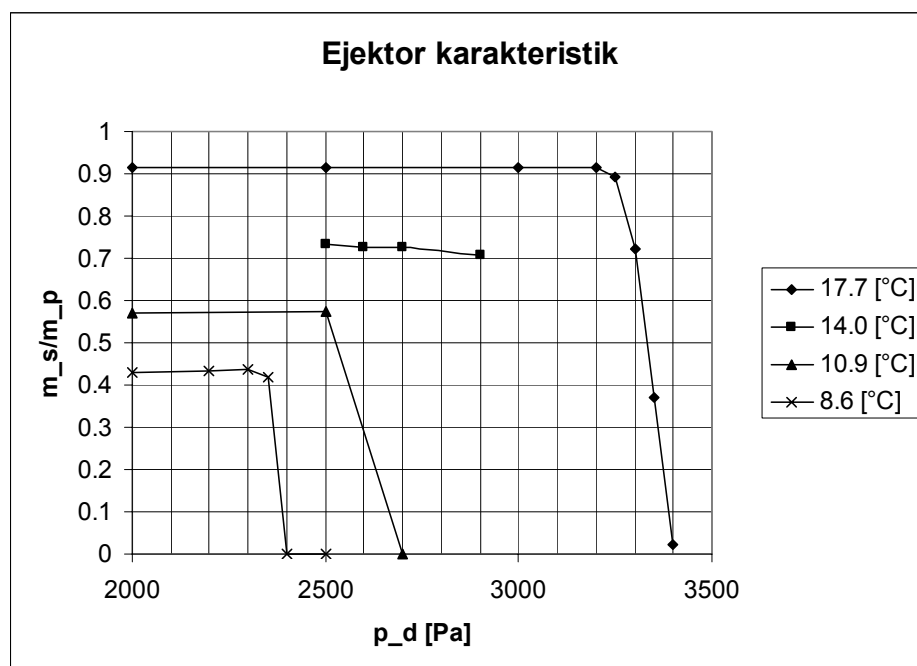
BOUNDARY CONDITIONS							
Constant static pressure over outlet							
8.6 Degree celcius		10.9 Degree celcius		14.0 Degree celcius		17.7 Degree celcius	
2500	[Pa]	2700	[Pa]	2900	[Pa]	2000	[Pa]
2400	[Pa]	2500	[Pa]	2700	[Pa]	2500	[Pa]
2350	[Pa]	2000	[Pa]	2600	[Pa]	3000	[Pa]
2300	[Pa]			2500	[Pa]	3200	[Pa]
2200	[Pa]					3250	[Pa]
2000	[Pa]					3300	[Pa]
						3350	[Pa]
						3400	[Pa]

Tabel 5-2: Randbetingelser for ejektor ved varierende sugetemperatur og modtryk

Tabel 5-1 og Tabel 5-2 viser randbetingelserne, der anvendes for at skabe ejektorkarakteristikken for de fire sugetemperaturer på henholdsvis 8,6°C, 10,9°C, 14,0°C og 17,7°C. Primærindløbet holdes konstant for samtlige simuleringer på et stagnationstryk på 37.731 [Pa] og en stagnationsentalpi på 2.635.900 [J/kg], hvilket svarer til et middelstatisk (termodynamisk) tryk på 37.307 [Pa] og en middelstatisk temperatur på ca. 74°C. For en given sugetemperatur varieres modtrykket i området fra 2.000 til 3.400 [Pa].

5.4.3 Resultater

I følgende afsnit beskrives resultaterne fra simuleringen på den idealiserede ejektorgeometri. Figur 5-6 viser ejektorkarakteristikken for de fire forskellige sugetemperaturer.



Figur 5-6: Ejektorkarakteristik for fire forskellige sugetemperaturer

Som det kan konstateres ud fra Figur 5-6, viser CFD-simuleringerne af ejektorkarakteristikken konstant sekundært/primært massestrømsforhold for en given sugetemperatur, indtil et vist kritisk modtryk opnås, hvorefter kurven nærmest lodret bøjer af mod nul. Dvs. for en given sugetemperatur og et givet kritisk modtryk mister ejektoren næsten øjeblikkeligt sin evne til at suge. Disse karakteristika for ejektoren kendes tilsvarende fra litteraturen over eksperimentelle målinger på forskellige typer af ejektorer, og det kan dermed konstateres, at det vha. CFD er muligt overordnet at simulere en ejektors karakteristika.

I det følgende beskrives resultaterne fra simuleringerne af de respektive sugetemperaturer ved et modtryk på 2.500 [Pa]. Der henvises til et mere komplekst regneark, hvor samtlige massemidlede resultater fra beregningerne forefindes.

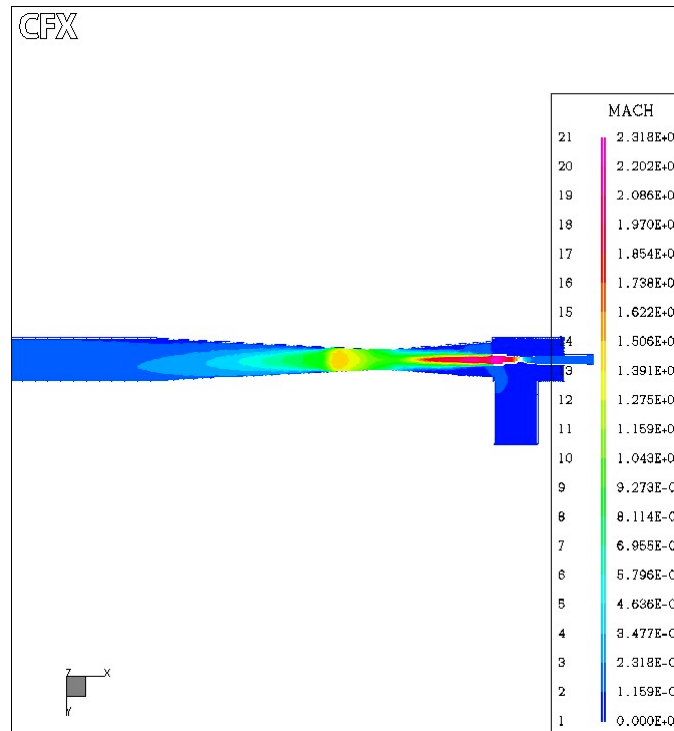
Simulering med 17,7°C i sugetemperatur

De massemidlede resultater over ind- og udløb for CFD-simuleringer ved en sugetemperatur på 17,7°C og et modtryk på 2.500 [Pa] ses i Tabel 5-3.

Results				
17.7 degree celcius and backpressure p_d of 2500 [Pa]				
		Main Inlet	Secondary Inlet	Outlet
Mass flow	[kg/s]	0.011998	0.010976	0.022974
Density	[kg/m3]	0.234616	0.015050	0.016963
Speed	[m/s]	59.94	39.79	76.08
Mach number		0.1306	0.0942	0.1724
Static pressure	[Pa]	37306.88	2024.09	2500.00
Stagnation pressure	[Pa]	37729.34	2037.00	2555.22
Static enthalpy	[kJ/kg]	2634.09	2533.60	2584.21
Stagnation enthalpy	[kJ/kg]	2635.89	2534.40	2587.17
Entropy	[kJ/kg]	7687.07	8712.30	8781.71
Static temperature	[K]	347.11	290.7	318.00
Stagnation temperature	[K]	348.05	291.8	319.69

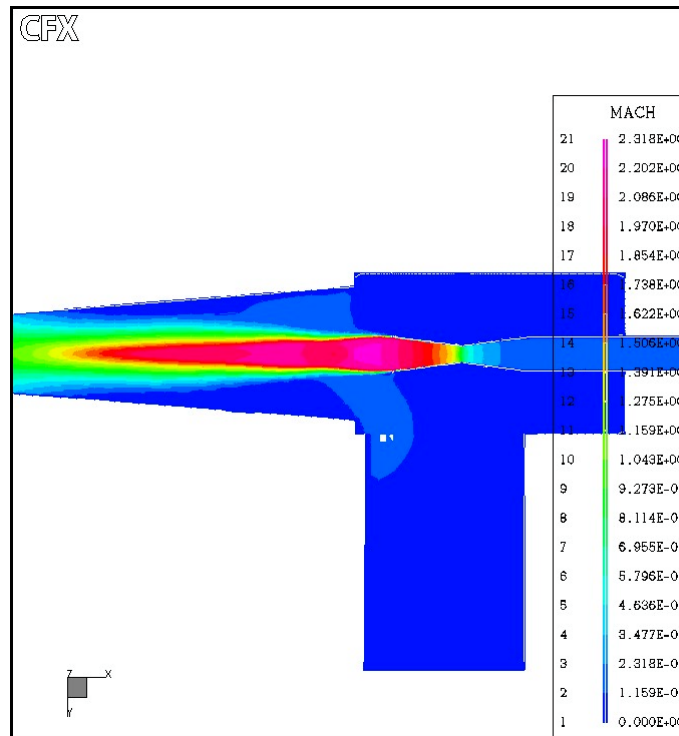
Tabel 5-3: Massemidlede resultater over ind- og udløb ved en sugetemperatur på 17,7°C og et modtryk på 2.500 [Pa]

I Figur 5-7 ses et billede af Mach-tallet i midterplanen gennem ejektoren.



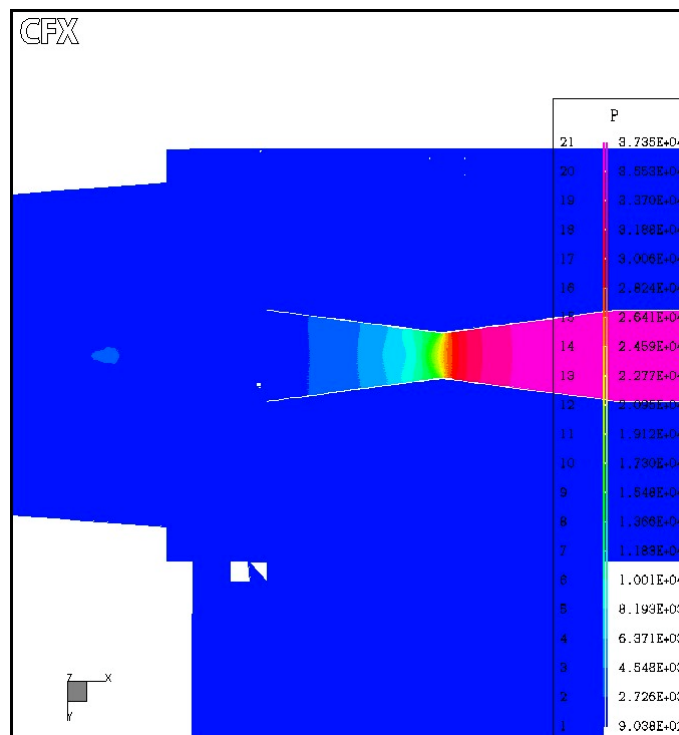
Figur 5-7: Mach-tals fordeling i midterplanen gennem ejektoren

Som det kan ses i Figur 5-7 optræder der et normal chok i Laval-dysen og et skråt chok i blandekammeret. Figur 5-8 viser et nærbillede af chokket i Laval-dysen.



Figur 5-8: Nærbillede af normal chokket i Laval-dysen

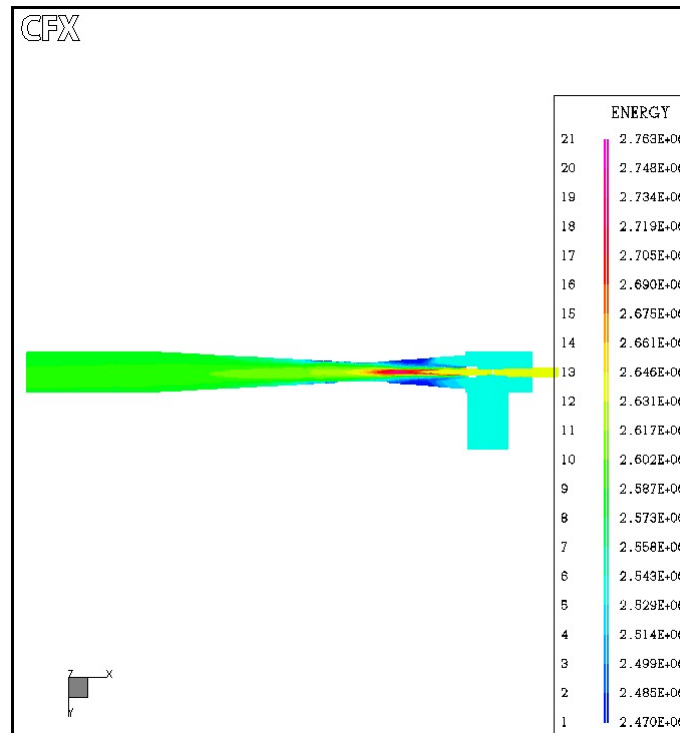
Pga. den meget kraftige acceleration af strømmingen gennem Laval-dysen (op mod Mach 2,3 udløbet af dysen) opstår der en betydelig reduktion i det statiske tryk (se Figur 5-9).



Figur 5-9: Nærbillede af det statiske tryk omkring Laval-dysen

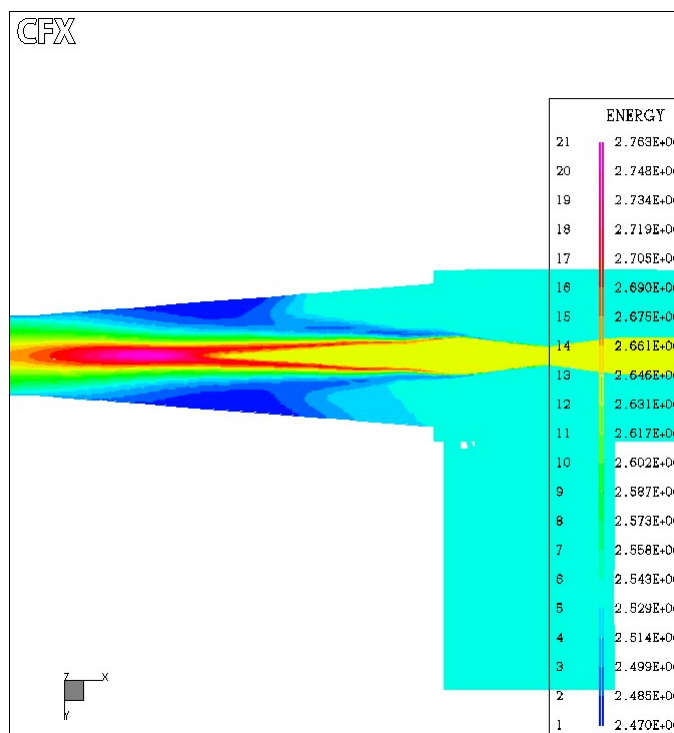
Denne kraftige reduktion i det statiske tryk skaber et middelstatisk tryk over indløbsfladen til blandekammeret, der er lavere end trykket i bunden af sugestudsens, således at der skabes en drivende trykgradient for strømmingen fra sugestudsens og ind i blandekammeret.

Betragtes stagnationsentalpien gennem midterplanen af ejektoren, der ses i Figur 5-10, kan det konstateres, at der, hvor det tabsmæssigt er kritisk, er i blandekammeret.



Figur 5-10: Stagnationsentalpien gennem midterplanen af ejektoren

Grunden hertil skyldes, at der blandes to strømninger med forskelligt energiindhold: en meget varm jetstrøm (højt indhold af impuls) fra Laval-dysen med en kold strømning (med lavt indhold af impuls) fra sugestudsen, og der vil derfor være en kraftig viskos dissipation af mekanisk energi i jetstrømmens grænselag samt en termisk dissipation i forbindelse med varmetransporten mellem den varme og kolde strøm. Det vil derfor være i blandekammeret, at strømningen og dermed blandingen af de to strømninger skal optimeres, hvis ejektorens virkningsgrad skal hæves. Figur 5-11 viser et nærbillede af stagnationsentalpien i blandekammeret.



Figur 5-11: Nærbillede af stagnationsentalpien i blandedekammeret

Simulering med 14,0°C i sugetemperatur

Results				
14.0 degree celcius and backpressure p_d of 2500 [Pa]				
		Main Inlet	Secondary Inlet	Outlet
Mass flow	[kg/s]	0.011998	0.008779	0.020778
Density	[kg/m3]	0.234616	0.012079	0.016880
Speed	[m/s]	59.94	39.65	69.20
Mach number		0.130563	0.094526	0.156406
Static pressure	[Pa]	37306.89	1599.21	2500.00
Stagnation pressure	[Pa]	37729.36	1599.98	2545.00
Static enthalpy	[kJ/kg]	2634.09	2525.97	2587.14
Stagnation enthalpy	[kJ/kg]	2635.89	2526.76	2589.59
Entropy	[kJ/kg]	7687.07	8796.63	8790.92
Static temperature	[K]	347.11	287.0	319.57
Stagnation temperature	[K]	348.05	287.0	320.95

Tabel 5-4: Massemidlede resultater over ind- og udløb ved en sugetemperatur på 14,0°C og et modtryk på 2.500 [Pa]

Simulering med 10,9°C i sugetemperatur

Results				
10.9 degree celcius and backpressure p_d of 2500 [Pa]				
		Main Inlet	Secondary Inlet	Outlet
Mass flow	[kg/s]	0.011998	0.006885	0.018884
Density	[kg/m3]	0.234615	0.009900	0.016743
Speed	[m/s]	59.94	37.95	63.57
Mach number		0.130563	0.091097	0.143226
Static pressure	[Pa]	37306.89	1300.14	2500.00
Stagnation pressure	[Pa]	37729.43	1229.99	2536.71
Static enthalpy	[kJ/kg]	2634.09	2518.69	2591.10
Stagnation enthalpy	[kJ/kg]	2635.89	2519.41	2593.17
Entropy	[kJ/kg]	7687.07	8896.89	8803.58
Static temperature	[K]	347.11	283.9	321.68
Stagnation temperature	[K]	348.05	283.0	322.84

Tabel 5-5: Massemidlede resultater over ind- og udløb ved en sugetemperatur på 10,9°C og et modtryk på 2.500 [Pa]

Simulering med 8,6°C i sugetemperatur

Results				
8.6 degree celcius and backpressure p_d of 2500 [Pa]				
		Main Inlet	Secondary Inlet	Outlet
Mass flow	[kg/s]	0.011998	0.000000	0.011998
Density	[kg/m3]	0.234615	0.008806	0.015689
Speed	[m/s]	59.94	1.79	43.52
Mach number		0.130562	0.004327	0.094747
Static pressure	[Pa]	37306.86	1117.76	2500.00
Stagnation pressure	[Pa]	37729.38	1117.78	2517.25
Static enthalpy	[kJ/kg]	2634.09	2444.99	2634.74
Stagnation enthalpy	[kJ/kg]	2635.89	2444.99	2635.72
Entropy	[kJ/kg]	7687.07	8717.05	8933.47
Static temperature	[K]	347.11	281.6	345.48
Stagnation temperature	[K]	348.05	281.6	344.93

Tabel 5-6: Massemidlede resultater over ind- og udløb ved en sugetemperatur på 8,6°C og et modtryk på 2.500 [Pa]

5.4.4 Sammenligning af resultaterne fra den analytiske og numeriske beregningsmodel

De termodynamiske beregninger i den analytiske model er uafhængig af ejektorens fysiske dimensioner, og det er derfor kun muligt at fastlægge ejektorens ydelse i ét punkt. Den analytiske model kan altså ikke anvendes til at analysere en given ejektors ydelse i forskellige driftspunkter. Da det samtidig ikke har været muligt at opnå konvergerede løsninger med den numeriske model i det designpunkt, der er anvendt i den analytiske model, er det ikke muligt at foretage en direkte sammenligning af resultaterne fra de to modeller.

Foretages en simpel sammenligning af resultaterne fra de to modeller, er der tre værdier, der har speciel interesse:

- Massestrømmen af damp fra dampgeneratoren
- Massestrømmen af damp fra fordamperen

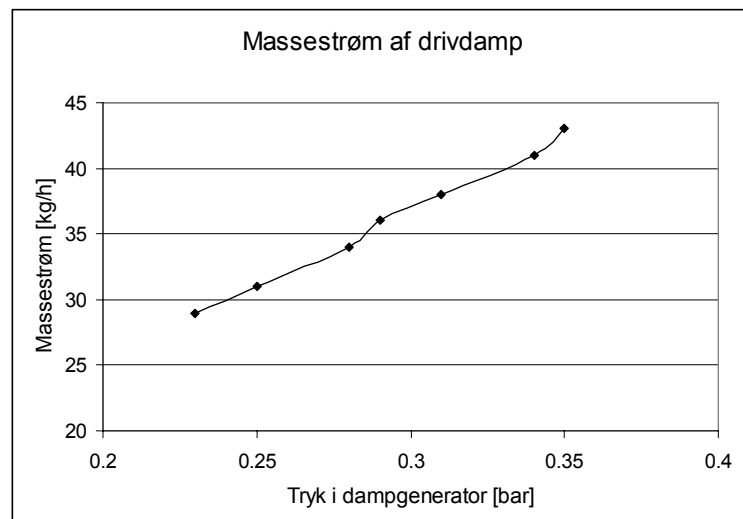
- Kondenseringstrykket, hvor ejektorens ydelse momentant falder, også kaldte stillingspunktet.

I Tabel 5-7 er resultaterne fra de to beregningsmodeller anført. Input til den analytiske beregningsmodel er de tryk, der eksisterer i dampgeneratoren, i fordamperen og i kondensatoren samt massestrømmen af damp fra generatoren. Output fra den analytiske model er massestrømmen af damp fra fordamperen og ejektorens overordnede dimensioner. Input til den numeriske beregningsmodel er ud over de i den analytiske model beregnede dimensioner for ejektoren: trykket i dampgeneratoren, fordamperen og kondensatoren. Output fra den numeriske model er massestrømmen af damp fra dampgeneratoren og fordamperen.

	Analytisk	Numerisk	Afvigelse
Tryk - dampgenerator [mbar]	339,3	373,1	+10%
Tryk - fordamper [mbar]	11,1	11,2	+1%
Tryk - kondensator (stillingspunkt) [mbar]	33,6	24,0	-29%
Massestrøm - dampgenerator [kg/h]	43,3	43,2	0%
Massestrøm - fordamper [kg/h]	22,5	18,5	-18%
Masseforhold - fordamper/dampgenerator [kg/h]	0,52	0,42	-19%

Tabel 5-7: In- og output data fra den analytiske og numeriske beregningsmodel

Ejektorleverandørens data (se Figur 5-12) og de i forbindelse med forsøgsanlægget udførte målinger viser, at massestrømmen af damp fra dampgeneratoren tilnærmelsesvis er proportional med trykket i generatoren. Reduceres det dampgenerator tryk, der er anvendt i den numeriske model, fra 373,1 til 339,3 mbar, reduceres massestrømmen fra dampgeneratoren fra 43,2 til 39,3 kg/h. Antages det, at massestrømmen fra fordamperen forbliver konstant, hæves massestrømsforholdet mellem fordamper og dampgenerator fra 0,42 til 0,47. Afvigelsen mellem den analytisk og numeriske model reduceres således fra -19% til -10%.



Figur 5-12: Massestrøm af drivdamp - leverandørdata for ejektor til forsøgsanlægget

Som det fremgår af Tabel 5-7, er det kondenseringstryk, hvorved ejektorens ydelse momentant falder, ca. 9,6 mbar lavere for den numeriske

model end for den analytiske model. Nærgående analyse af den numeriske løsning viser, at årsagen til den afvigelse er, at dimensioner for ejektoren, der er beregnet via den analytiske model og anvendt i den numeriske model, ikke er optimale i forhold til det ønskede driftspunkt.

5.5 CFD-simulering på virkelig geometri

Der er foretaget en komplet opmåling af forsøgsejektoren, og herfra er der dannet et tredimensionalt beregningsnet i samarbejde med leverandøren af CFD-softwaren. Beregningsnettet er ændret af flere omgange for at opnå den rette opløsning i de beregningsmæssige komplekse zoner, uden at den generelle opløsning bliver for fin til, at CFD-simuleringen kan håndtere den.

På trods af utallige tiltag for at optimere beregningerne har det ikke været muligt at opnå tilstrækkelig konvergens for løsningerne. Problemerne skyldes den store udvidelse af geometriens kompleksitet, hvilket i CFD-sammenhænge betyder, at beregningssteppene gøres væsentligt finere dels i tid og dels i sted. Konsekvensen er bl.a., at en beregning tager ca. syv dage, hvilket i sig selv reducerer muligheden for at efterprøve konsekvensen af ændrede driftforhold, modelstruktur og beregningsteknisk opdeling af geometrien.

CFD-beregninger på strømninger med real gas foretages generelt under antagelse af termodynamisk ligevægt, hvilket ved ejektoren betyder, at i en zone hvor der pga. tryk og temperatur sker kondensering, antager modellen, at det sker spontant, dvs. det tager ikke tid at kondensere en given mængde vanddamp. Opholdstiden i zonerne er ekstremt kort pga. hastigheder nær lydhastigheden, og antagelsen af spontan kondensering/fordampning giver derfor problemer ved CFD-beregningerne.

6 Følgegruppen

I forbindelse med projekt blev der oprette en følgegruppe bestående af nedenstående virksomheder repræsenteret ved de anførte kontaktpersoner:

CWO Semco Danmark
Finlandsgade 33
8200 Århus
Tel.: 89 30 22 33
Kontaktperson: Tony H. Thundal

SWEP Danmark AS
Sofienlystvej 7
8340 Malling
Tel.: 86 93 36 33
Kontaktperson: Ejner Petersen

Carl Bro as
Sofiendalsvej 94
9200 Aalborg SV
Tel.: 98 79 98 00
Kontaktperson: Lars R. Jensen

Idéen med oprettelsen af følgegruppen var at sikre, at de produkter/systemer, der blev udviklet, er anvendelig i forhold til slutbrugeren. Følgegruppen blev derfor sammensat af en contractor med speciale i opbygning og indkøring af køleanlæg, en komponentleverandør med kendskab til enkeltstående komponenter og et rådgivende ingeniørfirma med daglig kontakt til potentielle kunder af ejektorkøleanlæg.

Følgegruppen bidrog igennem projektforløbet med specifik information og idéer til design og optimering af ejektorkøleanlægget. Der har desuden været et tæt og særdeles udbytterigt samarbejde med følgende virksomheder:

- Grundfos A/S - producent af pumper
- Energigruppen Jylland - distributør af bl.a. fjernvarme
- COWI - rådgivende ingeniørfirma
- Aage Christensen - forhandler af ejektorer
- Körting - tysk producent af ejektorer
- BUSH Vakuumpumpe - producent og forhandler af vakuumpumper
- ML system a/s - producent og forhandler af spraysystemer

7 Informationsaktiviteter

7.1 Konferencer, foredrag og artikler

- 1998 - IIR konference i Oslo, Norge, foredrag og paper, se bilag D
- 1998 - Danske Køledage i Odense, foredrag og paper, se bilag E
- 1998 - Aftenseminar: Airconditionssystemer nu og i fremtiden, foredrag, se bilag F
- 1998 - Fremvisning af demonstrationsanlægget hos Herning Kommunale Værker, se bilag G
- 1998 - Artikel i Euroheat & Power - Fernvarme International, se bilag H
- 1999 - 2 x heldagsseminar: Energirigtig design af køleanlæg til luftkonditionering, se bilag I
- 1999 - Energi- & Miljøkonference i Odense, foredrag
- 1999 - IIR konference i Sydney, Australien, foredrag og paper, se bilag J
- 2001 - Artikel i VVS bladet, se bilag K
- 2001 - www.demloc.net Information omkring anlægget i Herning
- 2002 - DANVAK møde hos Danmarks Tekniske Universitet DTU, foredrag

7.2 Interesserede virksomheder

Der har været kontakt, afholdt møder og udsendt informationsmateriale til følgende virksomheder, som alle har vist interesse for det varmedrevne ejektorkøleanlæg:

- Erik K. Jørgensen - Kronprinsessegade 20 - 1306 København K
- Grundfos A/S - Poul Dues Vej 7 - 8850 Bjerringbro
- Semco Danmark - Brolæggervej 1 - 6710 Esbjerg
- Palsgård Industri - Palsgårdsvej 10 - 7130 Juelsminde
- Skærbækværket - Klippehagevej 22 - 7000 Fredericia
- Slagelse Kraftvarmeværk - Assensvej 1 - 4200 Slagelse
- Cheminova A/S - Thyborønvej 78 - 7673 Harboøre
- Arla Foods a.m.b.a. - Hjermvej 24 - 7500 Holstebro
- Bruun & Sørensen Energiteknik A/S - Jens Christian Skous Vej 9 - 8000 Århus C
- Rambøll - Fredensgade 14 - 7400 Herning
- Energi & Miljø Consult A/S - Eggersvej 36 - 2900 Hellerup
- Energi & Miljøforum - Løvevej 5 - 7700 Thisted
- Bramminge Fjernvarme - Grønningen 7 - 6740 Bramminge
- COWI Rådgivende Ingeniører AS - Parallelvej 2 - 2800 Kgs. Lyngby
- Rambøll - Olof Palmes Allé 22 - 8200 Århus N
- Olsen Design - Strandgade 73 - 1401 København K
- Energi E2 A/S - Lautruphøj 5 - 2750 Ballerup
- Astrup Kraftvarmeværk a.m.b.a. - Over Bækken 6 - 9000 Aalborg
- Vestjyske Slagterier - Brårupgade 3 - 7800 Skive
- Danish Crown - Vesterbrogade 30 - 9400 Nørresundby
- Rambøll - Østergade 7A - 7800 Skive

- Danpo A/S - Himmerlandsvej 20 - 9670 Løgstør
- Århus Kommunale Værker - Bautavej 1 - 8210 Århus V
- Sheffield Heat & Power LTD - UK
- Herning Værket - Miljøvej 6 - 7400 Herning
- Horsens Kraftvarmeværk - Endelavevej 7 - 8700 Horsens

8 Referencer

1. Zwicker, A.; Neumann, L.: "Kühlanlagen", VEB Verlag, 14. Aufgabe, August 1986
2. Korting: "125 Years Körting Hannover AG", Körting prospect, November 1996
3. Herningværket: "Herningværket – Vestkraft", folder om Herningværket, 1999
4. Plank: "Handbuch der Kältetechnik", Springer Verlag
5. Cerbe Hoffmann: "Wärmetechnik"
6. Cube Steimle: "Lehrbuch der Kältetechnik"
7. Becker: "Technische Strömungslehre"
8. Wiegand: "VDI-Forschungsheft 401", VDI Verlag
9. Bäckström: "Kältetechnik"
10. Drees: "Kühlanlagen"
11. Plank, R.: "Thermodynamische Grundlagen", Springer Verlag, 1953
12. Eames, I. W.; Aphornratana, S.; Haider, H.: "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator", Int. J. Refrigeration, vol. 18, no 6, 1995
13. Eames, I. W.; Aphornratana, S.; Haider, H.: "A small capacity steam-ejector refrigerator", Int. J. Refrigeration, vol. 20, no 5, 1997
14. Eames, I. W.; Aphornratana, S.; Da-Wen Sun: "The jet-pump cycle - low cost refrigerator option powered by waste heat", Elsevier, Heat Recovery System & CVP, vol. 15, no 8
15. Keenan, J. H.; Neumann, E. P; Lustwerk, F.: "An Investigation of Ejector Design by Analysis & experiment", J. of Applied Mechanics, 1950
16. Messing, T.: "Über den Energieverbrauch von Dampfstrahlkälteanlagen", Kältetechnik, 6. Jahrgang, heft 2, 1954
17. Mostofizadeh, C.: "Thermodynamische Berechnung einer Heissflüssigkeitswärmepumpe als thermische Wärmepumpe"
18. Hummel, W.: "Der Dampfstrahl"
19. Drees, H.: "Kühlanlagen", Verlag Technik.

9 Bilagsliste

- A. Udskrift af beregningsprogram for køletårne fra Vestas Aircoil
- B. Ydelsesdata for 100 kW ejektor monteret på anlægget i Herning og for 200 kW ejektor oprindeligt monteret på anlægget i Herning
- C. Udskrift af ejektor beregning-/dimensioneringsprogram
- D. Paper fra IIR konference afholdt i Oslo 1998
- E. Paper fra Danske Køledage 1998
- F. Indbydelse til aftenarrangement med temaet "Ejektorkøling til aircondition"
- G. Indbydelse til eftermiddags- og aftenarrangement med temaet "Airconditionsystemer nu og i fremtiden"
- H. Artikel i Euroheat & Power - Fernvarme International 9/1998
- I. Indbydelse til heldagsseminar om "Energirigtig design af køleanlæg til luftkonditionering"
- J. Paper fra IIR konference afholdt i Sydney, Australien 1999
- K. Artikel i VVS bladet