

Solarthermische Kälteerzeugung mit Parabolrinnenkollektorsystem und Dampfstrahlkältemaschine

D. Jähmig, C. Pollerberg

Berichte aus Energie- und Umweltforschung

46/2010

Impressum:

Eigentümer, Herausgeber und Medieninhaber:
Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie
Radetzkystraße 2, 1030 Wien

Verantwortung und Koordination:
Abteilung für Energie- und Umwelttechnologien
Leiter: DI Michael Paula

www.NachhaltigWirtschaften.at

Solarthermische Kälteerzeugung mit Parabolrinnenkollektorsystem und Dampfstrahlkältemaschine

DI Dagmar Jähmig, Ing. Waldemar Wagner, DI Robert Hausner (AEE - Institut für Nachhaltige Technologien)

Dr.-Ing. Christian Dötsch, Dr.-Ing. Peter Noeres, Dr.-Ing. Clemens Pollerberg (Fraunhofer Institut UMSICHT)

Univ.-Doz. Dipl.-Chem. Dr. Rudolf Pietschnig
(Karl-Franzens-Universität Graz)

Ing. Richard Matthias Knopf (Button Energy)

Dr. DI Manfred Peritsch (Innovation Management Group)

Dr.-Ing. Klaus Hennecke, Dr.-Ing. Eckhard Lüpfer,
Stefan Wilbert, Heiko Schenk (DLR)

Gleisdorf, März 2010



Ein Projektbericht im Rahmen der Programmlinie



Impulsprogramm Nachhaltig Wirtschaften

Im Auftrag des Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie
in Kooperation mit dem Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBWF)
und dem Projektträger im DLR (Umwelt, Kultur, Nachhaltigkeit)

Vorwort

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus der Programmlinie FABRIK DER ZUKUNFT. Sie wurde im Jahr 2000 vom Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie im Rahmen des Impulsprogramms Nachhaltig Wirtschaften als mehrjährige Forschungs- und Technologieinitiative gestartet. Mit der Programmlinie FABRIK DER ZUKUNFT sollen durch Forschung und Technologieentwicklung innovative Technologiesprünge mit hohem Marktpotential initiiert und realisiert werden.

Dank des überdurchschnittlichen Engagements und der großen Kooperationsbereitschaft der beteiligten Forschungseinrichtungen und Betriebe konnten bereits richtungsweisende und auch international anerkannte Ergebnisse erzielt werden. Die Qualität der erarbeiteten Ergebnisse liegt über den hohen Erwartungen und ist eine gute Grundlage für erfolgreiche Umsetzungsstrategien. Anfragen bezüglich internationaler Kooperationen bestätigen die in FABRIK DER ZUKUNFT verfolgte Strategie.

Ein wichtiges Anliegen des Programms ist es, die Projektergebnisse – seien es Grundlagenarbeiten, Konzepte oder Technologieentwicklungen – erfolgreich umzusetzen und zu verbreiten. Dies soll nach Möglichkeit durch konkrete Demonstrationsprojekte unterstützt werden. Deshalb ist es auch ein spezielles Anliegen die aktuellen Ergebnisse der interessierten Fachöffentlichkeit zugänglich zu machen, was durch die Homepage www.FABRIKderZukunft.at und die Schriftenreihe gewährleistet wird.

Dipl. Ing. Michael Paula
Leiter der Abt. Energie- und Umwelttechnologien
Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie

Inhaltsverzeichnis

1	ZUSAMMENFASSUNG	6
2	SUMMARY	8
3	EINLEITUNG	10
3.1	Gegenstand des Projektes	10
3.2	Projekttablauf	13
4	VERFAHRENTWICKLUNG FÜR DAS GESAMTSYSTEM.....	14
4.1	Wärmeträgerscreening	14
4.1.1	Überblick über mögliche alternative Wärmeträger	15
4.1.1.1	Silikonöle	15
4.1.1.2	Ammoniak-Wasser-Gemisch	19
4.1.1.3	Alternative aromatische Kohlenwasserstoffe	23
4.1.1.4	Thermogen 1757	24
4.1.2	Physikalische Stoffdaten	24
4.1.3	Wärmeübertragung im Receiverrohr	32
4.1.4	Sicherheitsaspekte	35
4.1.4.1	Brennbarkeit	35
4.1.4.2	Toxizität und Umweltverträglichkeit	37
4.1.5	Korrosion	39
4.1.6	Recycling und Entsorgung	43
4.1.7	Verhalten der Medien in der Dampfstrahlkältemaschine	45
4.2	Medienauswahl für die Testanlage	47
4.3	Anbindung zwischen Parabolrinnenkollektorsystem und Dampfstrahlkältemaschine	48
4.3.1	Verwendetes Betriebskonzept	48
4.3.2	Jahresertragsvergleich zwischen den Medien Wasser und Ammoniaklösung im Direktverdampfungsbetrieb	52
4.3.2.1	Das Klima am Standort Graz	52
4.3.2.2	Wirkungsgrad des Kollektors	53
4.3.2.3	Beschreibung der Modelle	55
4.3.2.4	Ergebnisse der Simulation	58
4.3.2.5	Fazit und Ausblick	63
5	WEITERENTWICKLUNG DES KOLLEKTORS	65
5.1	Receiverauslegung	66
5.2	Füllung des Glashüllrohres mit Edelgas	66
5.3	Receiverbeschichtung	67
5.3.1	Der Sputterprozess	68
5.3.2	Schritt 1: Proben ohne AR Beschichtung	69
5.3.3	Schritt 2: Antireflexbeschichtung	71
5.4	Neukonstruktion der Parabolrinnenform	73
5.5	Optische und geometrische Qualifizierung der neuen Rinnenkonstruktion.....	77
5.5.1	Messtechnik und Versuchsdurchführung	77
5.5.2	Ergebnisse und Feststellungen der Deflektometrie	77
5.5.3	Zusammenfassung und Schlussfolgerung	81
5.6	Weiterentwicklung der Nachführungskonstruktion.....	82

5.7	Nachführungsregelung	83
6	TEST DES KOLLEKTORS	85
6.1	Kollektorkreisauslegung	85
6.1.1	Rohrdurchmesser	86
6.1.2	Wärmetauscher	86
6.1.3	Vorratsbehälter	86
6.1.4	Pumpe	86
6.1.5	Sicherheitsventil	87
6.1.6	Ausdehnungsgefäß	87
6.1.7	Kühlung	87
6.2	Aufbau der Testanlage	88
6.3	Messergebnisse Durchflussprinzip	91
6.4	Messungen mit Direktverdampfung	92
7	WEITERENTWICKLUNG DER DSKM	97
7.1	Verfahrenstechnische Entwicklung einer DSKM für den Leistungsbereich 5 bis 50 kW	97
7.2	Entlüftung der Anlage	101
7.3	Auswahl einer geeigneten Kondensatthebeanlage	109
7.4	Entwurf geeigneter Rückkühlsysteme für den kleinen Leistungsbereich	113
8	ENTWICKLUNG EINES BETRIEBSKONZEPTES	116
8.1	Regelung des Parabolrinnenkollektorfeldes	116
8.2	Automatisierungskonzept der DSKM	117
8.2.1	Baugruppe 10 – Solarkreislauf	117
8.2.2	Baugruppe 22 – Füllstandsregelungen	118
8.2.3	Baugruppe 24 – Treibdampfregelung	119
8.2.4	Baugruppe 26 – Entlüftung	120
8.2.5	Baugruppe 30 – Kaltwasserkreislauf	121
8.2.6	Baugruppe 40 – Kühlwasserkreislauf	122
8.2.7	Baugruppe 50 – Besprühung	123
9	BAU DER EINZELKOMPONENTEN FÜR DAS GESAMTSYSTEM	124
9.1	Kollektorkreis	124
9.1.1	Kollektoren	124
9.1.2	Pumpe	124
9.1.3	Übrige Hydraulik	125
9.2	Dampfstrahlkältemaschine	127
10	TEST DES GESAMTSYSTEMS	136
10.1	Aufbau des Gesamtsystems	136
10.2	Test der Kollektoranlage	140
10.2.1	Eingesetzte Messtechnik	140
10.2.2	Berechnung der direkten Strahlung auf die Kollektorfläche	140
10.2.3	Testergebnisse	142
10.2.3.1	Inbetriebnahme mit Wasser als Wärmeträgermedium	142
10.2.3.2	Tests mit Ammoniakwasserlösung	143
10.2.4	Aufgetretene Probleme	145
10.3	Test der Dampfstrahlkältemaschine	147

10.3.1	Versuchsfahrten der Dampfstrahlkältemaschine	147
10.3.2	Analyse des Betriebsverhaltens	151
10.4	Bewertung des Gesamtsystems	153
11	BEITRAG ZU DEN ZIELEN DER PROGRAMMLINIE „FABRIK DER ZUKUNFT“	155
12	SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK.....	156
13	LITERATURHINWEISE.....	157
14	ABBILDUNGSVERZEICHNIS.....	160
15	TABELLENVERZEICHNIS.....	164
16	ANHANG 1: VERÖFFENTLICHUNGEN	165
17	ANHANG 2: DATENBLATT BARIUMGETTER DER FA. SAES	166

1 Zusammenfassung

Bislang werden überwiegend „sorptive“ Kälteverfahren zur solaren Kühlung eingesetzt. Eine Alternative dazu stellt das Dampfstrahlkälteverfahren dar. Aufgrund der einfachen verfahrenstechnischen Ausführung einer Dampfstrahlkältemaschine (DSKM) und der Möglichkeit Wasser als Treibmittel und als Kältemittel einzusetzen, verspricht die DSKM eine hohe Betriebsverfügbarkeit und eine kostengünstige Realisierbarkeit. Wesentliche Vorteile der DSKM sind eine schnelle Ansprechzeit (d.h. ein gutes dynamisches Betriebsverhalten), gutes Teillastverhalten und ein einfaches Anlagenkonzept. Das Wärmeverhältnis (engl.: COP - Coefficient of Performance) der DSKM ist umso höher, je niedriger die Kühlwassertemperatur ist. Zum Betrieb der DSKM wird Treibdampf benötigt, der mit Parabolrinnenkollektoren (PRK) erzeugt werden kann. Insbesondere PRKs können im Gegensatz zu konventionellen Flachkollektoren oder Vakuumröhrenkollektoren auch bei Temperaturen deutlich über 100 °C noch Wärme mit einem guten Kollektorwirkungsgrad erzeugen.

Eine Reihe von in Frage kommenden Wärmeträgermedien wurde in der ersten Projektphase analysiert. Es konnte in diesem Projekt kein Medium gefunden werden, das problemlos sowohl in der Dampfstrahlkältemaschine als auch im Parabolrinnenkollektor eingesetzt werden kann. Daher wurde für den weiteren Projektverlauf entschieden, dass für das zu errichtende Gesamtsystem getrennte Kreisläufe eingesetzt werden. Dabei wird in der DSKM Wasser als Treibmittel und als Kältemittel eingesetzt. Die Parabolrinnenkollektoren arbeiten mit einem etwa 14%-igen Ammoniak-Wasser-Gemisch. Der Einsatz des Ammoniaks gewährleistet den Frostschutz, gleichzeitig ist aber auch eine Verdampfung im Kollektor möglich. Vorteile des Ammoniak-Wasser-Gemisches sind seine niedrige Viskosität, seine hohe Verdampfungsenthalpie und Wärmekapazität und sein niedriger Preis. Nachteile sind die Gesundheitsgefährdung (besonders relevant bei hohen Konzentrationen) und die Unvereinbarkeit mit Buntmetallen wie Kupfer, Messing, Aluminium etc. Gegenüber Stahl wirkt Ammoniak allerdings sogar korrosionshemmend und wird daher in geringen Konzentrationen häufig im Kraftwerksbau eingesetzt.

Der zur Direktverdampfung umgebaute Kollektor wurde mit dem Ammoniak-Wasser-Gemisch getestet. Dabei konnten erste Erfahrungen im Betrieb mit diesem Medium gewonnen werden. Anschließend wurde der Kollektor in mehreren Punkten weiterentwickelt.

Im Direktverdampfungsbetrieb wurden Schwierigkeiten bei der Leistungsmessung direktverdampfender Kollektoren deutlich. Gründe dafür sind die sehr geringen Durchflüsse bei der Direktverdampfung, wenn nur ein Kollektor getestet wird, und die Tatsache, dass man die Zusammensetzung des austretenden Dampfes kennen muss, um eine Energiebilanz erstellen zu können. Wenn der Dampf überhitzt ist, ist die Energiebilanz unproblematisch. Allerdings ist hier der Wärmeübergang zwischen Rohr und Medium sehr schlecht, so dass ein Betrieb im Nassdampfbereich sinnvoller ist. Bei Verwendung von Ammoniaklösung kann bei bekannter Konzentration durch Messung von Druck und Temperatur die Zusammensetzung des Mediums bestimmt werden. Beim Test des Gesamtsystems mit 10 Kollektoren wurde diese Methode angewendet, um den Wirkungsgrad des Kollektorfeldes zu bestimmen.

Die Konstruktion der Parabelform des Rinnenkollektors wurde im Vergleich zum Vorgängermodell komplett überarbeitet und besteht jetzt aus tiefgezogenen Aluminiumsegmenten. Mit Hilfe von optischer Messtechnik (aus der Anwendung in Kraftwerkskollektoren) wurde eine gute Formtreue der Spiegel festgestellt. Dadurch wurden das Designkonzept

und die Herstellungsweise als gut geeignet bewertet. Dieses neue Konzept ist wesentlich einfacher, schneller und kostengünstiger in der Herstellung als die bisherige Bauweise aus Glas. Außerdem wurde das Gewicht des Kollektors dadurch deutlich reduziert.

Eine weitere Verbesserung ist die neue selektive Receiverbeschichtung, welche gute optische Eigenschaften besitzt und auch für Prototypen kostengünstig ist. Hier besteht aber noch Entwicklungsbedarf, um die Beschichtung noch zu verbessern und ihre Temperatur- und Langzeitstabilität sicherzustellen. Entgegen der ursprünglichen Planung wurde das Receiverhüllrohr nicht evakuiert sondern mit Edelgas befüllt. Die Evakuierung ließ sich mit den vorhandenen Mitteln im Projekt nicht realisieren. Die Edelgasfüllung bewirkt aber trotzdem eine signifikante Reduktion der Wärmeverluste.

Ein Kollektorfeld mit 10 Parabolrinnen wurde komplett mit Nachführung am Teststand aufgebaut und erfolgreich vermessen. Dabei konnte ein zuverlässiger Betrieb mit etwa 200°C Kollektorvorlauftemperatur gezeigt werden. Die Ansprechzeit des Kollektorfeldes ist extrem kurz. Schon knapp 2 Minuten nach Einschalten des Systems wird eine Temperatur von 200°C am Kollektorausstritt erreicht. Der thermische Wirkungsgrad der Kollektoren lag bei dieser Temperatur bei 50 bis 55%.

Ein Konzept für den Betrieb des Gesamtsystems bestehend aus Solarkollektorfeld und DSKM wurde erarbeitet. Eine vollautomatisierte DSKM mit einer Kälteleistung von 5 kW_{th} wurde geplant, ausgelegt und gefertigt. Die DSKM wurde im Frühsommer 2009 an das im Vorjahr fertig gestellte Solarkollektorfeld bei der AEE INTEC in Österreich angeschlossen.

Die Dampfstrahlkältemaschine ist über zwei Wärmeübertrager an den Parabolrinnenkollektorkreis angekoppelt. Im ersten Wärmeübertrager wird der Ammoniak-Wasser-Dampf kondensiert und die Wärme an einen Heißwasserkreislauf zur Dampferzeugung abgegeben. Das Ammoniak-Wasser-Kondensat wird dann in einem weiteren Wärmeübertrager abgekühlt und damit das Speisewasser für den Dampferzeuger vorgewärmt. Die Rückkühlung der Kältemaschine erfolgt über einen Trockenrückkühler mit Besprühung. Mit Hilfe der Besprühung können Kühlwassertemperaturen unterhalb der Außenlufttemperatur gefahren werden. Die Besprühung erfolgt nur zeitweise und wird entsprechend der Differenz zwischen Feuchtkugeltemperatur und Außenlufttemperatur gefahren.

Die gesamte Anlage ist voll automatisiert. Die Kollektoren werden automatisch der Sonne nachgeführt. Beide Anlagenteile (Parabolrinnenkollektoren und DSKM) haben im Test zufrieden stellend funktioniert. Das Konzept hat sich als funktionstüchtig erwiesen. Allerdings gibt es auch noch bei beiden Anlagenteilen Optimierungsbedarf. Bei einigen Komponenten der Kollektoren ist ein besonderes Augenmerk auf die Langzeitstabilität zu richten.

Bei der Kältemaschine wären die nächsten Schritte eine Reduzierung des Bauvolumens und Reduktion des apparativen Aufwands. Das Ziel weiterer Entwicklungen wäre eine standardisierte Kältemaschine, die in Kooperation mit einem Industriepartner in Serie gefertigt werden kann.

2 Summary

Up to now, mostly sorptive cooling technologies are used for solar cooling applications. An alternative offers the steam jet ejector technology. The steam jet ejector chiller (SJEC) has the potential of high operational availability and low investment costs because of the simple process layout of a SJEC and the possibility to use water as motive steam medium and as refrigerant. The main advantages of the SJEC are a short response time (i.e. a good dynamic behavior), good part-load behavior and a simple system concept. The coefficient of performance (COP) of the SJEC is higher for low cooling water temperatures. For the operation of the SJEC motive steam is needed that can be produced using parabolic trough collectors (PTC). Contrary to flat plate collectors or evacuated tube collectors, PTCs can generate heat efficiently at temperatures significantly higher than 100°C.

A number of possible heat transfer fluids have been analyzed in the first part of the project. No fluid could be identified that can be used in both steam jet ejector chiller and parabolic trough collector without problems. Therefore, it was decided to separate the collector loop from the chiller by means of a heat exchanger for the rest of project duration. That means that water can be used as refrigerant and motive steam medium in the SJEC. On the other hand, the parabolic trough collectors are operated with ammonia water mixture (approx. 14%). This ensures freezing protection and at the same time makes direct steam generation in the collector possible. The advantages of the ammonia-water-mixture are its low viscosity, its high evaporation enthalpy and heat capacity and its low cost. Disadvantages are the health hazard (most relevant at high concentrations) and the incompatibility with non-ferrous metals such as copper, brass, aluminum etc. Towards steel ammonia even acts as a corrosion inhibitor. Therefore it is used in very low concentrations in power stations.

The collector, which was further developed for direct steam generation, was tested using the ammonia water mixture as heat transfer fluid. First experiences with the operation with this medium could be gained. Afterwards, the collector construction was improved in several ways.

In direct steam generation mode, problems measuring the heat capacity were encountered. The reason for this were that the flow rates are extremely small in direct steam generation mode if only one collector is tested, and the fact that one has to know the exact state of the steam (or steam liquid mixture) at the outlet of the collector to be able to set up an energy balance. If the steam is superheated, this is not a problem. However, the heat transfer between pipe and superheated steam is not good. Therefore it makes more sense to operate the collector with wet steam. If ammonia-water-mixture is used rather than plain water, the state of the steam is defined by the temperature and the pressure which are measured. For the test of the collector field with 10 troughs, this method was used in order to determine the collector efficiency.

The construction of the parabola was reengineered entirely compared to the prototype collector from the previous project. The new construction consists of deep-drawn aluminum segments. Using optical measuring equipment (otherwise used for large parabolic troughs in power plants) the contour accuracy of the mirror has been verified. Both the design concept and the manufacturing method have been assessed positively. The new concept can be manufactured more simply, faster and less expensively than the previous construction made from glass. In addition, the weight of the collector was reduced significantly.

Another improvement is the new selective receiver coating which has good optical properties and is available at low cost even for prototypes. However, there is still need for further development to optimize the coating and to ensure the long-term temperature stability. Contrary to the original planning, the receiver glass cover tube was not evacuated but filled with a noble gas. Evacuating the tube proved to be not feasible with the means available within this project. However, the noble gas filling reduces the heat losses of the collector significantly.

A collector array with 10 troughs including the tracking system was built at the test facility and was tested successfully. A reliable operation at a flow temperature of 200°C could be shown. The response time of the collector array is extremely short. Only less than 2 minutes after activation of the system, a temperature of 200°C is reached at the collector outlet. The measured thermal efficiency at this temperature was between 50 and 58%.

A concept for the operation of the overall system was elaborated and a fully automated steam jet ejector chiller with a cooling capacity of 5 kW_{th} was planned and designed accordingly. The SJEC was connected to the parabolic trough collector field at the test facility of AEE INTEC in Austria in early summer of 2009.

The SJEC is connected to the parabolic trough collector field using two heat exchangers. In the first heat exchanger the ammonia-water steam is condensed, the heat is transferred to a hot water circuit for steam production. The ammonia-water condensate is then cooled further and thereby the feed water for the steam generator is preheated. For heat rejection a dry cooling with spraying function is used. Thanks to the spraying, cooling water temperature can be below ambient temperatures. The spraying is not in continuous operation but is turned on depending on the difference between wet bulb temperature and ambient temperature.

Both parts of the system (PTC and SJEC) have worked satisfactorily during the test period. The concept as has proven to work in practice. However, there is still need for optimization for both subsystems. Some parts of the collectors need to be improved regarding long term stability.

For the chiller, the next steps would be towards a reduction of size and components. The goal for the future would be a standardized chiller, which can be further developed in cooperation with an industry partner for series production.

3 Einleitung

3.1 Gegenstand des Projektes

In der Industrie besteht ein wachsender Kältebedarf nicht nur im Büro-, sondern auch im Produktionsbereich. Es wird Kälte sowohl für die Kühlung/Klimatisierung von Hallen, in denen sensible Geräte stehen oder sensible Produkte verarbeitet werden, als auch für das Kühlen innerhalb von Produktionsprozessen benötigt. Analog zur Klimatisierung im Gebäudebereich ist dieser Kühlbedarf im Sommer durch passive solare Gewinne und generell höhere Umgebungstemperaturen höher als im Winter.

Ziel dieses Projektes war es, industrielle Kälteerzeugung mit einer solarthermisch angetriebenen Dampfstrahlkältemaschine (DSKM) zu realisieren. Das Dampfstrahlkälteverfahren stellt einen thermischen Kälteprozess mit dem Kältemittel Wasser dar. Im höheren Leistungsbereich wurde der Kälteprozess – angetrieben durch konventionell erzeugten Dampf - schon im Rahmen von Demonstrationsprojekten (Abb. 1) sowie zur industriellen Produktkühlung im Bereich der chemischen Industrie eingesetzt.

Der DSKM-Kälteprozess stellt ein sehr robustes Verfahren dar, der zumeist mit dem Kältemittel Wasser arbeitet und bei dem weitestgehend Standardkomponenten eingesetzt werden können. Wesentliche Vorteile gegenüber anderen Kälteverfahren sind seine schnelle Ansprechzeit (d.h. gutes dynamische Betriebsverhalten), gutes Teillastverhalten und ein einfaches Anlagenkonzept. Das Wärmeverhältnis (engl.: COP - Coefficient of Performance) der DSKM ist umso höher, je niedriger die Kühlwassertemperatur ist. Zum Betrieb der DSKM wird Treibdampf benötigt, der mit Parabolrinnenkollektoren (PRK) erzeugt werden kann. Bisher übliche Nenn-Treibdampfdrücke liegen bei 0,5 - 8 bar (ü), entsprechend Sattdampftemperaturen von 111 – 175 °C.

Die Kombination einer DSKM mit einem Parabolrinnenkollektor (PRK) ist ideal, da PRKs im Gegensatz zu konventionellen Flachkollektoren oder Vakuumröhrenkollektoren bei diesen Temperaturen noch einen guten Kollektorwirkungsgrad erzielen können. Der COP der DSKM hängt neben dem zur Verfügung stehenden Treibdampfparametern wesentlich vom Verdichtungsverhältnis (Druckverhältnis von Kondensatordruck zu Verdampfendruck) ab. Je nach Anwendungsfall und Betriebssituation kann der Betrieb einer Dampfstrahlkältemaschine dadurch optimiert werden, dass man die Kondensationsbedingungen entsprechend der äußeren klimatischen Situation anpasst. Durch Absenkung der Kondensationstemperatur z.B. bei niedrigen Außentemperaturen kann der COP deutlich erhöht werden. Für die Pilotanlage in Gera, Deutschland konnte durch dieses Betriebskonzept der COP von 0,55 bei Nennbetriebsbedingungen auf bis zu 1,3 bei niedrigen Kondensationsdrücken erhöht werden.



Abb. 1: 600 kW-Maschine der Energieversorgung Gera (Bildquelle: Fraunhofer UMSICHT)

Konzentrierende Kollektoren bieten sich für die Anbindung an eine Dampfstrahlkältemaschine deshalb an, weil sie auch bei hohen Temperaturen noch gute Wirkungsgrade erzeugen können.



Abb. 2: Parabolrinnenkollektor der Firma Button Energy am Teststand der AEE INTEC
(Bildquelle: AEE INTEC)

Die maximale Betriebstemperatur eines Flach- oder Vakuumröhrenkollektors ist dadurch begrenzt, dass bei einer bestimmten Temperatur die Wärmeverluste vom Absorber gleich der einfallenden und absorbierten Strahlung sind. Um höhere Betriebstemperaturen zu erreichen, müssen daher entweder die Wärmeverluste reduziert oder die Strahlung pro Quadratmeter Absorber erhöht werden.

Beim Parabolrinnenkollektor wird dies durch ein flächenmäßig sehr kleines Absorberrohr erreicht, auf das mit einem Reflektor das Sonnenlicht fokussiert wird. Wie in Abb. 3 dargestellt, bewirkt der Reflektor durch seine Parabelform, dass senkrecht einfallendes Licht auf einen Punkt (den Brennpunkt) reflektiert wird.

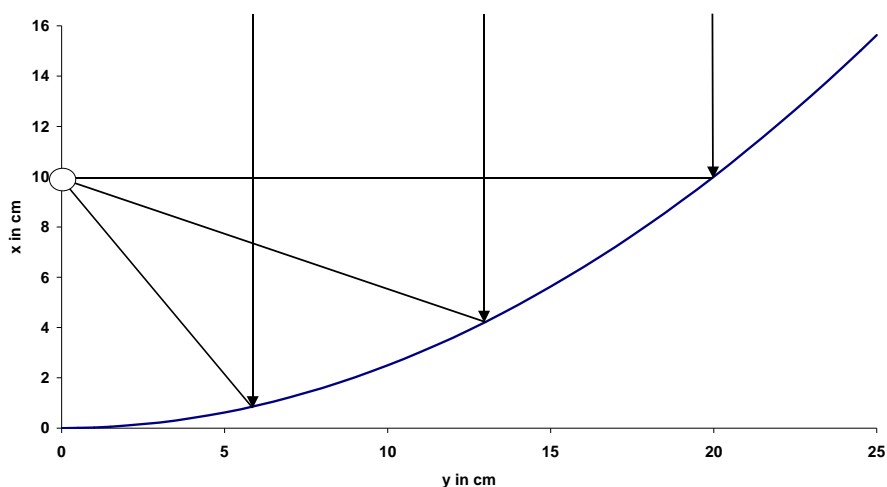


Abb. 3: Schnittschema durch eine halbe Parabolrinne mit Verlauf von drei Lichtstrahlen
Daher muss der Kollektor laufend der Sonne nachgeführt werden, so dass die Sonne immer parallel zur x,z -Ebene auf den Kollektor trifft. Das bedeutet aber auch, dass nur der

direkte Anteil der Strahlung vom Kollektor genutzt werden kann. Diffuse Strahlung, die aus anderen Richtungen auf den Kollektor trifft, wird nicht auf den Receiver reflektiert.

Der Reflektor besteht aus Aluminiumblech. Die Parabelform muss sehr genau gefertigt sein, da schon geringe Abweichungen – je nach Größe des Receivers – bewirken können, dass Teile der Strahlung nicht mehr auf den Receiver treffen.

Der Kollektorkreis kann unter Druck betrieben werden, so dass das Medium auch bei Betriebstemperaturen bis 180°C nicht verdampft. Mit einem anders aufgebauten Absorberrohr kann das Medium aber auch direkt im Kollektor verdampft werden.

3.2 Projektablauf

Das Projekt wurde mit einem Kick-Off Meeting bei Fraunhofer UMSICHT in Oberhausen im Februar 2006 gestartet.

Im ersten Teil des Projektes wurde ein Wärmeträgermedium gesucht, das einen frostgeschützten Betrieb des Parabolrinnenkollektors erlaubt und, wenn möglich, auch in der Dampfstrahlkältemaschine verwendbar ist, um eine direkte Kopplung der beiden Anlagenteile zu ermöglichen. Im Anschluss wurden erste Messungen eines Parabolrinnenkollektors mit dem neuen Medium (Ammoniaklösung) sowohl flüssig als auch verdampfend durchgeführt. Diese Arbeiten wurden im Jahr 2006 durchgeführt.

Da die offizielle Bewilligung für den deutschen Projektteil erst im Herbst 2006 erfolgte, konnte die Weiterentwicklung der Dampfstrahlkältemaschine nicht wie geplant in 2006 durchgeführt werden.

Im Jahr 2007 wurde der Kollektor in mehreren Punkten weiterentwickelt. Die Konstruktion der Rinnenform wurde komplett neu überarbeitet und die ausgezeichnete optische Qualität durch Messungen bestätigt. Außerdem wurde eine neue selektive Receiverbeschichtung entwickelt und das Hüllrohr um den Receiver im Gegensatz zum Vorprojekt mit Edelgas befüllt.

Auch die Nachführung wurde weiterentwickelt und verbessert, so dass 10 optimierte Parabolrinnenkollektoren mit Nachführung im Frühjahr 2008 am Teststand in Gleisdorf installiert werden konnten. Die Funktionsfähigkeit des Systems wurde anschließend durch eine Reihe von Tests (ohne Kältemaschine) unter Beweis gestellt.

Parallel dazu wurde die Dampfstrahlkältemaschine geplant, ausgelegt und schließlich ein Prototyp montiert. Bei der Planung und Montage des Prototyps kam es bei Fraunhofer UMSICHT und der Fa. Reisner AG zu Verzögerungen, so dass die Anlage entgegen der ursprünglichen Zeitplanung nicht im Sommer 2008 ausgeliefert werden konnte.

Die Parabolrinnenkollektoranlage wurde für den Winter 2008/09 mit Ammoniaklösung gefüllt, um Frostschäden zu vermeiden. Im Frühsommer 2009 wurde die Dampfstrahlkältemaschine mit Rückkühlwerk zum Teststand in Gleisdorf geliefert, an die Parabolrinnenkollektoranlage sowie an das Kaltwassernetz angeschlossen und in Betrieb genommen.

Beim Betrieb des Gesamtsystems stellte sich heraus, dass die Kollektoren die geforderten 200-210°C Vorlauftemperatur nicht ganz erreichen. Die maximale Vorlauftemperatur betrug 190°C. Da die DSKM für einen Treibdampfdruck von 8 bar ausgelegt wurde und aufgrund hoher Außenlufttemperaturen an den Versuchstagen dieser hohe Treibdampfdruck von der DSKM auch benötigt wurde, war die Vorlauftemperatur des Kollektorfeldes für den Betrieb der DSKM nicht ausreichend. Ein von Fraunhofer UMSICHT bereitgestellter Dampferzeuger ermöglichte dennoch den Betrieb der DSKM.

Aus diesem Grund wurden nur Tests der beiden Teilsysteme durchgeführt. Einerseits wurde der Kollektorkreis zum Aufheizen der Dampftrommel der Kältemaschine ohne Kälteerzeugung verwendet. Andererseits wurde die Dampftrommel mithilfe des elektrischen Dampferzeugers beheizt, so dass die Kältemaschine betrieben werden konnte.

Die Funktionsfähigkeit beider Teilsysteme konnte unter Beweis gestellt werden. Die Testergebnisse sind in Kapitel 10.2 bzw. 10.3 im Detail beschrieben.

4 Verfahrensentwicklung für das Gesamtsystem

4.1 Wärmeträgerscreening

Von **Rudolf Pietschnig (Karl-Franzens-Universität Graz)**, **Robert Hausner (AEE INTEC)** und **Dagmar Jähmig (AEE INTEC)**

Zur Sicherstellung des frostgeschützten Betriebs der Gesamtanlage wurde zunächst ein Wärmeträgerscreening durchgeführt, mit dem Ziel ein Medium zu finden, dass sowohl in den direktverdampfenden Parabolrinnenkollektoren als auch in der Dampfstrahlkältemaschine einsetzbar ist. Es gibt drei verschiedene Varianten der Kopplung der beiden Komponenten, die auch einen Einfluss auf das gewählte Wärmeträgermedium haben.

- 1) Kein Wärmetauscher zwischen Kollektor und Kältemaschine: Hier wird das Medium direkt im Kollektor verdampft und kann dann direkt als Treibdampf in der Kältemaschine verwendet werden. Das bedeutet, hier muss ein Medium verwendet werden, das rückstandslos verdampft. Das heißt zum Beispiel keine Salzlösung, wo das Salz im Kollektor zurückbleiben würde. Außerdem muss das Medium in der Kältemaschine verwendbar sein. Dafür sind die Dampfdrücke des Mediums bei den Betriebstemperaturen im Verdampfer und bei der Rückkühlung ausschlaggebend sowie dessen Verdampfungsenthalpie.
- 2) Mit Wärmetauscher zwischen Kollektor und Kältemaschine: In diesem Fall arbeitet die Kältemaschine mit reinem Wasser, das entweder im Wärmetauscher oder an einer nachgeschalteten Druckreduzierung verdampft. Für den Kollektorkreis gibt es jetzt wiederum zwei Möglichkeiten:
 - a. Mit Verdampfung im Kollektor: Wiederum muss das Medium bei geeigneter Temperatur rückstandslos verdampfen. Die Kondensation findet in einem Wärmetauscher statt, wo die Energie an den Kältemaschinenkreis übergeben wird.
 - b. Keine Verdampfung im Kollektor: In diesem Fall sollte das Medium erst bei relativ hohen Temperaturen verdampfen. Im Idealfall wäre dies über 200°C bei Normaldruck, so dass der Kollektorkreis drucklos gefahren werden kann. Ist dies nicht der Fall, sollte der benötigte Systemdruck aber möglichst niedrig sein, um die Anlagenkosten gering zu halten.

Zu Analyse der in Frage kommenden Wärmeträgermedien wurden folgende Parameter betrachtet:

- Dampfdruckkurve (Verdampfbarkeit, Verhalten in der Dampfstrahlkältemaschine)
- Temperaturstabilität
- Gefrierpunkt
- Wärmekapazität
- Wärmeleitfähigkeit
- Zähigkeit
- Korrosionsverhalten
- Mögliche Phasentrennung bei der Verdampfung
- Dichte
- Toxizität
- Brennbarkeit / Entflammbarkeit

Bei der Bewertung der Arbeitsmedien ist auch zu berücksichtigen, dass gerade bei den Medien mit niedrigen Dampfdrücken auch Luft und Sauerstoff in die Anlagenteile dringen können, insbesondere im Bereich des Kondensators oder bei Anlagenstillstand. Viele Wärmeträger können bei höheren Temperaturen auch von Sauerstoff oxidiert werden.

Arbeitsmedien mit Dampfdrücken größer 1 bar bei Betriebsbedingungen sind daher wünschenswert, wenn es sich um verfahrenstechnische Anlagen zur Erzielung eines Phasenwechsels (Verdampfung/ Kondensation/ Absorption) handelt.

4.1.1 Überblick über mögliche alternative Wärmeträger

In bestehenden Anlagen mit Parabolrinnenkollektoren wird außer reinem Wasser vor allem synthetisches, organisches Wärmeträgeröl auf Basis von Isomeren-Gemischen aus aromatischen Kohlenwasserstoffen (Benzyltoluenen ($C_{13}H_{12}$)) eingesetzt, wie sie zum Beispiel unter dem Markennamen Marlotherm vertrieben werden. Diese Medien sind bei Temperaturen bis etwa 400°C einsetzbar, haben eine niedrige Viskosität und sind nicht korrosiv gegenüber Metallen. Nachteilig ist allerdings, dass diese Thermoöle stark giftig sind.

Für verschiedene technische Anwendungen werden unterschiedliche Salzlösungen wie etwa LiBr-Lösung oder K_2CO_3 -Lösung eingesetzt. Salzlösungen haben den Nachteil, dass sie in einem direktverdampfenden Parabolrinnenkollektor nicht vollständig verdampfen würden. Zudem sind sie korrosiv, so dass konstruktive Massnahmen notwendig sind.

Wässrige-LiBr-Lösungen können bis Temperaturen bis 260°C eingesetzt werden, allerdings verhalten sich LiBr-Lösungen ab Temperaturen > 150 °C stark korrosiv. Für den Einsatz im höherem Temperaturbereich werden nach (Krist 2004 und Plank 1959) die Stähle AL6XN (www.al6xn.com) und SEACURE empfohlen. Diese Stähle sind mit 12-14\$/kg sehr teuer. Zur Gewährleistung eines Frostschutzes in den Kollektoren würde für mitteleuropäische Gebiete ein Salzgehalt von größer 20 Gew.-% LiBr reichen.

Wässrige K_2CO_3 -Lösungen (z.B. Handelsname Karbosol) werden derzeit in der Kältetechnik als Kühlsole eingesetzt. Stoffdaten für die K_2CO_3 -Lösung liegen für den Temperaturbereich von -30 bis 20 °C vor. Die Lösung ist basisch und greift Zink, Aluminium und andere Leichtmetall-Legierungen an. Auf Aluminium und Leichtmetall-Legierungen kann ein Schutzfilm ausgebildet werden, allerdings sind hierfür konstruktive Maßnahmen und der Einsatz von Inhibitoren notwendig.

Aus den genannten Gründen wurden Salzlösungen hier nicht weiter betrachtet.

Als Alternative wurde im Rahmen dieses Projektes eine Reihe von Medien vorgeschlagen und auf ihre Tauglichkeit als Wärmeträgermedien untersucht.

Eine in Frage kommende Stoffgruppe sind **Silikonöle**, die je nach Kettenlänge unterschiedliche Siedepunkte und Viskositäten aufweisen. Eine weitere Alternative ist **Ammoniaklösung** mit einer Konzentration von etwa 14%. Ammoniak wirkt korrosionshemmend und hat den Vorteil, dass es deutlich billiger ist, als die meisten anderen Lösungen. Auch alternative **aromatische Kohlenwasserstoffe** wie zum Beispiel Toluol oder Xylole könnten als Wärmeträgermedien eingesetzt werden. Außerdem wurde das auf **Glykolen** basierende Wärmeträgermedium Thermogen 1757 auf seine Einsatzfähigkeit geprüft.

4.1.1.1 Silikonöle

Polydimethylsiloxane, allgemein Silikonöle genannt, sind populäre Wärmeträgermedien und sind unter Luftausschluss bis zu 300°C stabil.

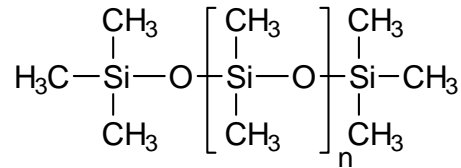


Abb. 4: Silikonöl

Silikonöl weist eine hohe Resistenz gegen Scherkräfte, Materialalterung, Oxidation und Hydrolyse auf und ist chemisch weitgehend inert. Silikonölen wird auch eine gute Materialverträglichkeit nachgesagt. So sind sie feuchtigkeitsabweisend und schützen z.B. Gummiteile vor Frost, was auf eine gute Verträglichkeit mit Dichtungselementen hinweist. Je länger die Siloxanketten sind, desto größer wird auch die Viskosität von Silikonölen. Für Silikonöle gibt es eine Vielzahl von Einsatzgebieten wie zum Beispiel als Wärmeträgermedium für Heißbäder in chemischen Laboratorien, als Gleitmittel, Hydrauliköl, Dielektrika oder als Pflegemittelzusatz (Auto- und Möbelpolituren, Kosmetika, Schuh- und Bodenpflegemittel).

Als Vertreter der längerkettigen Silikonöle werden in weiterer Folge die Stoffdaten von Wacker AK10 verwendet, das im geplanten Arbeitstemperaturbereich nicht verdampft, aber noch eine relativ niedrige Viskosität aufweist.

Bisher wurden Silikonöle hauptsächlich im flüssigen Zustand in einem Temperaturbereich von -100 bis 260°C verwendet. In einem deutschen Patent aus dem Jahre 1998 [31] wird jedoch die Verwendung von dem zyklischen Polysiloxan **Octamethylcyclotetrasiloxan (D₄)** als Wärmeträgermedium in der Dampfphase beschrieben, das besonders hohe thermische Stabilität aufweist und auch bei Temperaturen $> 300^\circ\text{C}$ eingesetzt werden kann. Ebenso werden folgende Verbindungen aus der Stoffgruppe der Siloxane zur Verdampfung vorgeschlagen, die im Gegensatz zu D₄ keine cyclische, sondern eine lineare Struktur besitzen:

Octamethyltrisiloxan (MD₁M) und Hexamethyldisiloxan (MD₀M)

Die im Patent beschriebenen verdampfenden Silikonöle vereinen die Eigenschaften eines relativ hohen Dampfdrucks im unteren Temperaturbereich, eines flachen Anstiegs des Dampfdrucks in Abhängigkeit von der Temperatur, einen kritischen Punkt $> 245^\circ\text{C}$, einen kritischen Druck < 20 bar, eine thermische Dauerbeständigkeit im Bereich $> 300^\circ\text{C}$ und sind im Vergleich zu anderen Stoffen umweltfreundlich. Octamethylcyclotetrasiloxan findet bereits als Industriechemikalie und als Zwischenprodukt für die Herstellung von Silikonverbindungen Verwendung sowie im Konsumbereich, z.B. als Bestandteil von Kosmetika. Octamethyltrisiloxan wird beispielsweise in Organic Rankine Cycle (ORC) Kreisprozessen eingesetzt (Angelino et al. 2000, Hammerschmid et al. 2003).

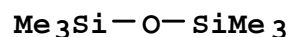


Abb. 5: Hexamethyldisiloxan

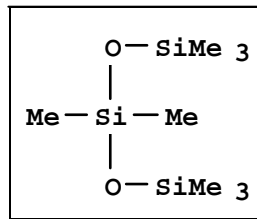
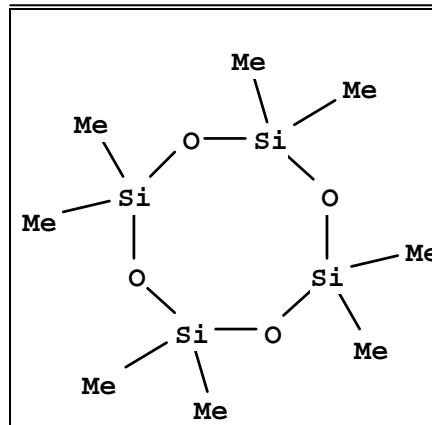


Abb. 6: Octamethyltrisiloxan

Abb. 7: Octamethylcyclotetrasiloxan (Me = CH₃)

Die Stoffgruppe der Polysiloxane, die oben genannten Verbindungen mit eingeschlossen, haben allgemein für die Verwendung als Wärmeträger sehr günstige Eigenschaften:

- hohe Temperaturbeständigkeit
- niedrige Dampfdrücke bei hohen Temperaturen
- geringe Korrosionsneigung
- gegenüber anderen organischen Verbindungen hohe Umweltverträglichkeit
- geringe Auswirkungen auf die menschliche Gesundheit

Charakteristisch für diese Stoffgruppe ist die **Si-O-Si Bindung**. Die Silikonöle können in lineare, zyklische, verzweigte und vernetzte Polysiloxane unterteilt werden. Lineare Polysiloxane entsprechen z. B. dem Bautyp $R_3SiO[R_2SiO]_nSiR_3$ (lineare Polydimethylsiloxane) wobei $R = CH_3$ ist. Cyclische Polysiloxane sind aus ringförmig angeordneten Siloxaneinheiten aufgebaut und haben z. B. die Bauform $[R_2SiO]_n$ (cyclische Polydimethylsiloxane). Besonders die ringförmigen $[D_n]$ mit $n < 6$ und linearen Polydimethylsiloxane $[MD_nM]$ mit $n < 5$ sind für die Verwendung in Kreisprozessen wegen ihrer Dampfdruck-Temperaturkennlinie gut geeignet.

Während die CH_3 -Si Bindung bis zu Temperaturen oberhalb 400°C sehr stabil ist, beginnt die Si-O-Bindung meist schon bei Temperaturen über 300°C instabil zu werden. Es erfolgt eine ständige Polymerisation und Depolymerisation bzw. der Umwandlung von Polymeren in Oligomere und umgekehrt, wobei sich ein vom Druck abhängiges Gleichgewicht einstellt. Bei Verwendung cyclischer Polysiloxane bildet sich ein Gleichgewicht cyclischer Verbindungen $[D_n]$ aus, während bei Verwendung linearer Polysiloxane durch die vorhandenen Endstücke $[M]$ ein Gemisch unterschiedlicher Kettenlängen $[MD_nM]$ und cyclischer Polysiloxane $[D_n]$ entsteht. Dieser Prozess wird bei Wärmeträgern auf Basis von linearen Polysiloxanen ausgenutzt. Bei der Verwendung von Silikonölen im flüssigen Zustand als Wärmeträger kommen vorwiegend lineare Ketten $[MD_nM]$ mit $n > 4$ d. h. einer relativ geringen Zahl von $[M]$ Endstücken pro Volumeneinheit, zum Einsatz.

Octamethylcyclotetrasiloxan (D₄) ist ein Zerfallsprodukt linearer oder cyclischer Siloxane. Als Hauptprodukt bei der thermischen Umwandlung von (D₄) entsteht (D₅) und (D₃). Diese Stoffe bilden bei höheren Konzentrationen unter Einwirkung von Hitze wiederum (D₄).

Tabelle 1: Physikalische Eigenschaften von leicht flüchtigen Silikonölen

Parameter	Octamethylcyclo- tetrasiloxan (D ₄)	Hexamethyl- disiloxan (MDM)	Octamethyltri- siloxan (MM)
Molekulargewicht	296,62	162,38	236,53
Siedepunkt [°C]	175 – 176 (1)	101 (4)	153 (6)
Gefrierpunkt [°C]	17 – 18	-59	-82
Dichte, 25 °C [kg/m³]	949,7 (2)	759 (5)	818,2 (7)
Verdampfungswärme, 1,013 bar [kJ/kg]	133 (3)	200 (3)	158 (3)
Flammpunkt [°C]	60	7,7 +/- 18,0 (3)	55,0 +/- 23,0 (3)

(1) Murata, Hiromu; Journal of Chemical Physics 1951, V19, P659-60

(2) Hunter, M. J.; Journal of the American Chemical Society 1946, V68, P667-72

(3) Calculated using Advanced Chemistry Development (ACD/Labs) Software Solaris V8.14 (1994-2005 ACD/Labs)

(4) Ruehlmann, Klaus; Journal für Praktische Chemie (Leipzig) 1962, V16, P172-81

(5) Noll, John E.; Journal of the American Chemical Society 1951, V73, P3867-71

(6) Patnode, Winton I.; US 2469888 1949

(7) Hunter, M. J.; Journal of the American Chemical Society 1946, V68, P2284-90

Die restlichen Werte entstammen den Sicherheitsdatenblättern. Siehe Literaturverzeichnis.

Von den drei vorgeschlagenen Silikonölen, würde aufgrund seines Siedepunkts und Gefrierpunkts am ehesten Hexamethyldisiloxan in Frage kommen. Daher wird in weiterer Folge als verdampfbare Silikonöl nur noch diese Variante betrachtet.

4.1.1.2 Ammoniak-Wasser-Gemisch

Ammoniak ist ein farbloses, stechend riechendes, giftiges, zu Tränen reizendes Gas. In Tabelle 2 sind einige Stoffdaten von reinem Ammoniak zusammengefasst.

Tabelle 2: Stoffdaten von reinem Ammoniak (ASHRAE 1997)

Stoffgröße	Wert	Einheit
Schmelzpunkt	-77,8	°C
Siedepunkt bei 1,013 bar	-33,2	°C
spez. Wärmekapazität bei 0°C (flüssig)	4,601	kJ/(kg K)
spez. Wärmekapazität bei -33°C (Sattdampf)	2,235	kJ/(kg K)
Verdampfungswärme	1371,2	kJ/kg
Dichte bei -45°	696,8	kg/m ³
krit. Temp	132,4	°C
krit. Druck	113	bar
krit. Dichte	235	kg/m ³

Gasförmiger Ammoniak ist bei Atmosphärendruck leichter als Luft. Das Gas kann bei gewöhnlicher Temperatur bereits durch einen Druck von 8–9 bar verflüssigt werden. Es kommt so in Stahlflaschen komprimiert in den Handel. Die Dichte des flüssigen Ammoniaks beträgt am Siedepunkt 674 kg/m³ und ist somit leichter als Wasser. Die Flüssigkeit ist farblos, stark lichtbrechend und hat eine geringe Viskosität. Ammoniak löst sich in Wasser sehr leicht und schnell unter Wärmeentwicklung. Die hohe Verdampfungswärme des Ammoniaks von 1371 kJ/kg, die auf Wasserstoff-Brückenbindungen zurückzuführen ist, wird technisch in Kältemaschinen genutzt.

Aus dem Zusatz von Ammoniak zu Wasser als Wärmeträgermedium ergeben sich zwei wesentliche Vorteile:

- Ammoniak erhöht den pH – Wert von Wasser und dient somit als Korrosionsschutz.
- Ammoniak bewirkt eine Gefrierpunktserniedrigung von Wasser.

Die charakteristischste Eigenschaft des Ammoniaks, seine **basische Wirkung**, rührt daher, dass er in wässriger Lösung (Ammoniakwasser) teilweise, wenn auch nur in sehr geringen Mengen, unter Protonenaufnahme in Ammoniumionen (NH₄⁺) übergeht und dadurch gleichzeitig Hydroxylionen (OH⁻) erzeugt werden.

Gefrierpunktserniedrigung

Das Ausmaß der Gefrierpunktserniedrigung hängt von der Menge der zugesetzten Substanz ab und lässt sich mit folgender Formel berechnen:

$$\Delta T = K_k \cdot m_B$$

mit

ΔT = Gefrierpunktserniedrigung

K_k = kryoskopische Konstante (stoffspezifisch bezogen auf das Lösemittel, K_k (Wasser): 1,86 K/(mol*kg)

m_B = Molalität (Stoffmenge des gelösten Stoffes, geteilt durch die Masse des enthaltenen Lösungsmittels)

Tabelle 3: Gefrierpunkte von Ammoniak - Wasser - Mischungen bei einem äußeren Druck von 1,013 bar (Gmelius 1955)

Gefrierpunkt [°C]	Mol-% NH ₃	Gew.-% NH ₃
-10	9,2	8,75
-20	15,2	14,49
-40	22,2	21,22
-60	27,0	25,9
-80	31,0	29,8
-90	33,0	31,76
etwa -100,3	34,5	33,23

Um eine ausreichende Frostsicherheit bis -20°C zu gewährleisten, ist also ein Ammoniakanteil von etwa 14% ausreichend. Das bedeutet eine schwächere Konzentration als handelsüblicher Salmiakgeist, der etwa 24% Ammoniak enthält.

Dem Erstarrungsdiagramm Abb. 8 kann man entnehmen, dass z. B. bei einer Mischung mit 14 % Ammoniakanteil beim Abkühlen bei 20°C die Bildung von Wassereis beginnt. Bei z. B. -40°C entnimmt man aus dem Abschnittsverhältnis b/a , dass bei dieser Temperatur erst etwa 36 % erstarrt sind und eine Sprengwirkung durch die Volumenzunahme von Wassereis deshalb noch nicht gegeben sein wird. Die Ammoniakkonzentration der Flüssigkeit in diesem Beispiel beträgt dann 22 %. Erst bei $-100,3^{\circ}\text{C}$ erfolgt die vollständige Erstarrung zu einer Mischung aus Wassereis und dem Eutektikum I (eine feinkristalline Mischung aus Wassereis und der festen Verbindung $\text{H}_2\text{O} \cdot \text{NH}_3$).

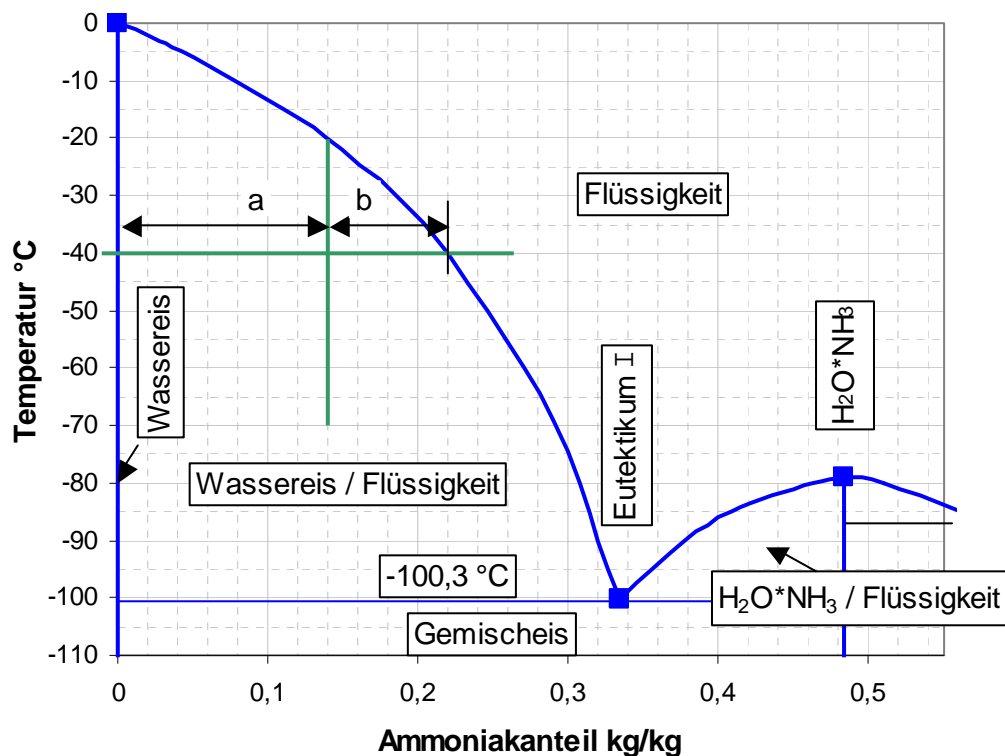


Abb. 8: Erstarrungsdiagramm von Wasser - Ammoniak – Mischungen (ausgewertet aus Plank 1959)

Siedepunktserniedrigung

Durch die Zugabe von Ammoniak zu Wasser wird jedoch nicht nur der Gefrierpunkt, sondern auch der Siedepunkt der wässrigen Lösung gesenkt, wie aus Tabelle 4 ersichtlich ist.

Tabelle 4: Siedepunkte von Ammoniak - Wasser - Mischungen bei einem Druck von 1,013 bar (Gmelius 1955)

Siedepunkt [°C]	Mol-% NH ₃
83,29	5
70,44	10
59,55	15
49,16	20
39,76	25
30,48	30
21,71	35

Das bedeutet, dass bei einer Ammoniakkonzentration von 14%, der Siedepunkt unter Normaldruck bei etwa 59°C liegt. Um eine Verdampfung erst bei höheren Temperaturen zu gewährleisten, müsste das System also unter Druck betrieben werden.

Ammoniak und Wasser Gemische sind zeotrope Mischungen (auch bekannt als nicht - azeotrope Mischungen). Bei zeotropen Mischungen ist die Zusammensetzung der Flüssig – und der Dampfphase nie gleich. In einem offenen System sind derartige Mischungen nicht verdampfbar ohne Änderung der Zusammensetzung.

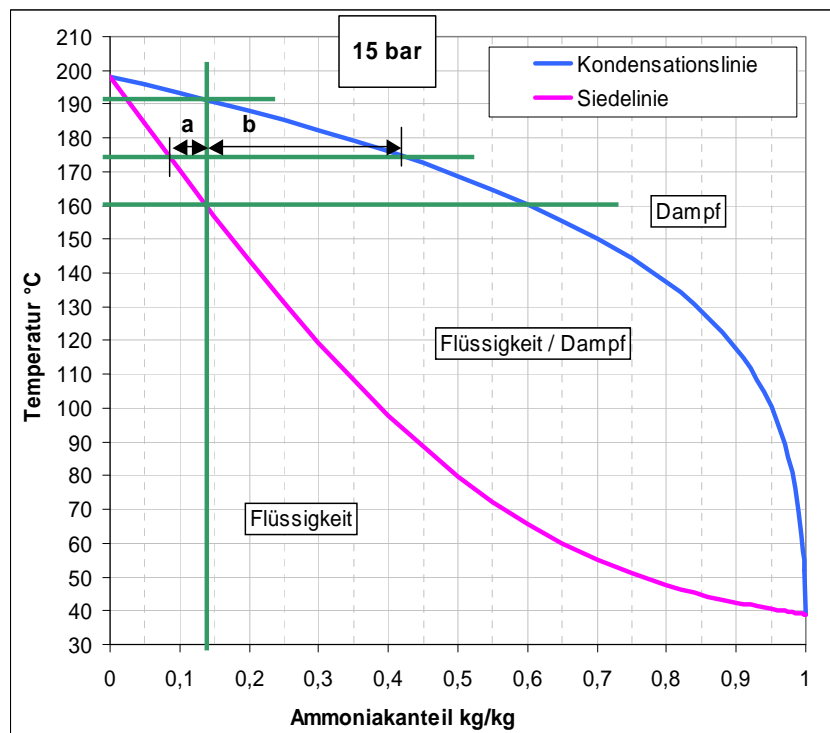


Abb. 9: Siedediagramm von Wasser - Ammoniak – Mischungen bei 15 bar (ausgewertet aus Plank 1959)

Wie man aus der Abb. 9 entnehmen kann, treffen sich die Siedelinie und die Kondensationslinie an keiner Stelle, so wie es bei azeotropen Gemischen (siehe Ethanol/Wasser) der Fall wäre. Das heißt, dass die beiden Komponenten bei jedem Mischungsverhältnis nicht gleichzeitig verdampfen, sondern der Dampf zunächst reicher an Ammoniak ist. Die Temperatur steigt dann kontinuierlich an, bis auch das Wasser zur Gänze verdampft ist. Die Verdampfung findet also nicht bei einer definierten Temperatur sondern in einem Temperatur**bereich** statt. Im eingezeichneten Beispiel beginnt im Gleichgewichtsfall in einem abgeschlossenen System mit einem Druck von 15 bar und 14 Gew.-% Ammoniak mit ansteigender Temperatur die Verdampfung bei 160 °C wobei der Dampf einen Ammoniakanteil von 61% hat. Bei z. B. 174 °C hat die Flüssigphase 8 % und die Dampfphase 41 % Ammoniakanteil - die Mengenanteile an Flüssig- und Dampfphase können hier aus dem Abschnittsverhältnis a/b ermittelt werden: 18 % Dampfphase und 82 % Flüssigphase. Der letzte verdampfende Flüssigkeitsrest hat bei 191 °C dann nur noch 2,5 % Ammoniakanteil.

Dieser hier beispielhaft dargestellte Vorgang läuft angenähert bei der Direktverdampfung im Receiverrohr eines Parabolrinnenkollektors beim Durchströmen des Wärmeträgermediums ab, wobei es während der Verdampfung zu einer starken Beschleunigung des Mediums kommen wird. Hier besteht die Möglichkeit einer Entmischung (eine höhere Geschwindigkeit des Dampfes gegenüber der flüssigen Phase erscheint möglich). Der hier verwendete Receiver enthält ein Dampfventil, das erst bei einer vorgegebenen Temperatur aufmacht. Diese Temperatur wird so gewählt, dass das Medium vollständig verdampft. Vor dem Ventil herrscht ein so hoher Druck, dass hier keine Verdampfung auftreten kann. Wenn das Ventil aufmacht wird eine gewisse Menge Flüssigkeit in den Verdampfungsteil des Kollektors gelassen, die dort zur Gänze verdampft. Daher ist keine Aufkonzentration von Ammoniak in einem Teil des Systems zu erwarten.

Bei der Kondensation im Wärmetauscher ist der gleiche Vorgang, allerdings in umgekehrter Reihenfolge zu erwarten. Zuerst kondensiert niedrigkonzentrierte Flüssigkeit bei höherer Temperatur zuletzt höherkonzentrierte Flüssigkeit bei niedrigerer Temperatur.

Der Beginn dieses Siedebereichs ist zusammen mit der Verdampfungstemperatur von Wasser als Funktion des Druckes für verschiedene Ammoniak-Wasser-Gemische in Abb. 10 aufgetragen. Bei 10 bar Druck fängt eine 14%-ige Ammoniak-Wasser-Mischung etwa bei 140°C an zu sieden. Das Ende des Siedebereichs liegt bei etwa 173°C.

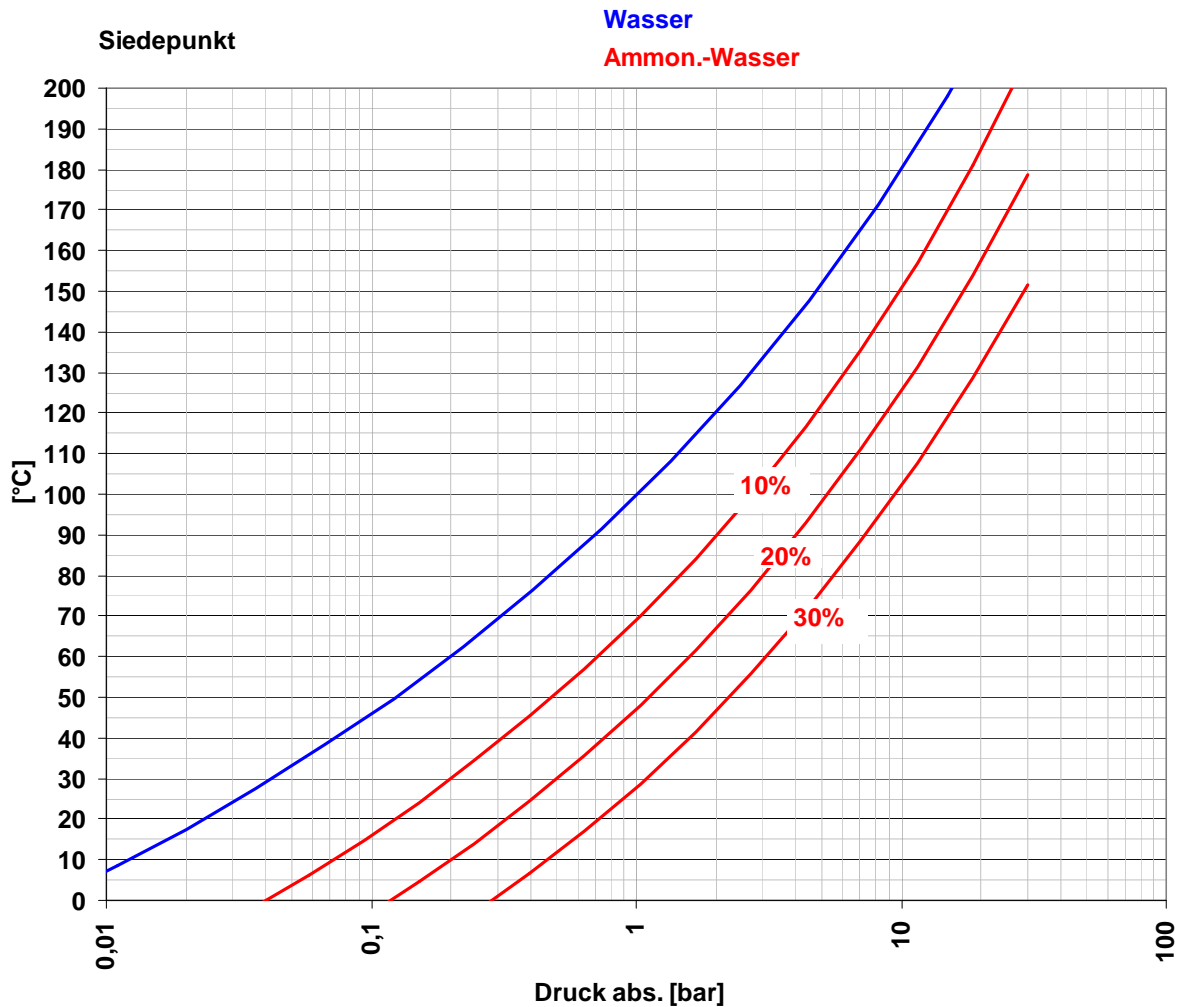


Abb. 10: Siedebeginn für Ammoniak-Wasser-Mischungen verschiedener Konzentration im Vergleich mit dem Siedepunkt von Wasser

Ammoniak und auch Ammoniaklösung haben eine Vielzahl von Einsatzbereichen. In den schon oben erwähnten Kältemaschinen wird Ammoniak als Kältemittel verwendet und dann in Wasser gelöst und auf höherem Druck wieder aus dem Wasser ausgetrieben. Hier werden Ammoniaklösungen mit Konzentrationen je nach Temperaturniveau zwischen 23 und 53% verwendet, also deutlich mehr als für den bei Parabolrinnenkollektoren benötigten Frostschutz notwendig ist. Weitere Informationen zu Ammoniak-Wasser-Gemischen findet man in Frie 1986 und Pettersen et al. 1992.

4.1.1.3 Alternative aromatische Kohlenwasserstoffe

Aromatische Kohlenwasserstoffe werden vor allem im Temperaturbereich von -70 bis 260°C in luftdichten, geschlossenen Systemen verwendet. Mögliche Vertreter aus dieser Gruppe sind Mesitylen, Toluol oder Xylene. Obwohl die physikalischen Eigenschaften sowie die Umweltverträglichkeit bei den höher alkylierten Vertretern dieser Stoffklasse (Toluol oder Xylene) im Prinzip günstiger sind, wird aufgrund der besseren Datenlage in der Literatur sowie der bereits vorhandenen Informationen als Wärmemedium in weiterer Folge nur Toluol betrachtet.

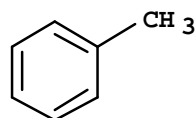


Abb. 11: Toluol

Toluen (C_7H_8) ist der einfachste Vertreter der Methylbenzene und ist schon als Arbeitsmedium in Kreisprozessen nach Rankine (Rankine Power Cycles) in der Dampfphase eingesetzt worden (Stine et al., 2001). Üblicherweise wird Toluen als Lösungsmittel (kann in vielen Fällen das gesundheitsschädlichere Benzol ersetzen), als Ausgangsprodukt zur Herstellung zahlreicher organischer Verbindungen wie z.B. Benzol, Sprengstoffe (TNT), Polyurethan-Vorprodukte (Toluendiisocyanate), Benzoesäure, Phenol, Farbstoffe (Chlorierung, Sulfonierung von Toluen) und als Beimischung in Motorkraftstoffen eingesetzt. Toluen ist bei Normalbedingungen eine farblose, klare, wasserhelle Flüssigkeit, die stark lichtbrechend ist (Brechungsindex: 1,4961). Generell gilt, je weniger Alkylsubstituenten am Benzenring, desto giftiger ist die Substanz. An der Luft verbrennt es nur unvollständig mit gelber, stark rußender Flamme. Die Flüssigkeit riecht blumig, stechend). In Wasser ist es fast unlöslich (0,52 g/l). Die dynamische Viskosität beträgt 0,6 mPa*s. Toluen ist also dünnflüssiger als Wasser, sein Flammpunkt liegt bei 4°C und die Zündtemperatur bei 535°C. Der Flüssigbereich ist vergleichsweise groß (Schmelzpunkt -95°C, Siedepunkt 111°C) (Falbe et al. 1995).

4.1.1.4 Thermogen 1757

Thermogen 1757 ist eine dunkelbraune, viskose Flüssigkeit auf Basis von Polyglykolen, die als Wärmeträgermedium und Wärmespeichermedium verkauft wird (Hersteller: Clariant GmbH). Der Siedepunkt liegt mit 220°C sehr hoch, so dass das System drucklos betrieben werden kann. Nachteilig ist der durch Viskositätserhöhung bedingte relativ hohe Stockpunkt mit -5 bis -10°C, Mischungen mit Wasser haben einen deutlich niedrigeren Stockpunkt.

Ein Gefriertest bei -15°C hat gezeigt, dass bei einem Wasseranteil von 20 Vol.-% das Medium schon sehr dickflüssig ist, was ein Anlaufen der Pumpe wesentlich erschwert. Bei 40% Wasseranteil blieb das Medium relativ niederviskos. Eine genaue Analyse der Stoffdaten von Gemischen von Thermogen und Wasser wäre allerdings erforderlich. Da uns keine Stoffdaten der Gemische vorlagen, wird hier im weiteren nur auf die unverdünnte Substanz eingegangen, auch wenn diese keinen ausreichenden Frostschutz bietet. Ein Vorteil des unverdünnten Mediums ist die Tatsache, dass es keine Sprengwirkung hat. Das heißt, bei niedrigen Temperaturen wäre das Medium zwar nicht mehr pumpbar, würde aber auch die Rohrleitungen nicht zerstören.

4.1.2 Physikalische Stoffdaten

Im Folgenden werden die wichtigsten physikalischen Stoffdaten der in Frage kommenden Wärmeträgermedien einander gegenübergestellt. Tabelle 5 zeigt einen Überblick über die Stoffdaten bei einem Druck von 1 bar. Bei Ammoniak-Wasser-Gemisch fällt auf, dass die Verdampfungswärme höher liegt als bei Wasser. Der Grund dafür liegt darin, dass bei einem Gemisch, das in einem Siedebereich verdampft (wie oben beschrieben), die Verdampfungswärme nicht von der sensiblen Wärme zu trennen ist, die das Gemisch bei der Erhöhung der Temperatur vom Beginn bis zum Ende des Siedebereichs aufnimmt. Daher ist hier die Summe dieser sensiblen Wärme und der eigentlichen Verdampfungswärme dargestellt.

Tabelle 5: Physikalische Stoffdaten der Wärmeträgermedien

		Wasser	NH ₃ -H ₂ O (14 %)	Silikonöl AK10	Hexamethyl- disiloxan	Thermoöl Marlotherm	Thermogen 1757	Toluol
Molekulargewicht	g/mol	18	17,8	>500	162	?	k.A.	92
Siedepunkt	°C	100	59		101	178- 282	>220	111
Gefrierpunkt	°C	0	-19	<-80	-59	-30	(-5) –(- 10)	-95
Dichte bei 25 °C	kg/m ³	998	940	930	764	988	1111	870
Verdampfungs- wärme ¹	kJ/kg	2257	2359	-	200	-	-	365
spez. Wärmekapa- zität	kJ/(kg K)	4,2	4,2	1,7	2,1	1,9	2,4	1,7 ²
Wärmeleitfähig- keit ³	W/(mK)	0,64	0,61	0,13	0,10	0,13	0,20	0,12

*Selbstentzündung des Dampfes

Als verdampfende Medien kommen aufgrund ihres **Siedepunktes** Ammoniak-Wassermischung, Hexamethyldisiloxan und Toluol in Frage. Nicht verdampfend bieten sich Silikonöl sowie Thermogen an. Aber auch alle anderen Medien könnten unter Druck ohne Verdampfung betrieben werden. Hier wäre aber ein Druck von 10 – 25 bar erforderlich, um Betriebstemperaturen bis 180°C ohne Verdampfung fahren zu können (siehe Dampfdruckkurve in Abb. 12). Im Diagramm ist jeweils der Siedebeginn für das Ammoniak-Wasser-Gemisch dargestellt.

Der Gefrierpunkt liegt bei allen Medien bei -19°C oder darunter, außer bei Wasser und Thermogen. Hier wäre eine Beimischung von Wasser erforderlich.

¹ bei 100°C, für NH₃-H₂O (14 %) bei 1 bar (Siedeintervall 59 bis 96 °C)

² bei 37°C

³ bei 50°C

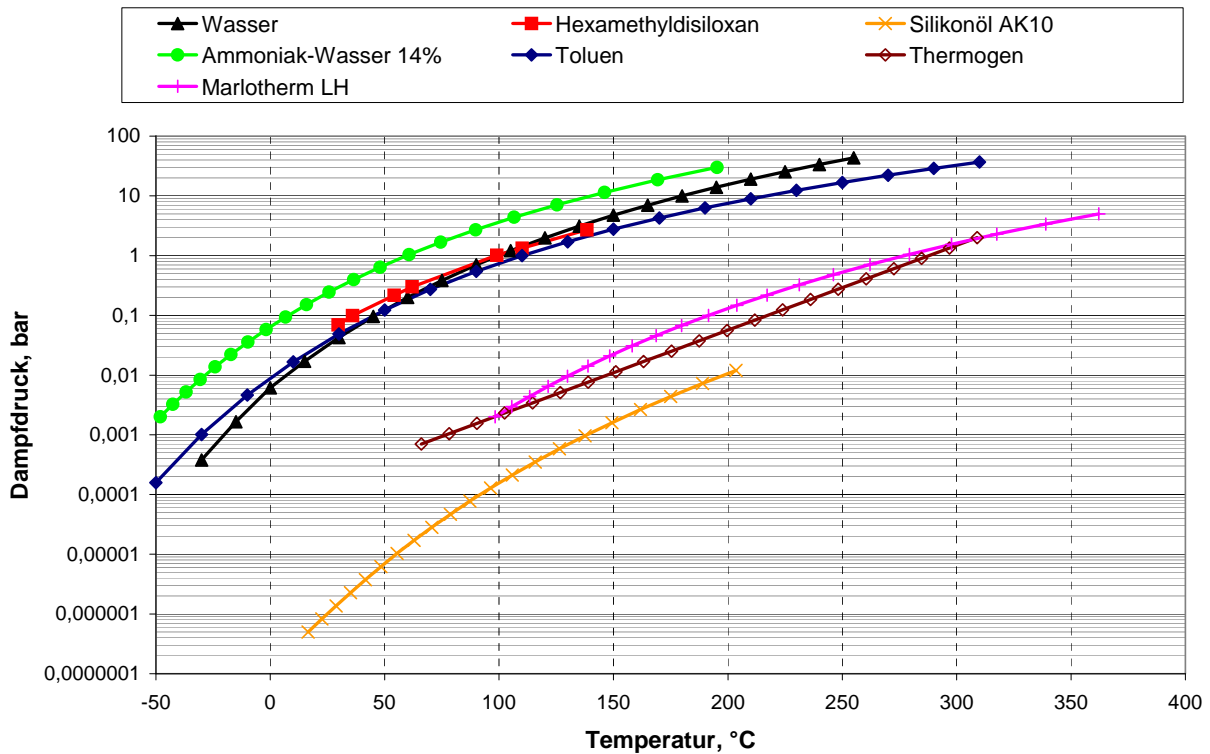


Abb. 12: Dampfdruckkurven (Siedebeginn) der Wärmeträgermedien

In Abb. 13 ist die Dichte der verschiedenen Wärmeträgermedien in Abhängigkeit von der Temperatur dargestellt. Die höchste Dichte hat das Medium Thermogen. Danach folgen etwa gleichauf Marlotherm und Wasser. Etwas darunter liegen wiederum etwa gleichauf das Silikonöl AK10 und die Ammoniak-Wasser-Mischung. Dichten, die schon recht deutlich unter der von Wasser liegen haben Toluol und vor allem Hexamethyldisiloxan.

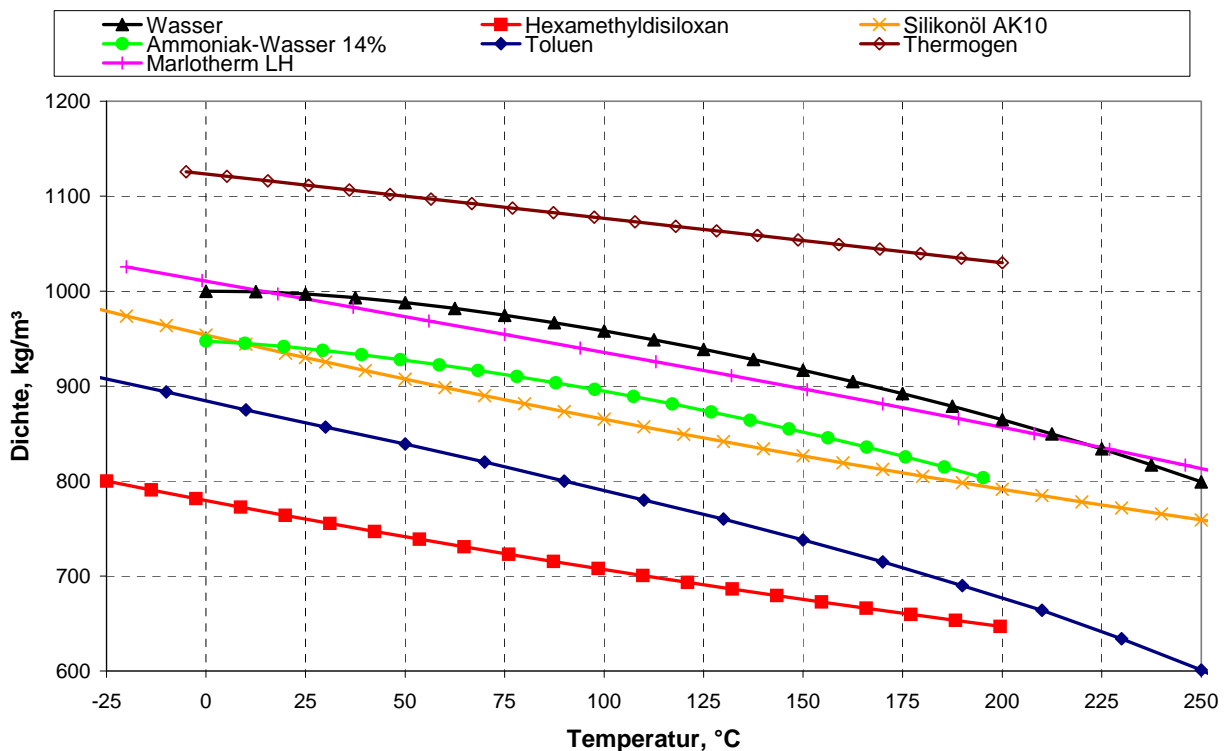


Abb. 13: Dichte der Wärmeträgermedien in Abhängigkeit von der Temperatur

Es fällt auf, dass einige der Kurven relativ linear mit der Temperatur abfallen. Andere aber eine Krümmung aufweisen. Der Grund dafür ist, dass hier die Dichte der flüssigen Substanz am Siedepunkt bestimmt wurde. Bei hohen Temperaturen steigt damit auch der Druck. Die linearen Kurven gehören zu den höher verdampfenden Medien, und hier wurde die gesamte Kennlinie bei Normaldruck gemessen.

Für den Betrieb der Anlage ist die Viskosität des Mediums von entscheidender Bedeutung. Sie bestimmt, wie groß die Rohrleitungen dimensioniert werden müssen bzw. wieviel Pumpenergie aufgewandt werden muss. Vor allem bei Medien mit einer relativ geringen Wärmekapazität, wo ein entsprechend höherer Durchfluss umgewälzt werden muss, um die gleiche Energie zu transportieren, kann dies ein entscheidender Faktor sein.

Abb. 14 zeigt die Viskosität der Medien – wegen der großen Unterschiede auf einer logarithmischen Skala. Die deutlich höchste dynamische Viskosität weist das Medium Thermogen auf. Sie steigt besonders bei niedrigen Temperaturen extrem an. Durch die notwendige Beimischung von Wasser, könnte dieser Wert allerdings wahrscheinlich gesenkt werden. Der zweithöchste Wert ist beim Silikonöl AK10 zu beobachten, das auch einen deutlich höheren Wert als das übliche Wärmeträgeröl Marlotherm hat. Hier zeigt sich also schon ein Nachteil des Silikonöls. Alle anderen Viskositäten liegen wesentlich niedriger etwa im Bereich von Wasser, wobei Toluol und Hexamethylsiloxan vor allem bei niedrigen Temperaturen sogar noch darunter liegen.

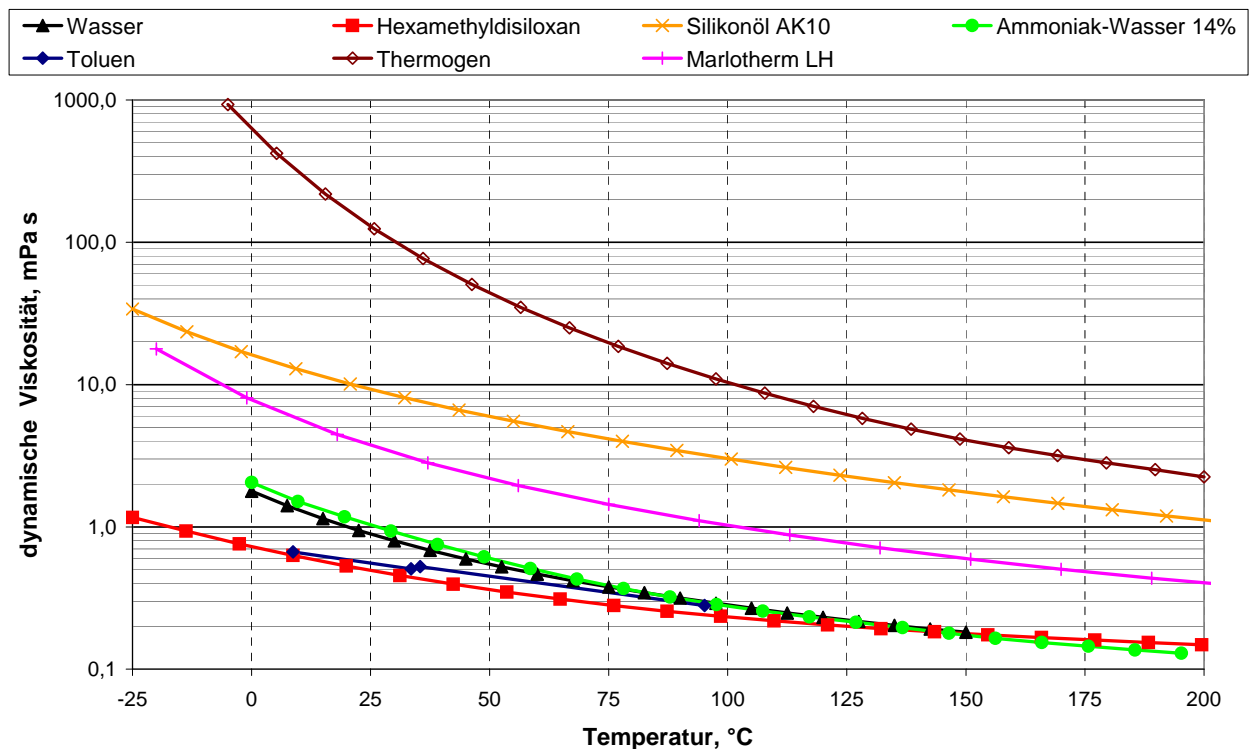


Abb. 14: Dynamische Viskosität der Wärmeträgermedien in Abhängigkeit von der Temperatur

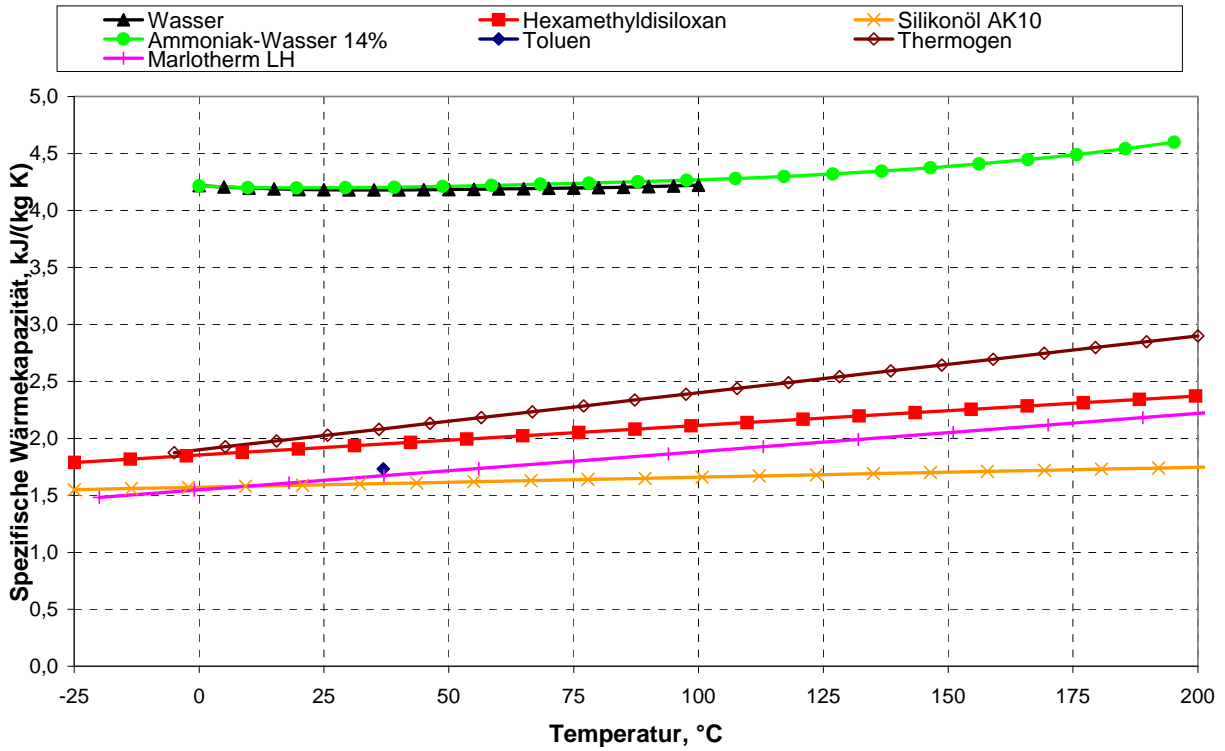


Abb. 15: Spezifische Wärmekapazität der Wärmeträgermedien in Abhängigkeit von der Temperatur (massenbezogen)

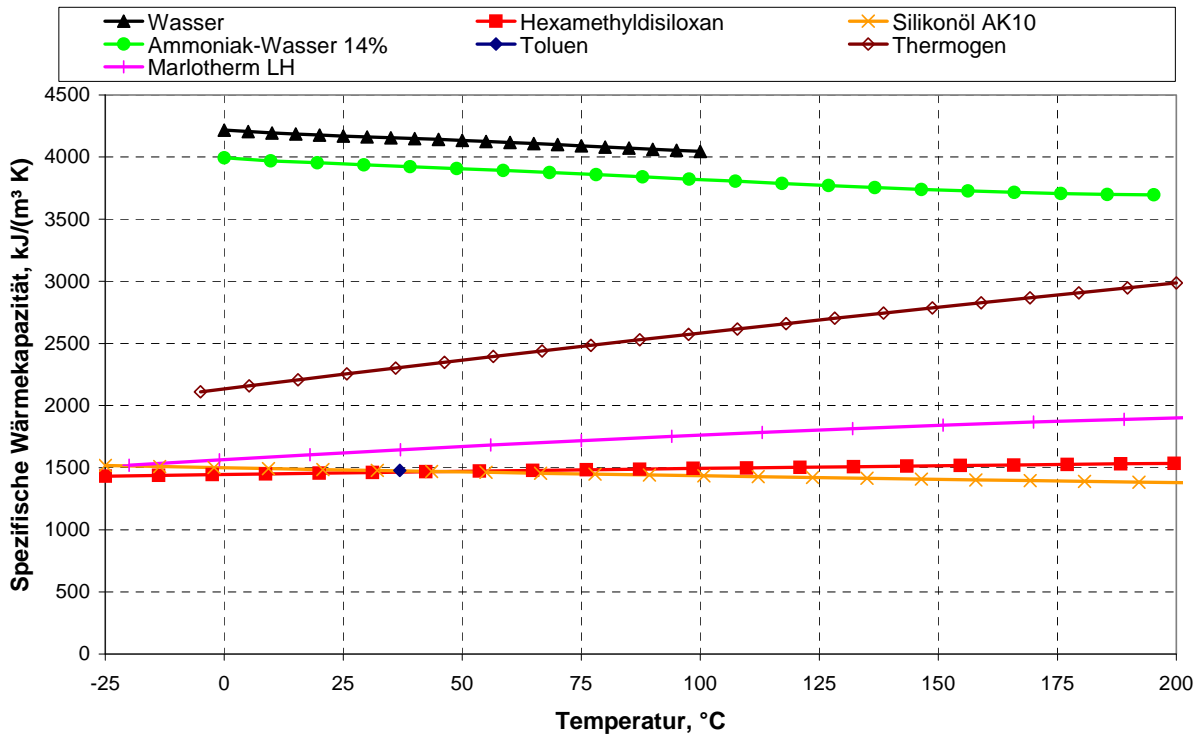


Abb. 16: Spezifische Wärmekapazität der Wärmeträgermedien in Abhängigkeit von der Temperatur (volumenbezogen)

Eine weitere wichtige Größe ist die Wärmekapazität der Wärmeträgermedien. Von der Wärmekapazität hängt ab, wie viel an Masse bzw. Volumen des Mediums durch den Kreis gepumpt werden muss, um eine bestimmte Leistung zu übertragen (bei nicht verdampfenden Medien). Bei der Wärmekapazität sind eindeutig Wasser und Ammoniaklösung den anderen Medien überlegen. Sie liegen bei über 4 kJ/(kg K) während die anderen Medien sich zwischen 1,5 und 2,5 kJ/(kg K) bewegen.

Um zu illustrieren, wie sich die Stoffdaten auf den Druckverlust im System auswirken, wurde für jedes Medium der Druckverlust in einer 10 m langen Rohrleitung mit einem Innendurchmesser von 12 mm berechnet. Der Durchfluss wurde für jedes Medium so festgelegt, dass bei einer Temperaturdifferenz von 15 K eine Leistung von 20 kW übertragen wird. Daher hängt der sich ergebende Druckverlust nicht nur von der Viskosität sondern auch von der Dichte und der spezifischen Wärmekapazität ab. Die Ergebnisse sind in Tabelle 6 dargestellt.

Tabelle 6: Druckverluste bei nicht verdampfenden Wärmeträgermedien für 20 kW übertragene Leistung, bei 150 °C, 15 K Temperaturdifferenz, einer Rohrlänge von 10 m und einem Rohrinne Durchmesser von 20 mm.

	Dichte	Viskosität	cp	Durchfluss bei Delta T=15 K	Durchfluss bei Delta T=15 K	Druckverlust
	kg/m ³	m Pas	kJ/(kg K)	l/h	kg/h	mWS
AK10	827	1,750	1,55	3745	3097	5,32
Marlotherm LH	897	0,598	2,05	2610	2341	2,36
Thermogen	1053	4,080	2,65	1720	1811	2,01
Ammoniak-Wasser (14%)	851	0,172	4,39	1285	1093	0,49
Wasser	917	0,182	4,31	1214	1114	0,48
Hexamethyldisiloxan	678	0,178	2,24	3161	2143	2,13
Toluol	738	0,180	1,8	3613	2667	2,88

Der benötigte Durchfluss ist bei Wasser und Ammoniaklösung besonders klein, da diese Medien eine große Wärmekapazität haben. Weil außerdem die Viskosität niedrig ist, ist der Druckverlust mit etwa 0,5 mWS besonders klein. Alle anderen Medien weisen aufgrund ihrer hohen Viskosität und/oder niedrigen Wärmekapazität einen deutlich höheren Druckverlust auf. Die günstigeren Alternativen wären Thermogen, Hexamethyldisiloxan oder Marlotherm mit 2,0, 2,1 bzw. 2,4 mWS. Toluol liegt im Mittelfeld und das Silikonöl AK10 schneidet bei diesem Vergleich mit 5,3 mWS besonders schlecht ab. Der Druckverlust ist hier schon etwa 10 mal so groß wie bei Wasser oder Ammoniaklösung.

Bei den verdampfenden Medien kommt dem Wert der Verdampfungsenthalpie eine entscheidende Bedeutung zu. In Abb. 17 und Abb. 18 ist die Verdampfungsenthalpie der in Frage kommenden Medien aufgetragen, einmal über der Temperatur und einmal über dem Druck. In Abb. 17 sieht man, dass die Kurven gegen Null gehen, je näher man sich dem kritischen Punkt nähert, der z.B. bei Wasser bei 375°C liegt. Das Ammoniak-Wasser-Gemisch ist hier nicht aufgetragen, da die Verdampfung nicht bei einer konstanten Temperatur stattfinden, sondern in einem Temperaturbereich. Darum macht es hier mehr Sinn, die Verdampfungsenthalpie über dem Druck aufzutragen, der während der Verdampfung konstant bleibt.

Wasser hat eine besonders hohe Verdampfungsenthalpie von über 2000 kJ/kg im hier interessanten Temperaturbereich. Reiner Ammoniak dagegen hat eine wesentlich niedrigere Verdampfungsenthalpie. In Abb. 17 ist auch die Verdampfungsenthalpie von 14%-igem Ammoniak-Wasser-Gemisch aufgetragen. Sie liegt etwas höher als bei reinem Wasser. Der Grund dafür ist, dass nicht nur die Verdampfungsenthalpie der Komponenten hier berücksichtigt ist sondern auch der sensible Temperaturanstieg zwischen Siedebeginn und Siedeende. Außerdem kommt noch die Mischungswärme (=Lösungswärme) dazu. Die Mischungswärme ist die Wärme, die frei wird, wenn zwei Komponenten miteinander vermischt werden. Die Daten sind aus (Plank 1959) entnommen. Der VDI-Wärmeatlas bietet eine Mischungsregel an, nach der die Verdampfungsenthalpie von Gemischen berechnet werden kann. Die Werte liegen hier deutlich tiefer, da der sensible Temperaturanstieg während der Verdampfung und die Mischungswärme nicht berücksichtigt werden.

Sowohl Toluol als auch Hexamethyldisiloxan haben eine wesentlich kleinere Verdampfungsenthalpie. Bei Hexamethyldisiloxan liegt nur ein Wert bei 100°C vor.

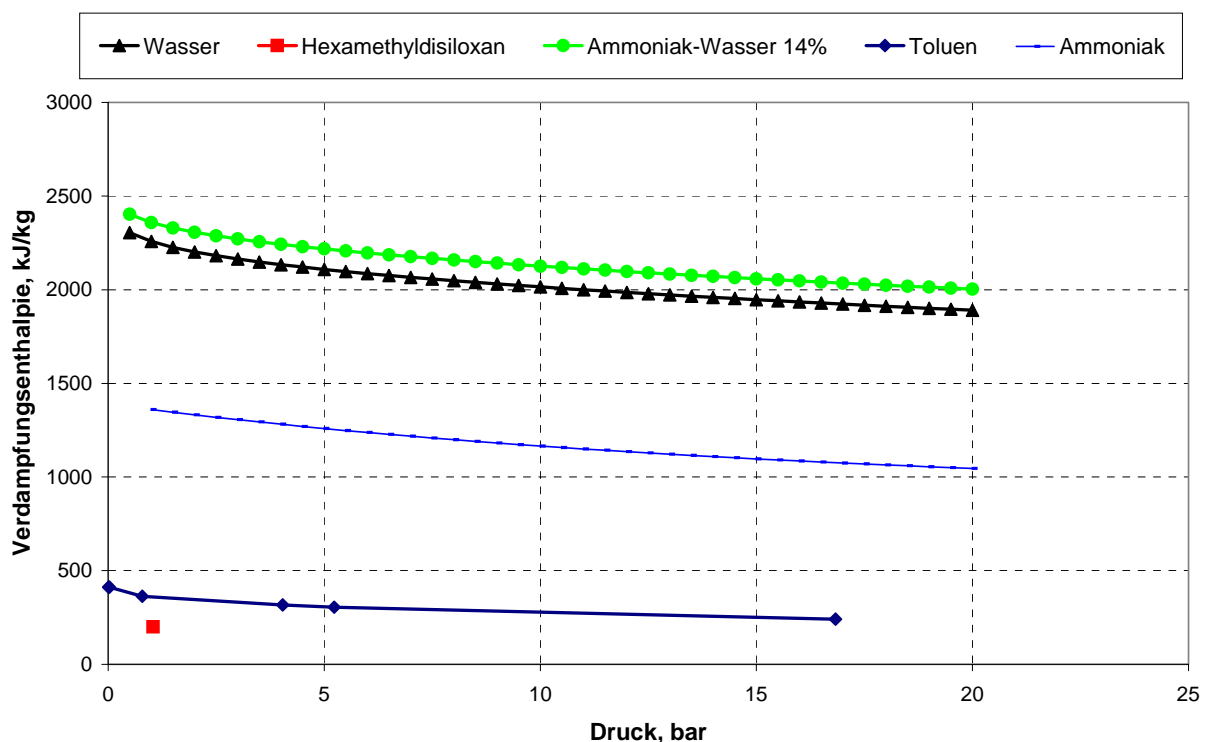


Abb. 17: Verdampfungsenthalpie von verschiedenen in Frage kommenden Wärmeträgermedien in Abhängigkeit vom Druck⁴

⁴ Verdampfungsenthalpie von Ammoniak-Wasser inklusive Anstieg sensibler Energiegehalt zwischen Siedebeginn und Siedeende.

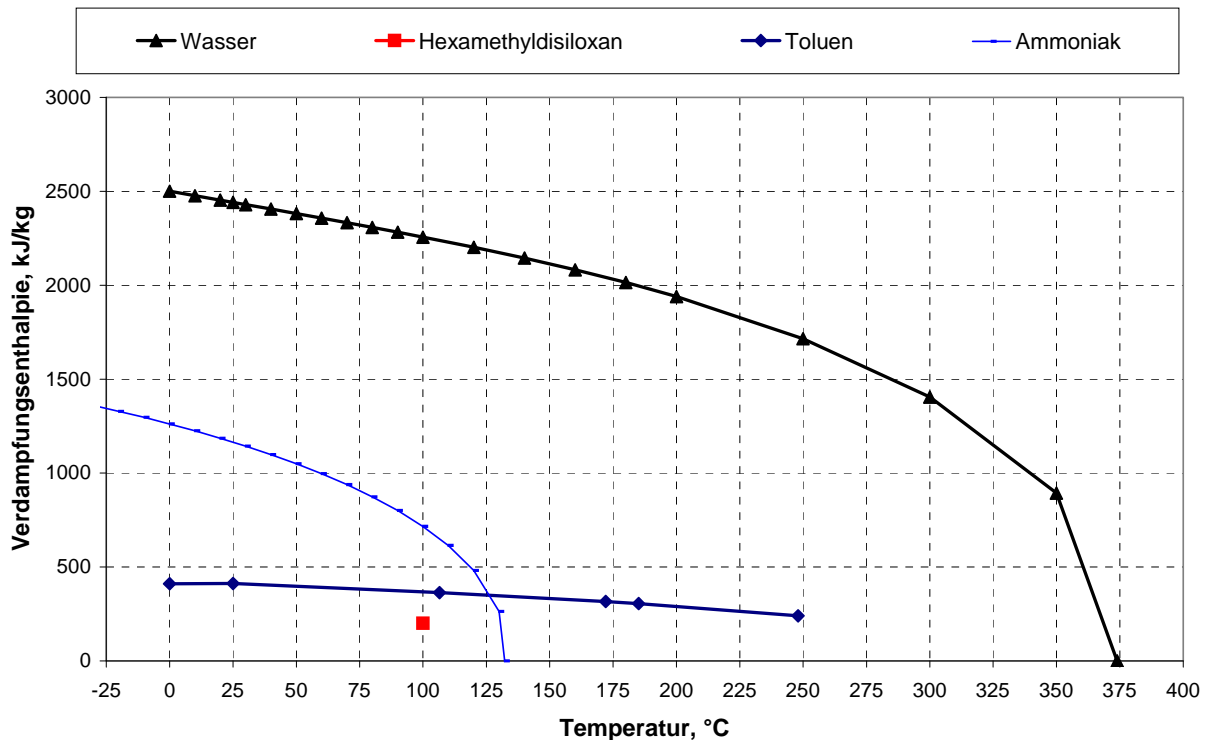


Abb. 18: Verdampfungsenthalpie von den für die Verdampfung in Frage kommenden Wärmeträgermedien

Tabelle 7: Druckverluste auf der Flüssigseite bei verdampfenden Medien für 20 kW übertragene Leistung, unter der Annahme, dass nur die Verdampfungsenergie und keine sensible Energie zur Wärmeübertragung genutzt wird, einer Rohrlänge von 10 m und einem Rohrlinnendurchmesser von 6 mm

	Dichte	Viskosität	Verdampfungs-enthalpie	Durchfluss	Durchfluss	Druckverlust (flüssig)
	kg/m ³	m Pas	kJ/kg	l/h	kg/h	mWS
Ammoniak-Wasser 14%	851	0,172	2207	38,3	32,6	0,305
Wasser	917	0,182	2114	37,1	34,1	0,311
Hexamethyldisiloxan	676	0,178	200	533	360	28,90
Toluol	738	0,180	350	279	206	9,37

- Verdampfungsenthalpie von Wasser-Ammoniak-Gemisch bei 5,5 bar (Siedende bei 150°C)
- Verdampfungsenthalpie von Wasser bei 4,8 bar (Siedepunkt 150 °C)

Die Auswirkung der unterschiedlichen Verdampfungsenthalpien auf den benötigten Durchfluss und damit auch auf den Druckverlust im System wurde - ähnlich wie bei den nicht verdampfenden Medien oben - berechnet. Hier wurde angenommen, dass nur die Verdampfungsenthalpie, nicht aber sensible Wärme, für den Wärmetransport genutzt wird. In der Realität wird das nicht immer der Fall sein, da das Medium vor der Verdampfung auch ein wenig aufgeheizt werden wird und nach der Verdampfung etwas überhitzt. Wie in Tabelle 7 zu sehen ist, haben die großen Unterschiede bei der Verdampfungsenthalpie hier einen großen Einfluss. Bei Wasser oder Ammoniaklösung ist der benötigte Durchfluss mit etwa 40 l/h sehr gering. Bei Hexamethyldisiloxan und Toluol ist der benötigte Volumenstrom und auch der Druckverlust auf der Flüssigseite bis zu einem Faktor 10 größer. Ein reiner Verdampfungsbetrieb würde bei einem Medium mit kleiner Verdampfungsenthalpie daher wenig Sinn machen.

Abschließend ist die Wärmeleitfähigkeit der flüssigen Wärmeträgermedien im Vergleich in Abhängigkeit von der Temperatur dargestellt. Auch hier liegen Wasser und Ammoniaklösung deutlich über den anderen Wärmeträgermedien. Dieser Parameter ist für den Wärmeübergang vom Rohr auf das Medium im Kollektor oder auch vom Medium auf den Plattenwärmetauscher bei der Wärmeabgabe von Bedeutung.

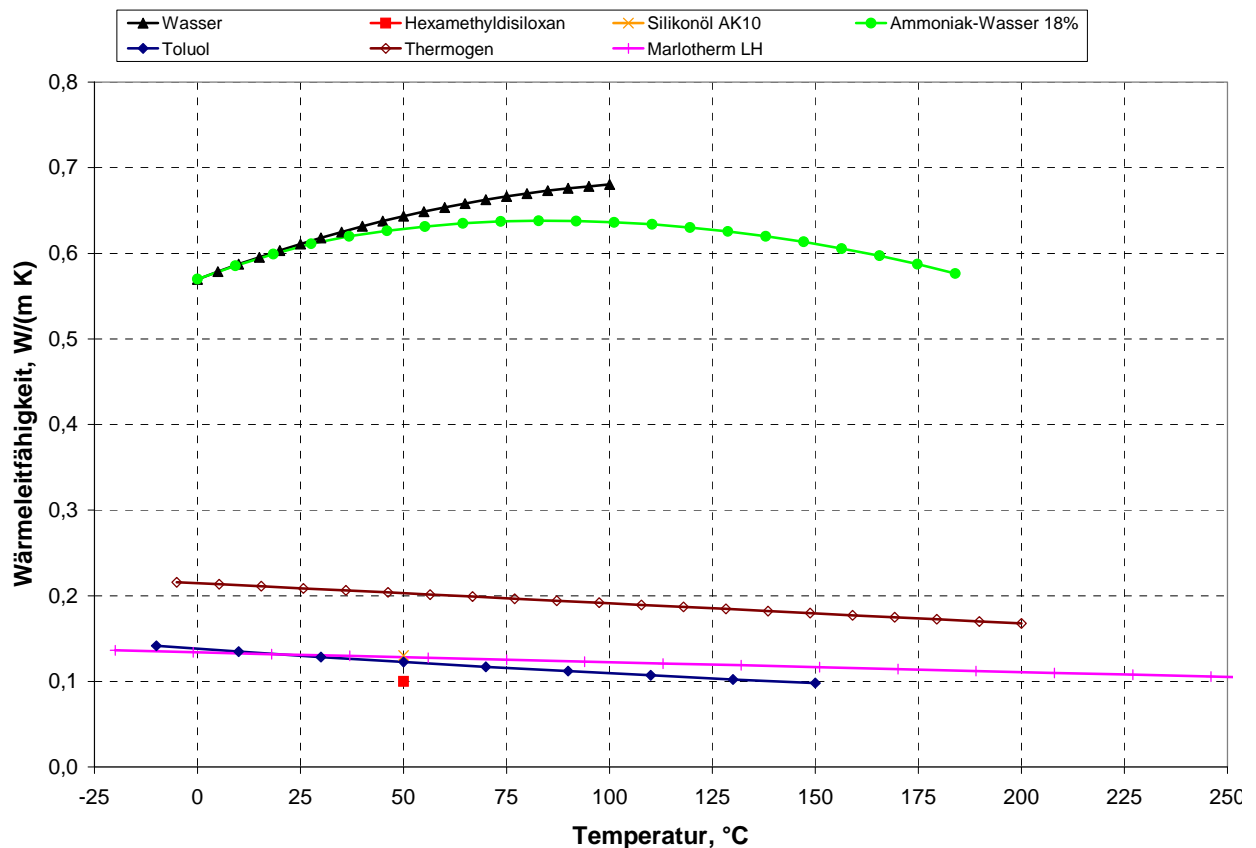


Abb. 19: Wärmeleitfähigkeit der flüssigen Wärmeträgermedien in Abhängigkeit von der Temperatur

4.1.3 Wärmeübertragung im Receiverrohr

Der Wärmeübergang vom Rohr auf das Wärmeträgermedium wurde für nicht verdampfende und verdampfende Medien für eine vorgegebene übertragene Leistung berechnet. Die hydraulische Pumpenleistung wurde nur für das Receiverrohr (innen und außen) gerechnet, für den Verdampfungsfall wurde der ungünstigere Fall (innen flüssig und außen nur Dampf) gerechnet.

Folgende Parameter wurden angewendet:

- Receiverrohr: 12x0,5 mm
- Innenrohr: 8x1 mm
- Rohrlänge: 4 m
- Übertragene Leistung: 1000 W
- Bestrahlter Flächenanteil Receiver: 70%
- Arbeitstemperatur Medium im Receiverrohr: 150 °C

Zur Durchflussmengenberechnung wurde für nicht verdampfende Medien eine Temperaturerhöhung um 15 °C, für verdampfende Medien nur die Verdampfungsenthalpie am

Siedepunkt (150 °C) (Ausnahme: Ammoniak-Wasser 14% Siedeintervall von 116 bis 150°C bei 5,6 bar) gewählt.

In den folgenden Tabellen sind die zur Wärmeübertragung notwendigen errechneten Temperaturdifferenzen, die Druckverluste und die notwendige hydraulische Pumpenleistung angeführt. Bei verdampfenden Medien wurden dabei die beiden Grenzfälle Flüssigkeitsströmung unmittelbar vor dem Verdampfen und Dampfströmung unmittelbar nach vollständiger Verdampfung (Beginn des Überhitzens) berechnet.

Tabelle 8: Nicht verdampfende Medien

	Spez. Wärme	Durchflussmenge	Temperaturdifferenz Rohr-Medium und Strömungszustand	Druckverlust Innenrohr	Druckverlust Außenrohr	Hydraulische Pumpenleistung
	kJ/(kg K)	kg/h	K	mbar	mbar	W
Wasser	4,31	56	1,4 turb.	29	32	0,1
Ammoniak-Wasser 14%	4,39	55	1,4 turb.	30	33	0,14
Silikonöl AK0,65	2,24	107	2,3 turb.	127	134	0,93
Silikonöl AK10	1,55	155	31,2 lam.	348	409	3,94
Marlotherm LH	2,05	117	5,6 turb.	148	163	1,13
Marlotherm X	2,18	110	3,7 turb.	129	138	1,07
Thermogen	2,65	91	24,0 lam.	122	436	1,33

Bei den nicht verdampfenden Medien unterscheiden sich die notwendigen Durchflussmengen aufgrund der unterschiedlichen Wärmekapazität der Medien recht stark. Dadurch und auch durch die unterschiedliche Viskosität sind auch die benötigten hydraulischen Pumpenleistungen sehr verschieden. Wasser und Ammoniak-Wasser benötigen die niedrigste Pumpenleistung. Auffallend ist die hohe benötigte Pumpenleistung bei Silikonöl AK10, die doch wesentlich höher (Faktor 3,5) liegt als bei sonst üblichen Wärmeträgerölen (Marlotherm). Auch Thermogen liegt in etwa im Bereich von Marlotherm. Wenn man bedenkt, dass hier nur ein Kollektor betrachtet wurde, in einer realen Anlage aber wesentlich längere Rohrlängen benötigt werden und dass Wirkungsgrade von marktüblichen Pumpen bekannterweise sehr niedrig liegen, ist die hier benötigte Pumpenergie vor allem beim höherviskosen Silikonöl bedeutend.

Der Wärmeübergang vom Absorberrohr auf das Medium wird hier dargestellt durch die Temperaturdifferenz, die sich zwischen Rohr und Medium ergibt. Dies ist ein wichtiges Kriterium, da eine hohe Temperatur des Absorbers höhere Anforderungen an das Material und die Beschichtung des Rohres stellt und außerdem der Wirkungsgrad des Kollektors bei hohen Oberflächentemperaturen abnimmt. Der Wärmeübergang ist beim Silikonöl AK10 am ungünstigsten. Auch Thermogen schneidet hier nicht besonders gut ab. Bei allen anderen Medien sind die Temperaturdifferenzen vernachlässigbar.

Tabelle 9 stellt die Druckverluste und Temperaturdifferenzen der nicht verdampfenden Medien gegenüber.

Tabelle 9: Verdampfende Medien

	Verdampfungs- enthalpie	Durchflussmen- ge	Temperaturdiffe- renz Rohr- Medium flüssig	Temperaturdiffe- renz Rohr- Medium Dampf und Strömungs- zustand	Druckverlust 8x1 Rohr 4 m Länge	Hydraulische Pumpenleistung
	kJ/(kg K)	kg/h	K	K	mbar	W
Wasser	2114	1,70	10 lam.	226 lam.	0,12	6,2E-06
Ammoniak- Wasser 14%	2205	1,63	11 lam.	99 turb.	0,14	1,2E-05
Silikonöl AK0,65	201	17,9	65 lam.	34 turb.	5,5	3,3E-03

Bei den verdampfenden Medien sind aufgrund der Verdampfungsenthalpie wesentlich geringere Durchflüsse notwendig. Zum Vergleich mit den nicht verdampfenden Medien ist hier der Druckverlust einer Zulaufleitung mit 8x1 Rohr und 4 m Länge (wie der Kollektor dargestellt). Der Druckverlust ist um eine Größenordnung kleiner und die notwendige hydraulische Pumpenleistung um mehrere Größenordnungen. Hier zeigt sich ein deutlicher Vorteil der verdampfenden Betriebsweise.

Ein Problem dagegen ist der Wärmeübergang vom Absorberrohr auf die Dampfphase im Kollektor. Hier ergeben sich sehr ungünstige Wärmeübergangskoeffizienten. Je nachdem, ob die Strömung gerade noch laminar oder turbulent ist (abhängig vom Rohrdurchmesser), können sich Temperaturdifferenzen zwischen Rohr und Medium von 100 K oder sogar 200 K ergeben. Die Werte sind hier nur als Größenordnung zu verstehen. Für Ammoniak-Wasser-Gemisch lagen keine Daten für die Dampfphase vor, daher wurde hier mit Werten für reines Wasser gerechnet. Wie groß die Temperaturdifferenz zwischen Absorberrohr und Medium wirklich ist, hängt stark von der Zusammensetzung der Dampfphase ab. Wenn es sich um überhitzten Dampf handelt, ist der Wärmeübergang besonders schlecht. Sind daher auch noch Flüssigkeitstropfen vorhanden, verbessert dies den Wärmeübergang erheblich.

Derartig große Temperaturdifferenzen verschlechtern den Kollektorwirkungsgrad erheblich. Ein Betrieb des Kollektors am Rande des Nassdampfgebietes oder mit nur geringer Überhitzung des Dampfes (ganz am Ende des Kollektors) ist daher vorteilhaft.

4.1.4 Sicherheitsaspekte

Im Warenverkehr innerhalb der EU ist eine Gefahrstoffkennzeichnung von Elementen und chemischen Verbindungen sowie daraus hergestellten Zubereitungen vorgeschrieben, die auf standardisierten Warnhinweisen basiert, den sogenannten "Risiko- und Sicherheits-sätzen" (**R- und S-Sätze**). Da die Kodierung der R- und S-Sätze in allen EU-Sprachen identisch ist, wäre vom Informationsgehalt her die Angabe der Nummer der jeweiligen R- und S-Sätze im Prinzip ausreichend. Um ein Nachschlagen der entsprechenden Sätze unnötig zu machen werden diese im Folgenden komplett zitiert.

4.1.4.1 Brennbarkeit

Zur Beschreibung bestimmter chemischer Stoffeigenschaften sind gewisse Kennwerte üblich, die ohne Vorkenntnisse falsch interpretiert werden könnten. Daher sollen im Folgenden kurz einige Kenngrößen zum Gefahrenpotential von Stoffklassen exemplarisch erläutert werden.

Nach DIN 51376 (März 1972) ist der **Flammpunkt** die niedrigste Temperatur bei einem Luftdruck von 1013 mbar (760 Torr), bei der sich aus einer Flüssigkeit Dämpfe in solchen Mengen entwickeln, dass sie mit der über dem Flüssigkeitsspiegel stehenden Luft ein durch Fremdzündung entflammbares Gemisch ergeben. Der Flammpunkt ist nicht nur zu unterscheiden vom **Brennpunkt**, der höher liegt und bei dem die Dämpfe nach der Entflammung von selbst weiter brennen, sondern auch von der **Zündtemperatur**, bei der die Entzündung ohne Fremdzündung (Selbstentzündung) eintritt. Der Flammpunkt wird bei Benzin und Erdöl „im geschlossenen Tiegel“ (E closed cup) mit dem Abel-Pensky-App. (DIN 51755, März 1974, u. T2, Sept. 1978) und bei Schmierölen mit dem Prüfgerät von Pensky-Martens (DIN 51758, Jan. 1978) oder „im offenen Tiegel“ (E open cup) nach Cleveland (DIN 51376, März 1972), früher auch nach Marcusson (DIN 51584, Jan. 1959) ermittelt. Bei der Flammpunktbestimmung muss der Barometerstand berücksichtigt werden, da bei geringerem Luftdruck die Verdunstung rascher erfolgt. Allgemein gilt: Je niedriger der Siedepunkt, um so tiefer der Flammpunkt, um so stärker die Verdunstung bei gewöhnlicher Temperatur, um so höher die Feuergefährlichkeit. Durch geringe Verunreinigungen kann der Flammpunkt unter Umständen stark verändert werden. In manchen Fällen kann der Flammpunkt nach der empirischen Gleichung

$$\text{Flammpunkt} = (0,736 \cdot \text{Siedepunkt}) - 72\text{K}$$

näherungsweise berechnet werden. Der Flammpunkt ist eine wichtige Kennzahl für feuergefährliche und explosionsfähige Stoffe; bei brennbaren Flüssigkeiten bestimmt der Flammpunkt die Einteilung in Gefahrenklassen bei Transport und Lagerung.

Tabelle 10: Flammpunkte, Brennpunkt und Zündpunkte der Wärmeträgermedien

		Wasser	NH ₃ -H ₂ O	Silikonöl AK10	Hexamethyldi-siloxan	Thermoöl (Marlotherm)	Thermogen 1757	Toluol
Flammpunkt	°C			>165*	-1**	130	300	4
Brennpunkt	°C						320	
Zündpunkt	°C		650	ca. 400	310	450	390	535

*nach DIN ISO 2592, **nach DIN 51755,

Hexamethyldisiloxan

R11: Leichtentzündlich

S9: Behälter an einem gut gelüfteten Ort aufbewahren

S16: Von Zündquellen fernhalten – Nicht rauchen

(Explosionsgrenzen: 0,5 – 21,8 Vol.%).

Ammoniaklösung

Nicht brennbar.

Dämpfe können bei hoher Konzentration mit Luft unter Druck explosive Gemische bilden (Explosionsgrenzen: 15,4 – 33,6 Vol.% (für wasserfreies Ammoniak)). Dieses für wässrige Lösungen deutlich gemilderte Gefahrenpotential sinkt mit der Konzentration der Ammoniaklösung.

An heißen Oberflächen kann es zum Zerfall in Stickstoff und Wasserstoff kommen; diese Zerfallsreaktion wird durch Metalle katalysiert, so dass in großtechnischen Anlagen schon bei Oberflächentemperaturen ab 300°C die Möglichkeit einer explosionsartigen Zersetzung besteht. Diese Angabe bezieht sich auf wasserfreies Ammoniakgas.

Toluen

R11: Leichtentzündlich

Kann im dampf- oder gasförmigen Zustand mit Luft explosionsgefährliche Gemische bilden. (Explosionsgrenzen: 1,2 – 8 Vol.%)

Silikonöl AK10

Nicht brennbar. Ab ca. 400°C Zersetzung und Bildung brennbarer Abbauprodukte möglich, speziell in Gegenwart katalytisch aktiver Substanzen (Metalle).

Thermogen 1757

Nicht brennbar. Ab ca. 400°C Zersetzung und Bildung brennbarer Abbauprodukte möglich, speziell in Gegenwart katalytisch aktiver Substanzen (Metalle).

Marlotherm LH

Nicht brennbar. Ab ca. 400°C Zersetzung und Bildung brennbarer Abbauprodukte möglich, speziell in Gegenwart katalytisch aktiver Substanzen (Metalle).

Wasser

Die thermische Zersetzung von Wasser unter Bildung von brennbarem Wasserstoffgas erfolgt erst bei sehr hohen Temperaturen (z.B. 4% bei 2200°C).

Sicherheitsrelevanter ist die Reaktion von Wasser mit Metallen die ein negatives Standardpotential besitzen unter Bildung von brennbarem Wasserstoff. Bei erhöhter Temperatur betrifft dies Metalle wie Magnesium, Zink und Aluminium. Selbst glühendes Eisen reagiert so, allerdings bei Temperaturen oberhalb der hier diskutierten Anwendung.

Fazit: Das Gefahrenpotential im Hinblick auf die Brennbarkeit der potentiellen Medien bzw. ihrer Zersetzungsprodukte erscheint bei Ammoniaklösung und Wasser sehr vergleichbar und eher vernachlässigbar. Problematisch erscheinen hingegen Toluol und Hexamethyldisiloxan. Auch wenn ein Betrieb der Anlage unter Luftausschluss möglich und schon aus Gründen des Korrosionsschutzes sinnvoll ist, erscheint das Gefahrenpotential bei diesen beiden Medien im Störfall vergleichsweise hoch. Die schwerflüchtigen Medien Thermogen, Marlotherm und Silikonöl erscheinen hingegen in Summe wieder unproblematisch. In einem realistischen Störfallszenario wäre zwar eine Beeinträchtigung der Qualität des Mediums und damit verbundene Eigenschaftsänderungen wahrscheinlich,

eine explosionsartige Entzündung hingegen nicht. Vor dem Hintergrund der Brandgefährdung wären neben Wasser auch Ammoniaklösung, Thermogen, Marlotherm und Silikonöl sinnvolle Arbeitsmedien.

4.1.4.2 Toxizität und Umweltverträglichkeit

Thermogen 1757:

Gefahrenbezeichnung

nicht kennzeichnungspflichtig (GefStoffV)

Wassergefährdung:

Wassergefährdungsklasse 1 (schwach wassergefährdend)

Toxizität

Die Substanz wird vom Hersteller als ‚Verhältnismäßig harmlos‘ bezeichnet. Kontakt mit Haut und Schleimhaut sollte vermieden werden. Benetzte Körperstellen mit Wasser spülen. Die Inhalationstoxizität ist wegen der geringen Flüchtigkeit unbedeutend.

akute orale Toxizität: LD₅₀ (Ratte) >5000 mg/kg

Marlotherm LH:

Gefahrenbezeichnung

Umweltgefährlich

Wassergefährdung:

R50/53 Sehr giftig für Wasserorganismen, kann in Gewässern längerfristig schädliche Wirkungen haben.

Nicht leicht biologisch abbaubar; < 60 %; 28 d; OECD-Richtlinie 301 B

EC₅₀ (Daphnia): 1,2 mg/l 48 h

EC₅₀ (Algae): 0,2 mg/l 72 h

Toxizität

Leicht hautreizend, Kontakt mit Haut und Schleimhaut sollte vermieden werden. Benetzte Körperstellen mit Wasser spülen.

Inhalationstoxizität ist wegen der geringen Flüchtigkeit unbedeutend.

akute orale Toxizität: LD₅₀ (Ratte) >2000 mg/kg

Hexamethyldisiloxan:

Gefahrenbezeichnung

Leichtentzündlich

Wassergefährdung:

Wassergefährdungsklasse 1 (schwach wassergefährdend)

Toxizität

Akute orale Toxizität: Bei 12220 mg/kg keine eindeutigen Vergiftungssymptome feststellbar. Sehr geringe Toxizität

Toluen:

Gefahrenbezeichnung

Leichtentzündlich

R 38 (Reizt die Haut)

R 48/20 (Gesundheitsschädlich: Gefahr ernster Gesundheitsschäden bei längerer Exposition durch Einatmen)

R 63 (Kann das Kind im Mutterleib möglicherweise schädigen)

R 65 (Gesundheitsschädlich: kann beim Verschlucken Lungenschäden verursachen)

R 67 (Dämpfe können Schläfrigkeit und Benommenheit verursachen)

Sicherheitsratschläge (S-Sätze) :

S (2) (Darf nicht in die Hände von Kindern gelangen)

S 36/37 (Bei der Arbeit geeignete Schutzhandschuhe und Schutzkleidung tragen)

S 62 (Bei Verschlucken kein Erbrechen herbeiführen. Sofort ärztlichen Rat einholen und Verpackung oder dieses Etikett vorzeigen)

S 46 (Bei Verschlucken sofort ärztlichen Rat einholen und Verpackung oder Etikett vorzeigen)

Wassergefährdung:

Wassergefährdungsklasse 2 (wassergefährdend)

Schwimmt auf dem Wasser. Verschwindet innerhalb eines Tages durch Verdunsten und Auflösung. Wenn das Produkt in den Erdboden eindringt, bleibt es mobil und kann das Grundwasser schädigen.

Toxizität

Toluol wirkt hautreizend und augenreizend. Es ist aber weder mutagen noch carcinogen (im Gegensatz zu Benzol).

LD₅₀ (Ratte): 636 mg/kg

Silikonöl AK10:

Gefahrenbezeichnung

Keine Kennzeichnungspflicht im Sinne der EU-Richtlinie

Wassergefährdung:

Wassergefährdungsklasse 1 (schwach wassergefährdend)

Toxizität:

Keine akute orale Toxizität. Daher zugelassen für äußere kosmetische Anwendungen.

Gute Hautverträglichkeit, Augenkontakt vermeiden (leichte vorübergehende Reizung möglich)

Ammoniaklösung:

Gefahrenbezeichnung

Ätzend

R 34 (Verursacht Verätzungen)

S (1/2) (Unter Verschluss und für Kinder unzugänglich aufbewahren (wenn für die allgemeine Öffentlichkeit bestimmt))

S 26 (Bei Berührung mit den Augen sofort gründlich mit Wasser abspülen und Arzt konsultieren)

S 36/37/39 (Bei der Arbeit geeignete Schutzkleidung, Schutzhandschuhe und Schutzbrille/ Gesichtsschutz tragen)

S 45 (Bei Unfall oder Unwohlsein sofort Arzt hinzuziehen (wenn möglich, dieses Etikett vorzeigen))

S 61 (Freisetzung in die Umwelt vermeiden. Besondere Anweisungen einholen/ Sicherheitsdatenblatt zu Rate ziehen.)

Wassergefährdung:

Wassergefährdungsklasse 2 (wassergefährdend)

Toxizität

LD₅₀ (Ratte): 350 mg/kg

EC₅₀ (Daphnia): 24 mg/l nach 48 h

Fazit: Im Hinblick auf Toxizität und Umweltverträglichkeit ist eine sehr differenzierte Interpretation der generellen Sicherheitsinformationen zu derartigen Medien vonnöten, speziell auch vor dem Hintergrund der vergleichsweise geringen Menge die in einer Modellanlage enthalten sind (ca. 7 Liter).

Generell erscheinen Marlotherm und Toluol problematisch. Zum einen sind auch kleine Mengen dieser Medien wassergefährdend, zum anderen ist auch der direkte Kontakt zumindest bei dauerhafter Exposition mit diesen beiden Substanzen ohne Schutzvorkehrungen der Gesundheit abträglich.

Im Unterschied dazu weist Thermogen eine deutlich geringere Toxizität auf und wäre sowohl im Hinblick auf akute Toxizität wie auch Umweltverträglichkeit überlegen. Noch günstiger bezogen auf akute Toxizität sind Silikonöl und Hexamethyldisiloxan. Auch unter Umweltaspekten sind diese beiden Siloxane sehr günstig. Die formale Wassergefährdungsklasse 1 basiert auf der pauschalen Klassifizierung von Organosiliciumverbindungen. Konkrete Studien belegen hingegen die gute Abbaubarkeit von Siloxanen in der Umwelt. Auch Ammoniaklösung erscheint auf den ersten Blick problematisch im Hinblick auf Toxikologie und Wassergefährdung. Dies ist im Wesentlichen auf die basischen Eigenschaften solcher Lösungen zurückzuführen. Allerdings ist diese Eigenschaft stark konzentrationsabhängig. Bei der formalen Klassifizierung des Gefährdungspotentials wird häufig Ammoniaklösung mit wasserfreiem Ammoniak gleichgesetzt, was juristisch sinnvoll sein mag, aber wissenschaftlich falsch ist. Tatsächlich ist Ammoniak ein Naturstoff, der beispielsweise auch im Rahmen der natürlichen Eiweißzersetzung entsteht. Um eine ausreichende Frostsicherheit des Mediums zu gewährleisten, sind allerdings Ammoniakkonzentrationen nötig, die ätzend sind (ca 14%). Auf dieser Eigenschaft basiert auch die akute Toxizität, die einen gewissen Arbeitsschutz beim direkten Umgang mit dem Medium nötig macht. Dieser ist vergleichbar etwa mit dem beim Umgang mit anderen ätzenden Substanzen im Baustellenbereich, wie etwa Branntkalk oder Löschkalk. Besonders problematisch ist Kontakt des Auges (Hornhaut) mit basischen Lösungen, die Erblindung nach sich ziehen kann. Die Verwendung von Schutzbrille und Handschuhe beim Befüllen und Ablassen des Mediums wären zum Schutz hiervon nach aktueller Sicherheitsauffassung jedoch ausreichend. Die formale Wassergefährdung (WGK 2) durch Ammoniaklösung ist gänzlich anders einzuschätzen als die durch wassergefährdende organische Substanzen. Der Unterschied besteht darin, dass basische Lösungen wie Ammoniak problemlos neutralisiert werden können. Nach Neutralisation, beispielsweise mit einer organischen Säure würde das Ammoniak in das entsprechende Ammoniumsalz überführt und wäre damit quasi entschärft. Diese nun nicht mehr ätzende Form wäre formal dann nur als WGK 1 eingestuft. In Summe erscheint die direkte Gefährdung von Mensch und Umwelt durch wässrige Ammoniaklösung technisch gut beherrschbar und unproblematisch zu sein.

Im Hinblick auf einen potentiellen Störfall erscheint bei allen Medien eine Auffangeinrichtung unterhalb der Anlage sinnvoll. Diese könnte im Fall des Ammoniaks direkt mit der zur Neutralisation nötigen Menge an Säure bestückt werden (z.B. Zitronensäure oder Weinsäure (fest)). Eventuelle Undichtigkeiten in der Anlage können aufgrund des charakteristischen Geruchs des Ammoniaks und der damit einhergehenden Warnwirkung schnell entdeckt und behoben werden.

4.1.5 Korrosion

Veränderungen des Wärmemediums sowie der in der Anlage verbauten Materialien, die in Kontakt mit dem Medium gelangen, werden unter diesem Themenpunkt zusammengefasst. Traditionell werden chemische Veränderungen des Anlagenmaterials als Korrosion bezeichnet, jene des Mediums hingegen als Alterung. Der Alterung des Mediums liegen meist Oxidationsprozesse zu Grunde. Der Ausschluss von Luft verhindert derartige Prozesse und senkt auch die Brandgefahr bei organischen Medien.

Die metallischen Teile der Anlage können korrodieren durch Reaktion direkt mit dem Medium, oder mit Luft vermittelt und/oder begünstigt durch das Medium. Sind verschiedene Metallarten miteinander verbunden (z.B. Lötstellen), ist Kontaktkorrosion möglich. Zur Minimierung von Korrosionsprozessen ist daher die Kombination ungünstiger Materialien und Medien zu vermeiden. Korrosion ist aber nicht auf Metalle beschränkt. Auch Kunststoffschläuche, -rohre und Dichtungen können korrodieren. Ein hierbei besonders rele-

vanter derartiger Prozess ist die so genannte Versprödung. Im Kontakt mit unpolaren organischen Medien wird dabei dem flexiblen Kunststoff der zugesetzte Weichmacher entzogen. Hierdurch verliert er seine Flexibilität und versprödet. Dies ist speziell bei Kunststoffdichtungen relevant, die dann nicht mehr korrekt dichten. Beim gegenteiligen Vorgang, dem Quellen, diffundieren Moleküle des Mediums in den Kunststoff ein. Dies geschieht besonders leicht mit leichtflüchtigen, mobilen Molekülen, wie im vorliegenden Fall Toluol und Hexamethyldisiloxan als Medium. Durch den Quellvorgang wird die mechanische Stabilität des Werkstoffs negativ beeinflusst.

Silikonöl:

Generell sind Silikonöle chemisch sehr inert. Unter drastischen Bedingungen (Druck, hohe Temperatur) ist eine oxidierende Wirkung gegenüber unedlen Metallen möglich. Aufgrund der hohen Molmasse ist ein Eindiffundieren in Dichtungsmaterialien unkritisch. Silikonöl hat sich als unproblematisch erwiesen in Kontakt mit Eisen, Stahl und anderen Metallen. Ebenso hat sich die Kombination mit reinen oder verstärkten Kunststoffen, beispielsweise synthetischem Kautschuk, Naturkautschuk, PVC und Polystyrol bewährt. Längere thermische Beanspruchung bei Zutritt von Luft kann zu Oxidation unter leichter Gelbfärbung führen. Hierbei werden die organischen Methylgruppen radikalisch angegriffen und kann zu Quervernetzung der Polymerstränge und einer Erhöhung der Viskosität kommen. Umgekehrt ziehen Depolymerisation und partielle Hydrolyse eine Verkürzung der Polymere nach sich, was einen gegenteiligen Effekt auf die Viskosität hat, wodurch sich beide Effekte hinsichtlich der Viskosität kompensieren können.

Hexamethyldisiloxan:

Aufgrund der nahen chemischen Verwandtschaft gilt hier ähnliches wie beim Silikonöl. Ein Unterschied zu diesem ist die niedrige Molmasse und Flüchtigkeit des Hexamethyldisiloxans. Hierdurch besteht die Gefahr des Quellens von Dichtungsmaterialien aus Naturkautschuk und PVC. Bessere Beständigkeit besteht bei Nitrilkautschuk. Hier liegt die Durchbruchzeit bei >480 min bei 0.4 mm Schichtdicke.

Marlotherm:

Marlotherm LH ist nicht korrosiv gegenüber Metallen. Es ist kompatibel mit den folgenden Dichtungsmaterialien: Graphit, PTFE, Fluorelastomere. Der Hersteller empfiehlt Graphitdichtungen aufgrund der Temperaturstabilität. Kautschukmaterialien können quellen und sollten daher vermieden werden.

Thermogen

Gegenüber Metallen wird Thermogen vom Hersteller als wenig korrosiv bezeichnet. Die Gewichtsverluste verschiedener Metalle liegen im Bereich 0.2-1.8 g/m² nach ASTM D 1384-94 in konzentriertem Thermogen (336 h/88 °C, 6 l Luft/h). Dabei sind Eisenwerkstoffe wie Stahl oder Gusseisen günstiger, Kupfer, Messing und Weichlot ungünstiger im Hinblick auf die Korrosionsstabilität. Die Verwendung von Zink ist generell ungünstig im Zusammenhang mit Glykolen wie Thermogen. In wässriger Lösung (z.B. 10 Gew.-%) liegt der pH-Wert im Bereich 5-7, also im schwach sauren Bereich. Dieser im Hinblick auf Korrosion ungünstige Umstand muss durch Korrosionsinhibitoren ausgeglichen werden. Bei stärkerer Verdünnung mit Wasser kann es zur Abscheidung der Korrosionsinhibitoren kommen. Ohne diese Inhibitoren sind Glykole stärker korrodierend als Wasser.

Als Dichtmaterialien werden IT und PTFE-Dichtungen empfohlen, Phenolharze und PVC sind hingegen unbeständig. Übliche Lackierungen werden angegriffen, daher sollten für derartige Zwecke Polyurethan-Zweikomponentenlacke oder Einbrennlackierungen verwendet werden. Thermogen scheint nach Angaben des Herstellers empfindlich gegenüber hohen Aufheizraten zu sein. Die Filmtemperatur an der Heizquelle sollte nicht mehr als 220°C betragen. Thermische Beanspruchung bei Zutritt von Luft kann zu Oxidation unter

Dunkelfärbung führen. Vermutlich um diesen Effekt zu kaschieren ist Thermogen direkt dunkel eingefärbt.

Bei praktischen Untersuchungen der Temperaturstabilität fiel auf, dass Thermogen stark hygroskopisch ist. Aus der Umgebungsluft nimmt es im abgekühlten Zustand rasch Wasser auf (ca. 6%). Dies führt dazu, dass beim Erhitzen ab 100°C das so aufgenommene Wasser verdampft und unter Siedeverzügen und heftigem Schäumen als Dampf entweicht. Da Thermogen für die Verwendung als nichtflüchtiges Medium in Frage käme, würde dies im Betrieb zu einem erheblichen temporären Druckanstieg ab 100°C führen, bis die aufgenommene Wassermenge verdampft ist. 30 ml Wärmemedium enthalten so ca. 2 g Wasser. Laut Hersteller nimmt Thermogen nicht nur die von uns in der Praxis beobachteten 6% (1-3 Tage) sondern sogar bis zu 18% Wasser aus der Umgebungsluft auf.

Ammoniaklösung

Ammoniak erhöht den pH-Wert von Wasser. Hierdurch wird das elektrochemische Potential der Lösung im Hinblick auf die Wasserstoffbildung negativer und die Tendenz der wässrigen Lösung als Oxidationsmittel zu fungieren geringer. Die basische Eigenschaft des Ammoniak dient somit als Korrosionsschutz. Andererseits kann durch die Komplexbildungseigenschaften des Ammoniaks aber auch die Oxidation von Metallen gefördert werden. Dies betrifft in erster Linie Metalle die stabile Ammin-Komplexe bilden, wie z.B. Kupfer, Silber oder Nickel und Nickellegierungen (z.B. Monel). Darüber hinaus schützt die basische Wirkung des Ammoniaks auch nicht vor der Oxidation amphoterer Metalle wie etwa Aluminium und Zink.

Aufgrund des polaren Charakters von Ammoniaklösungen ist die Extraktion von Weichmachern oder das Eindringen in Kunststoffe (Quellen) kein Problem.

Glas und Glasüberzüge (Email) werden hingegen von konzentrierten basischen Lösungen angegriffen und Alkalimetallkationen im Glas ausgetauscht. Weiters absorbieren basische Lösungen wie Ammoniak in der Luft enthaltenes Kohlendioxid unter Bildung von Carbonaten. Charakteristisch ist auch die Reaktion mit Säuren, die je nach Art und Konzentration stark exotherm verlaufen kann.

Toluol:

Nicht korrosiv gegenüber Metallen. Aufgrund der unpolaren Lösemittelleigenschaften bei geringer Molmasse und hoher Flüchtigkeit besteht bei Toluol die Gefahr des Quellens von Dichtungsmaterialien sowie der Extraktion von Weichmachern.

Wasser:

Auch Wasser ist, wie aus dem Alltag bekannt (Rosten), ebenfalls ein korrosives Medium. Diese Eigenschaft basiert im wesentlichen auf zwei Effekten. Zum einen kann Wasser selber oxidierend wirken. Die eigentliche oxidierende Spezies sind dabei die durch Autoprotolyse gebildeten Hydroxoniumionen. Ein logarithmisches Maß für deren Konzentration ist der pH-Wert. Daher ist das elektrochemische Redoxpotential für Wasser pH-abhängig und Wasser selber bei hohem pH-Wert (basische Lösung) weniger oxidierend. Der zweite im Hinblick auf Korrosion relevante Effekt des Wassers ist die Fähigkeit des Wassers die Oxidationsprodukte zu solvatisieren, d.h. zu stabilisieren. Wasser begünstigt in diesem Fall den Oxidationsvorgang ohne jedoch selbst notwendigerweise als Oxidationsmittel zu fungieren. Durch die Solvatisierung der bei der Oxidation des Metalls gebildeten Ionen wird das elektrochemische Potential des Metalls negativiert, d.h. das Metall wird scheinbar unedler und leichter oxidierbar. Dieser Effekt kann durch im Wasser gelöste Salze die zur Komplexbildung neigen, z.B. Chloride noch drastisch verstärkt werden. Auch in basischen Lösungen sind die Komplexbildungseigenschaften des Wassers verbessert und dieser Effekt damit stärker. Diese gegenläufige pH-Wert Abhängigkeit

beider Effekte kann dazu führen, dass amphotere Metalle wie Zink oder Aluminium in sauren und in basischen Medien instabil gegenüber Korrosion sind, im neutralen Milieu hingegen stabil. Für nicht amphotere Metalle wie Eisen und Kupfer ist ein erhöhter pH-Wert hingegen günstig zur Vermeidung von Korrosion.

Praxistest

Um das Korrosionspotential im Hinblick auf die konkrete Anwendung im Rahmen des Projekts abzuklären, wurde bei ausgewählten Medien die thermische Stabilität sowie das Korrosionsverhalten im Kontakt mit Materialproben der Modellanlage in Gegenwart von Luft experimentell überprüft.

Materialstabilität

Probenkörper wurden als Sägeabschnitte des Receiverrohrs erhalten und bestanden aus annähernd zylindrischen Ringen von ca. 1 g Gewicht. Bei dem Material des Rohrs handelt es sich um eine Edelstahllegierung (Schmelze 483107), die für den vorgesehenen Zweck als chemisch besonders beständig einzustufen ist. Durch die Verwendung frischer Sägeabschnitte kamen zusätzlich zu den durch Oxidation bzw. Passivierung inaktivierten Oberflächen auch chemisch aktivere ungeschützte Metallflächen in Kontakt mit den Medien. Jeweils ein Probenkörper wurde in Gegenwart von Luft unter Normaldruck in jeweils 20 ml eines Mediums 5 Tage lang erhitzt. Da die Löslichkeit von Gasen temperaturabhängig ist, wurde ein Tag/Nacht-Cyclus verwendet bei dem tagsüber erhitzt wurde, nachts hingegen nicht. Hierdurch, sollte ein verbesserter Kontakt des Probenkörpers mit Luftsauerstoff im Medium ermöglicht werden. Als Medien wurden Wasser, Ammoniaklösung, Thermogen, Hexamethyldisiloxan und Silikonöl AK10 getestet. Im Falle der flüchtigen Medien wurde bis knapp unter den jeweiligen Siedepunkt erhitzt und verdampftes Medium wurde kontinuierlich ersetzt, während bei den nichtflüchtigen Medien bis 190°C erhitzt wurde. Bei keinem der getesteten Medien konnte in Kombination mit der genannten Edelstahllegierung Korrosion festgestellt werden. Eventuelle Massenänderungen lagen wenn überhaupt unterhalb der Nachweisgrenze. Auch optisch ließ sich an den Oberflächen keinerlei Veränderung beobachten.

Ergänzend wurde noch die Stabilität von Aluminium in Ammoniaklösung experimentell untersucht, da in der Literatur hierzu widersprüchliche Angaben zu finden sind. Nicht überraschend war hier bereits nach eintägigem Erhitzen die Bildung eines weißen gelartigen Niederschlags von Aluminiumhydroxid zu beobachten.

Medienstabilität

Die Stabilität der Medien in Kontakt mit dem Receivermaterial wurde ebenso untersucht. Diese Untersuchungen waren ebenfalls ohne Befund. Als zusätzliche Beobachtung fiel bei Thermogen die bereits erwähnte erhebliche Wasseraufnahme aus der Atmosphäre auf. Das Silikonöl AK10 ließ sich problemlos bis ca. 200°C erhitzen. Bereits ab ca. 160°C trat eine nennenswerte Bildung von Ölnebeln auf. Diese ließen sich jedoch problemlos auffangen und wieder kondensieren.

Fazit: Rein unter Korrosionsaspekten erscheinen alle Medien der Vorauswahl in Kombination mit einem Edelstahl-Receiver gut geeignet zu sein. Im Vergleich der wasserhaltigen Medien erscheint Ammoniaklösung aufgrund des hohen pH-Werts besonders günstig und Thermogen besonders ungünstig. Die unpolaren Siloxane und Aromaten sind gegenüber

Metallen am wenigsten korrosiv, dafür ist aber die thermische Stabilität der Medien selber nach oben limitierend, beispielsweise im Hinblick auf hypothetische Störfallszenarien mit lokal sehr hohen Temperaturen und Luftzutritt. Bei zeotropen Mehrkomponentensystemen ist generell in nicht ideal geschlossenen Systemen mit einer Ab- bzw. Abreicherung von einzelnen Komponenten zu rechnen. Praktisch wurde dies für Thermogen und Ammoniaklösung beobachtet. Der Elektrolytcharakter der Ammoniaklösung sollte im Prinzip eine kontinuierliche Überwachung des Ammoniakgehalts und damit der Dichtigkeit der Anlage durch Leitfähigkeitsmessung bzw. eine pH-Sonde ermöglichen.

4.1.6 Recycling und Entsorgung

Bei der Auswahl von potentiellen Wärmemedien sollte auch die fachgerechte Entsorgung nach Gebrauch als Wärmemedium sowie die Möglichkeit eines eventuellen Recyclings als Kriterium berücksichtigt werden. Prinzipiell bestehen für die Beseitigung aller Stoffe inklusive Wasser ab einer gewissen Menge detaillierte Vorschriften und Verordnungen.

Generell sind die organischen Medien wie Thermogen, Siloxane und Aromaten (Marlotherm, Toluol) wie Altöl zu entsorgen. Letztlich werden diese dann in gesammelter Form durch thermische Verwertung (=Verbrennung) entsorgt. Bei den genannten Stoffen sind bei der Verbrennung keine schädlichen Produkte zu erwarten. Verbrennungsprodukte sind Wasser, Kohlendioxid und Siliciumdioxid im Falle der Siloxane.

Die rein anorganischen Medien Wasser und Ammoniaklösung könnten im Prinzip einfacher entsorgt werden. Wasser kann unter Einhaltung gültiger Schadstoffgrenzwerte (evtl. Verunreinigung durch Korrosion) in die Kanalisation eingeleitet werden. Gleiches gilt im Prinzip für Ammoniaklösung. Allerdings besteht ein relativ niedriger Grenzwert für Ammoniumionen, der eine so starke Verdünnung vor der Entsorgung nötig machen würde, so dass diese Form der Entsorgung ökologisch und ökonomisch nicht sinnvoll erscheint. Im Prinzip ist Ammoniak ein Wertstoff, der in verdünnter oder neutralisierter Form in verschiedenen Regionen in der Landwirtschaft als Dünger eingesetzt wird. In vielen Mitteleuropäischen Ländern herrscht aber aufgrund von Massentierhaltung eher ein Überangebot an Stickstoffdüngern (Gülle).

Die im Teststand verwendete Menge an Medium (7 l) sollte je nach Kommune komplett oder in Portionen als haushaltsübliche Menge an Problemstoff zu entsorgen sein. Speziell für die flüchtigen Medien ist im Prinzip auch ein Recycling durch Destillation möglich. Eventuelle Verunreinigungen und Zersetzungsprodukte könnten so abgetrennt und die zu entsorgende Menge drastisch reduziert werden.

Thermogen 1757:

Sonderabfall.

Kleine Mengen sind nach Verschütten oder Auslaufen mit flüssigkeitsbindendem Material aufzunehmen und vorschriftsmäßig zu beseitigen.

Marlotherm LH:

Sonderabfall.

Entsorgung: wie Öl

S-Sätze:

57 Zur Vermeidung einer Kontamination der Umwelt geeigneten Behälter verwenden.

60 Dieser Stoff und/oder sein Behälter sind als gefährlicher Abfall zu entsorgen.

Hexamethyldisiloxan:

Sonderabfall.

Toluen:

Sonderabfall.

Silikonöl AK10:

Sonderabfall.

Ammoniaklösung:

Sonderabfall.

Wasser:

Prinzipiell sind in Österreich für die Einleitung von Abwässern in Kanalisationen und Vorfluter auf bundesrechtlicher Ebene vor allem die einschlägigen Abwasseremissionsverordnungen zu beachten, auf Landesebene aber vor allem die einschlägigen Kanalgesetze. Neben dem Landes-Kanalisationsrecht sind vor allem die diversen Abwasseremissionsverordnungen sowie die Indirekteinleiterverordnung zu beachten. Bei den relativ geringen Mengen die als Wärmemedium im Entsorgungsfall anfallen würden, handelt es sich um haushaltsübliche Mengen, die in die Kanalisation eingeleitet werden können. Im Unterschied hierzu ist bei durch starke Korrosion mit Metallionen (z.B. Kupfer, Zink) verunreinigtem Wasser die Einhaltung von Umweltqualitätsnormen zu gewährleisten, die unter Umständen auch eine gesonderte Entsorgung von wässrigen Medien nötig macht.

Fazit: Im Vergleich ist natürlich Wasser das mit Abstand unproblematischste Medium im Hinblick auf die Entsorgung. Bei den frostgeschützten Arbeitsmedien sind aufgrund der gesetzlichen Vorgaben die Unterschiede gering. Dennoch erscheint Ammoniaklösung aufgrund des Recyclingpotentials als relativ günstiger als die allein thermisch verwertbaren organischen Verbindungen.

4.1.7 Verhalten der Medien in der Dampfstrahlkältemaschine

Von Peter Noeres (Fraunhofer UMSICHT)

Zur verfahrenstechnischen Bewertung wurde mit Hilfe des Simulationstools „Aspen Plus“ eine stationäre Simulation für die verschiedenen Medien durchgeführt.

Aspen Plus hat eine umfangreiche Stoffdatenbank, aus der physikalische Stoffeigenschaften entnommen oder anhand von Inkrementenmethoden berechnet werden können. Bei der Berechnung werden folgende Stoffe nach Rücksprache mit den Projektpartnern sowie entsprechend der Rechercheergebnisse ausgewählt: Toluol (Cas-Nr. 180-88-3), Wasser (-), Wasser-LiBr, Wasser-NH₃ (Cas-Nr. 1336-21-6), Hexamethyldisiloxan (Cas-Nr. 107-46-0), NH₃, Trifluorethanol (Cas-Nr. 75-89-8). Die Stoffdaten wurden mit der PSRK-Gleichung⁵ berechnet (Soave-Redlich-Kwong-EOS), bzw. für Wasser entsprechend der vorhandenen Datenbank. Für Trifluorethanol mussten die kritischen Daten auf Basis von Joback und vorhandenen Stoffdatenheuristiken anhand der Molekülstruktur geschätzt werden, die anderen Stoffe sind in den Datenbanken vorhanden.

Eine Darstellung des modularen Simulationsmodells ist in Abb. 20 zu finden. Die Simulationen werden für eine Verdampfertemperatur von 6 °C, 35 °C Kondensatortemperatur und einer Temperatur von 180 °C bei der Treibdampferzeugung durchgeführt. Zur Simulation des Strahlverdichterverhaltens wird auf Angaben zum spezifischen Treibdampfbedarf nach [Messing 1954] zurückgegriffen, bei dem in Abhängigkeit von der isentropen Enthalpiedifferenz bei der Entspannung und der Kompression der spezifische Treibdampfbedarf ermittelt wird. Dieser funktionelle Zusammenhang ist mit Hilfe eines zusätzlichen Design-Specs im Modell integriert. Bzgl. der angenommenen Wirkungsgrade des Strahlverdichters kann man davon ausgehen, dass sie für Wasser gelten. Teilweise werden von Strahlverdichtern der Firmen GEA und Koerting auch höhere Wirkungsgrade erzielt.

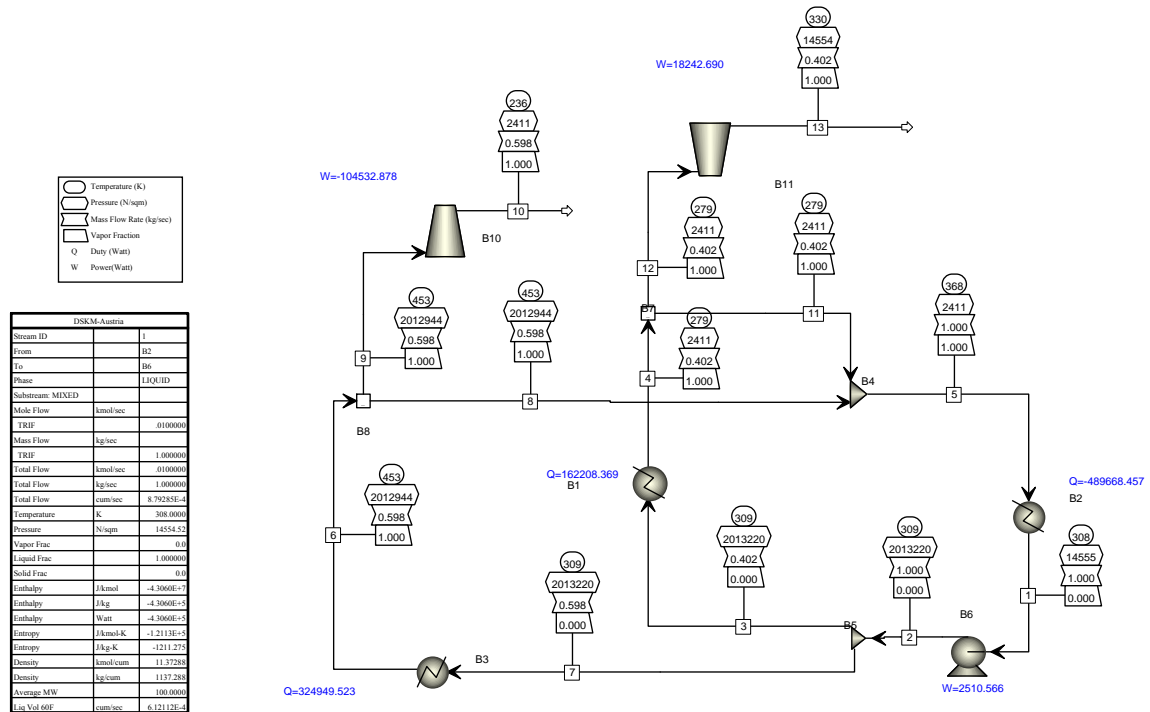


Abb. 20: Aspen-Plus-Modell für eine Dampfstrahlkältemaschine, hier mit Prozessdaten für Trifluorethanol.

⁵ PSRK - Peng-Soave-Redlich-Kwong-Zustandsgleichung.

Die Ergebnisse der Berechnungen mit Aspen Plus sind in der nachfolgenden Tabelle zusammengefasst. Entsprechend der Ergebnisse in Tabelle 11 liegen Toluol und Trifluorethanol noch vor Wasser, die Werte für Hexamethyldisiloxan, NH₃, Wasser-NH₃ (mit 15 Gew.-%) und auch die wässrige Salzlösung (mit 20 Gew.-% LiBr) besitzen niedrigere COP-Werte. Nachteilig beim Einsatz von NH₃ ist der sehr hohe Druck im Treibdampfzeuger von über 100 bar(abs.). Durch die hohen Drücke werden die Speicherbehälter und Rohrdurchmesser zwar kleiner, die Systeme werden allerdings auch teurer. Bezogen auf Wasser als Referenzmedium hat Toluol den besten COP-Wert, der den von Wasser um 20 % übertrifft. Wasser und Trifluorethanol haben den zweitbesten Wert, die schlechtesten Werte werden für die Arbeitsstoffpaare erzielt.

Problematisch bei den Zweistoffsystemen mit zweiter Komponente wie Wasser-Ammoniak oder Wasser-LiBr ist der Umstand, dass sich der Schwersieder im Verdampfer anreichert sowie der Leichtsieder den Kondensatordruck erhöht. Aufgrund dieser Tatsache ist in jedem Verdampfer eine Rückführung der an Schwersiedern angereicherten Lösung zurück in den Kondensator bzw. Absorber erforderlich. In den gewählten Fallbeispielen wird nur 10 % des Feedstromes im jeweiligen Verdampfer verdampft, um ein zu starkes Aufkonzentrieren des Schwersieders zu verhindern. Tendenziell wird weiterhin das Verdichtungsverhältnis erhöht, so dass die erzielbaren Wärmeverhältnisse im konkreten Fall schlechter sind als für den Reinstoff NH₃ bzw. Wasser. Absorber benötigen zudem eine größere Wärmetauscherfläche aufgrund der schlechteren Wärmeübergangsbedingungen und sind aufwändiger auszulegen als Kondensatoren.

Stoff	M g/mol	p _{satur} / p in bar(abs)			b. 180 °C	K	E	b	Q ₀ kW	Q ₁ kW	P _{el} kW	COP	
		b. 6 °C	b. 35 °C										
Toluol	92,14	0,01	0,06	5,21	5,04	86,83	0,53	176	320	0,856	0,550	120%	
Wasser	18	0,0086	0,055	10	6,40	181,82	0,68	798	1740	1,432	0,459	100%	
Hexmethyldisiloxan	162,3	0,019	0,09	6,6	4,74	73,33	0,48	91	215	1,346	0,423	92%	
Wasser-LiBr (20 Gew.-%)	18	0,0075	0,051	10	6,80	196,08	4,26	39	170	0,142	0,229	50%	
NH ₃ -Wasser	17,7	3,3	10,6	53	3,21	5,00	0,70	41,4	133	6,8	0,311	68%	
Wasser (bei 140 °C, 3,9 bar)	18	0,0086	0,055	3,9	6,40	70,91	0,73	590	1941	0,638	0,304	66%	
NH ₃	18	5,1	13,9	100	2,73	7,19	0,64	317	947	22	0,335	73%	
Trifluorethanol	100	0,024	0,145	20,1	6,04	138,62	0,598	162	324	2,5	0,500	109%	

Abschätzung Holdup

Stoff	m _{kond} /kW _{th} in		m _{ges} in kg b.	Legende
	kg/sec	5 kW		
Toluol	0,006	25,6		
Wasser	0,001	10,0		K Kompressionsverhältnis
Hexmethyldisiloxan	0,011	49,5		E Expansionsverhältnis
Wasser-LiBr (20 Gew.-%)	0,026	115,4		b spez. Treibdampfbedarf
NH ₃ -Wasser	0,024	108,7		Q0 Kälteleistung
Wasser (bei 140 °C, 3,9 bar)	0,002	10,0		Q1 Thermische Antriebsleistung
NH ₃	0,003	14,2		COP Wärmeverhältnis
Trifluorethanol	0,006	27,8		

t_{zyklus} in sec

900

Vorgabe Kondensatmassenstrom beträgt 1 kg/sec

Trifluorethanol wurde entsprechend Stoffwert-Heuristiken geschätzt!!

Tabelle 11: Gegenüberstellung der verschiedenen Arbeitsmedien
 - Leistungsangaben für einen Kondensatmassenstrom von 1 kg/sec,
 - Abschätzung der Hold-up-Menge für eine Anlage mit 5 kW Kälteleistung

4.2 Medienauswahl für die Testanlage

Von Dagmar Jähmig (AEE INTEC) und Peter Noeres (Fraunhofer UMSICHT)

Wie oben beschrieben wurde eine Reihe von in Frage kommenden Wärmeträgermedien in der ersten Projektphase analysiert. Es konnte kein Medium gefunden werden, das problemlos sowohl in der Dampfstrahlkältemaschine als auch im Parabolrinnenkollektor eingesetzt werden kann.

Entsprechend der bisherigen Ergebnisse ist Wasser das Arbeitsmedium der Wahl für den Kälteprozess, das sowohl einen recht guten COP aufweist, sowie anwendungstechnisch leicht beherrscht werden kann und zudem gut bekannt ist. Nach jetzigem Stand bietet sich daher die Trennung von Kälteprozess und Kollektorkreislauf an. Hierdurch ist man in der Wahl des Arbeitsmediums im Kollektorkreislauf weiterhin frei.

Für die Parabolrinnenkollektoren wurde eine etwa 14%-ige Ammoniak-Wasser-Lösung gewählt. Der Einsatz des Ammoniaks gewährleistet den Frostschutz, gleichzeitig ist aber auch eine Verdampfung im Kollektor möglich. Vorteile des Ammoniak-Wasser-Gemisches sind seine niedrige Viskosität, seine hohe Verdampfungsenthalpie und Wärmekapazität und sein niedriger Preis. Nachteile sind die Gesundheitsgefährdung (besonders relevant bei hohen Konzentrationen) und die Unvereinbarkeit mit Buntmetallen wie Kupfer, Messing, Aluminium etc. Gegenüber Stahl wirkt Ammoniak allerdings sogar korrosionshemmend und wird daher in geringen Konzentrationen häufig im Kraftwerksbau eingesetzt.

4.3 Anbindung zwischen Parabolrinnenkollektorsystem und Dampfstrahlkältemaschine

Von Dagmar Jähnig (AEE INTEC) und Clemens Pollerberg (Fraunhofer UMSICHT)

Im Abschnitt 4.1 wurden schon die zwei grundsätzlichen Kopplungsmöglichkeiten zwischen dem Parabolrinnenkollektorsystem und der Dampfstrahlkältemaschine erwähnt. Die erste Möglichkeit, die vor Projektbeginn favorisiert wurde, ist das gleiche Medium im Kollektorkreis und in der DSKM zu verwenden. Das heißt, der in den Kollektoren produzierte Dampf wird direkt als Treibdampf in der Kältemaschine verwendet. Die Alternative dazu ist eine Systemtrennung mittels Wärmeübertrager vorzunehmen. In diesem Fall könnten unterschiedliche Medien verwendet werden.

Im Rahmen des Wärmeträgerscreenings wurde kein Medium gefunden, das für beide Anlagenteile ideal ist. Aus diesem Grund wurde entschieden, für den weiteren Verlauf des Projektes, mit einem Wärmeübertrager den Kollektorkreislauf von der Kältemaschine hydraulisch zu trennen. So kann die Kältemaschine mit dem für sie optimalen Wärmeträgermedium (Wasser) und der Kollektorkreis mit einem 14 Gew.-% Ammoniak-Wasser-Gemisch betrieben werden.

Die Auswirkungen auf die Jahreserträge an Wärme und Kälte durch den Einsatz einer Ammoniaklösung anstelle von Wasser im Solarkreislauf wurde vom Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) mit Hilfe von Simulationsrechnungen untersucht. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Kapitel 4.3.2 zusammengefasst.

4.3.1 Verwendetes Betriebskonzept

Zur Bestimmung des optimalen Betriebspunktes der Gesamtanlage wurden die Betriebscharakteristiken des Solarkollektors und der DSKM zusammen in Abb. 21 dargestellt und der Gesamtwirkungsgrad als Produkt der Wirkungsgradkurve des Solarkollektors und dem Wärmeverhältnis der DSKM aufgetragen. Bei der Wirkungsgradkurve des Solarkollektors wurden eine solare Direktstrahlung (DNI) von 800 W/m^2 , eine Kollektorrücklauf-temperatur von 90°C und eine Außenlufttemperatur von 25°C zugrunde gelegt. Das Wärmeverhältnis wurde als Funktion des Treibdampfdrucks berechnet, wobei für die gemeinsame Auftragung der Kennlinien in einem Diagramm, der Treibdampfdruck entsprechend der Vorlauf-temperatur des Kollektors bestimmt wurde. Die Temperaturspreizung von etwa 30 K während der Kondensation des Ammoniak/Wasser-Dampfes wurde bei der Bestimmung des Treibdampfdrucks berücksichtigt.

Obwohl das Wärmeverhältnis der DSKM mit steigender Temperatur zunimmt und der Wirkungsgrad der Kollektoren mit steigender Temperatur abnimmt, ergibt sich im Darstellungsbereich des Diagramms kein Optimum des Gesamtwirkungsgrads. Das Optimum liegt bei höheren Temperaturen und damit höheren Drücken. Die Zunahme des Gesamtwirkungsgrads ist allerdings im Temperaturbereich über 200°C weniger stark ausgeprägt.

Das System wurde für eine Temperatur von 170°C (entspricht 8 bar (abs.) Treibdampfdruck) ausgelegt. Noch höhere Werte würden zwar zu einem noch besseren Gesamtwirkungsgrad führen, der höhere Systemdruck würde aber insbesondere auf der Kollektor-seite zu Problemen führen.

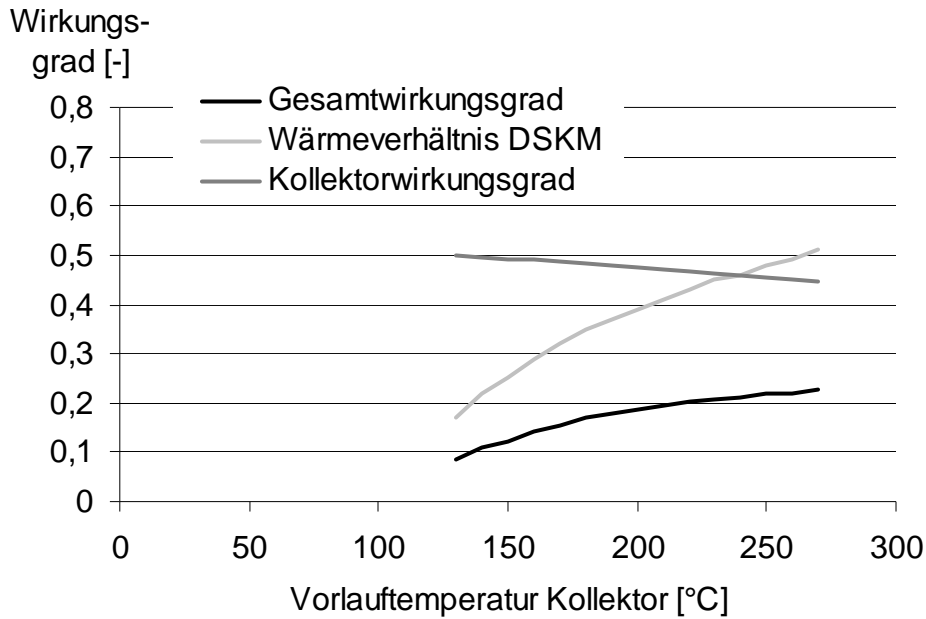


Abb. 21: Bestimmung des Auslegungspunktes für die solare DSKM: Kollektorwirkungsgrad, Wärmeverhältnis der DSKM und Gesamtwirkungsgrad der Anlage.

Aufgrund der Tatsache, dass der Kollektorkreis nicht mit reinem Wasser sondern mit Ammoniak-Wasser-Lösung betrieben wird, findet die Kondensation nicht bei einer konstanten Temperatur, sondern in einem Temperaturfenster von ca. 30 K statt. Das bedeutet, dass die Vorlauftemperatur der Kollektoren 202°C betragen muss, damit die Kondensation zwischen 202°C und 171°C stattfinden und 8 bar Dampf in der Dampftrommel erzeugt werden kann. Im Diagramm Abb. 22 ist der Verdampfungs- und Kondensationsvorgang bei 19 bar dargestellt. Bei diesem Druck findet der Kondensationsvorgang zwischen 202°C und 171°C statt.

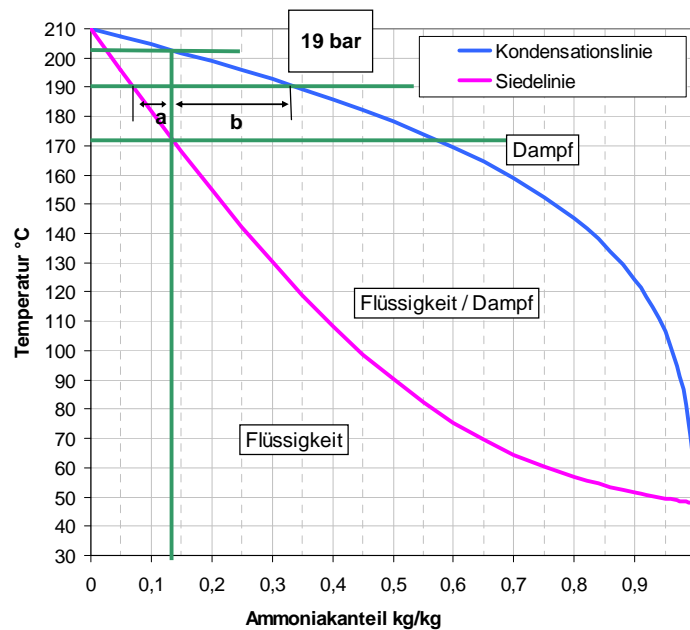


Abb. 22: Zweistoffdiagramm Ammoniaklösung mit 30 K Temperaturspreizung, in dem eine 14%-ige Lösung verdampft bzw. kondensiert

In Abb. 23 ist das gewählte Verfahrensschema für die solare DSKM inklusive der Betriebstemperaturen und -drücke am Auslegungspunkt dargestellt.

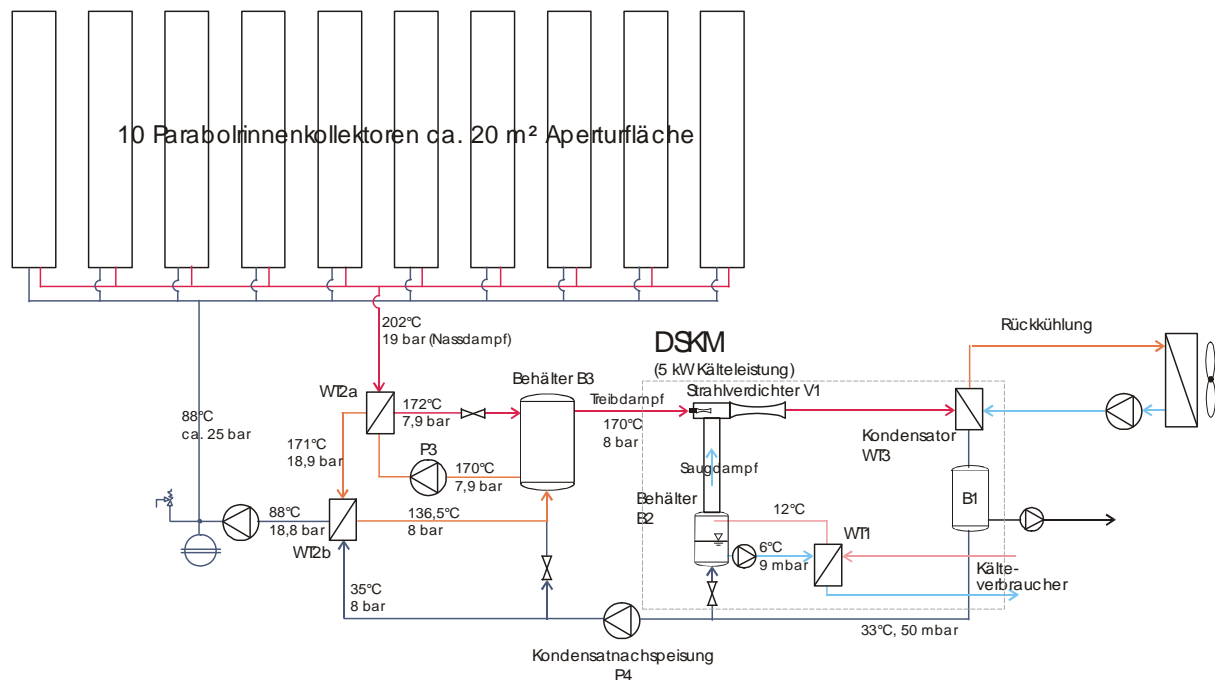


Abb. 23: Verfahrensschema des Gesamtsystems.

Die Wärmekopplung zwischen Solarkreislauf und DSKM erfolgt über die Wärmeübertrager WT-2a und WT-2b. Beide Wärmeübertrager sind in Reihe geschaltet und werden im Gegenstrom durchströmt. Mit dem Wärmeübertrager WT-2a wird die Dampftrommel B-3 der DSKM beheizt und mit dem Wärmeübertrager WT-2b das Speisewasser für die Dampftrommel vorgewärmt. Auf der Solarkreisseite findet die Kondensation der Ammoniaklösung im Wärmeübertrager WT-2a statt. Im nachfolgenden Wärmeübertrager WT-2b wird das Wasser/Ammoniak-Kondensat weiter abgekühlt. Die Dampftrommel B-3 ist so dimensioniert, dass ein kürzerer Wolkendurchgang nicht sofort zu einem Zusammenbruch der Dampf- bzw. Kälteproduktion führt.

Nachfolgend sind die Auslegungsdaten der beiden Wärmeübertrager aufgeführt:

Wärmeübertrager WT-2a

Technische Spezifikation

Wasser-NH₃-Kondensator

	kalte Seite	warme Seite
Medium	Wasser/Dampf	NH ₃ -Wasser-Dampf
	Erhitzung mit Teilverdampfung	(14 Gew.-% NH ₃)
Temperatur ein/aus	170/172 °C	202/171 °C
Eintrittsdruck	7,9 bar (abs.)	19 bar (abs.)
PN	25	25
Massenstrom	211 kg/h	15,1 kg/h
k-Wert	7830 W/m ² /K	
Leistung	8,3 kW _{th}	

Wärmeübertrager WT-2b
Technische Spezifikation

Speisewasservorwärmung

	kalte Seite	warme Seite
Medium	Wasser/Kondensat	Wasser-NH ₃ -Lösung (14 Gew.-%)
Temperatur ein/aus	35 °C/136,5 °C	171/88 °C
Eintrittsdruck	10 bar (abs.)	19 bar (abs.)
PN	25	25
Massenstrom	13,3 kg/h	15,1 kg/h
k-Wert	7830 W/m ² /K	
Leistung	1,56 kW _{th}	

4.3.2 Jahresertragsvergleich zwischen den Medien Wasser und Ammoniaklösung im Direktverdampfungsbetrieb

Von Heiko Schenk (DLR) und Klaus Hennecke (DLR)

Da, wie im Kapitel 4.1.1.2 beschrieben, Wasser-Ammoniak in einem Temperaturfenster verdampft bzw. kondensiert, wird das Kollektorfeld auf etwa 200 °C betrieben, um für die Dampftrommel der Dampfstrahlkältemaschine effektiv Wasserdampf bei einer Temperatur von ca. 165 °C zu erzeugen. Würde das Solarfeld mit reinem Wasser betrieben, würde eine Austrittstemperatur von 170°C ausreichen, um auf dem Sekundärkreislauf eine Dampftemperatur von 165°C zu erzeugen. Die geringere Austrittstemperatur würde sich positiv auf den Kollektorwirkungsgrad auswirken. Für diese Studie wurden geringfügig niedrigere Temperaturen verwendet als der Auslegungspunkt der Anlage. Auf das Ergebnis hat das aber keine wesentlichen Auswirkungen.

Allerdings müsste dieses reine Wasser-System im Winter beheizt werden, damit es nicht einfriert. Die Wärme hierfür könnte entweder durch eine elektrische Heizung erzeugt, oder aus einem angeschlossenen Warmwasser-Behälter abgeführt werden. Dies ist zwar bei der hier verwendeten Receiverbauart nicht möglich, da sich im Absorberrohr ein Ventil befindet, das erst bei einer fest eingestellten Temperatur öffnet und somit eine Rezirkulation verhindert. Trotzdem ist ein Vergleich der Jahreserträge eines rein mit Wasser betriebenen Kollektorfeldes mit dem mit Ammoniaklösung gefüllten interessant, um eine Vorstellung für die Größenordnung des Mehrertrags mit einem reinen Wasser-System zu bekommen. Für die Simulationsrechnungen in diesem Abschnitt wird davon ausgegangen, dass das Ventil im Heizmodus außer Kraft gesetzt werden kann, um eine Rezirkulation bei niedrigen Temperaturen zu ermöglichen.

Für den Standort Graz in Österreich werden zwei fiktive Solaranlagen, eine mit Wasser-Ammoniak bei 200 °C Betriebstemperatur und eine mit reinem Wasser bei 170 °C Betriebstemperatur, mit Hilfe einer Simulationsrechnung gegenübergestellt werden. Dabei ist entscheidend, ob der Heizbedarf im Winter der Anlage im reinen Wasser-Betrieb durch den höheren Ertrag kompensiert wird. Die fiktiven Anlagen bestehen (wie die reale Testanlage) jeweils aus 10 Kollektoren à 0,5 m Aperturweite und 4 m Länge. Zusammen besitzt das Solarfeld eine effektive Aperturfläche von 20 m². Um den Sonnen-Einfallswinkel zu verbessern, ist das Kollektorfeld in Nord-Süd-Richtung aufgestellt und nach Süden hin um 24 ° geneigt. Bei guten Einstrahlungsbedingungen ist eine thermische Leistung von 7,5 bis 8,5 kW des Solarfeldes zu erwarten, womit die Dampfstrahlkältemaschine ca. 5 kW thermische Kälteleistung erzeugt.

4.3.2.1 Das Klima am Standort Graz

Als Standort für die Simulation wurde die Stadt Graz gewählt. Für den Standort Graz (geographische Breite: 47,08 °; geographische Länge 15,37; Höhe: 424 m) erhält man laut der Software Meteonorm 6.1 eine Jahres-Direktstrahlungssumme auf eine zweiachsig nachgeführte Fläche (DNI – Direct Normal Irradiation) von 1066 kWh/m² bei einer maximalen Einstrahlung von 1010 W/m². Die monatlichen Einstrahlungssummen sind in Abb. 24 dargestellt.

Im Winter fällt die Temperatur in Graz regelmäßig unter 0 °C. Laut Meteonorm 6.1 sind eine minimale Temperatur von -11,8 °C und eine Maximaltemperatur von 31,2 °C zu erwarten. Eine Einteilung in verschiedene Temperaturbereiche ist in Abb. 25 dargestellt. Wie dem Diagramm zu entnehmen ist, sind ca. 3000 Stunden im Jahr unter 5 °C und ca. 1500 Stunden im Jahr unter 0 °C. In diesem Temperaturbereich droht ein Wasser-System einzufrieren.

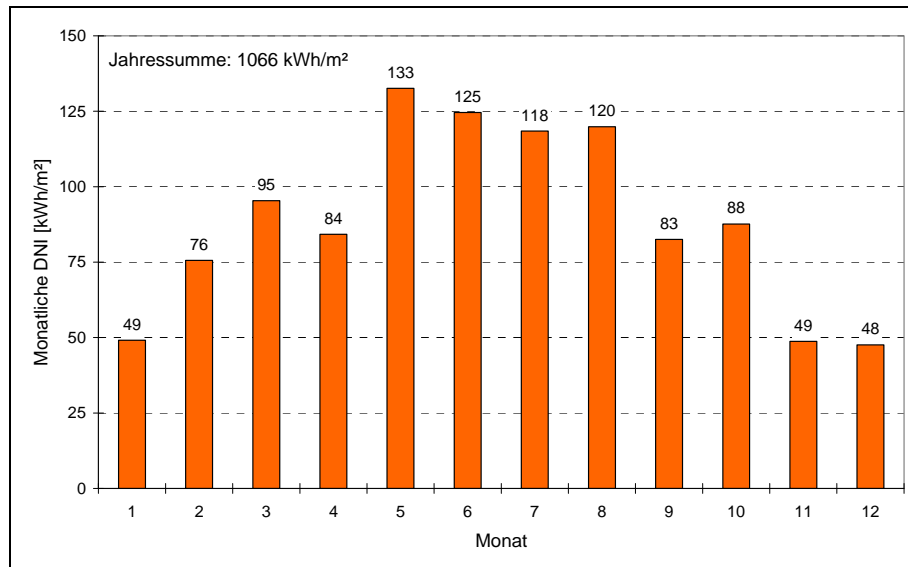


Abb. 24: Monatliche DNI-Summe in Graz

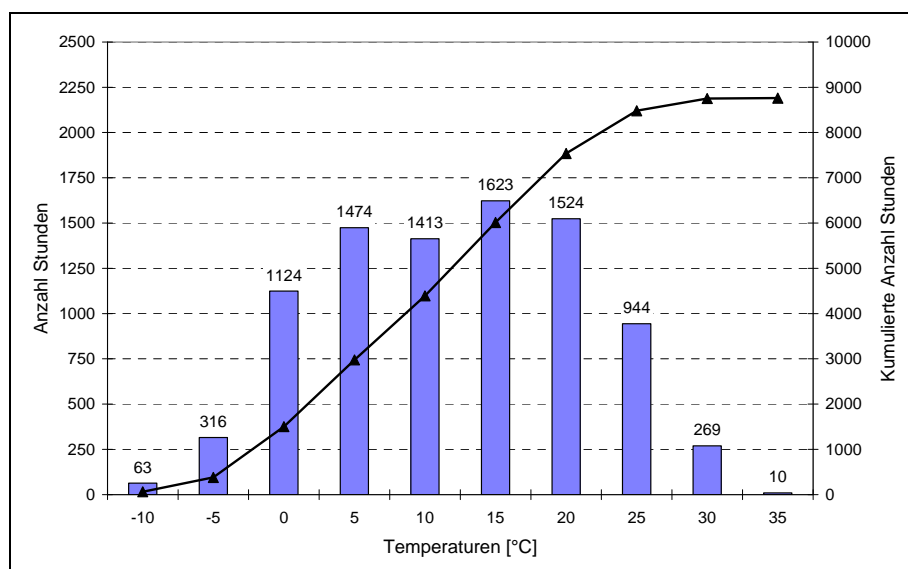


Abb. 25: Außentemperaturverteilung in Graz

4.3.2.2 Wirkungsgrad des Kollektors

Wie im Kapitel 6 beschrieben, wurde der Wirkungsgrad des Kollektors im Durchlaufbetrieb gemessen. Im Direktverdampfungsbetrieb ist die Geometrie des Absorberrohres anders, was unter Umständen Auswirkungen auf den Wirkungsgrad haben könnte. Da für den Wirkungsgrad im Direktverdampfungsbetrieb keine Messungen vorliegen, wird davon ausgegangen, dass die vorliegende Wirkungsgrad-Charakteristik auch hier gültig ist.

Der Wirkungsgrad eines Parabolrinnenkollektors wird im DLR üblicherweise durch folgende Funktion beschrieben.

Formel 1

$$\eta = \eta_{\text{opt0}} * IAM(\phi) * \cos(\phi) + a_1 * \frac{(T_m - T_u)}{G_b} + a_2 * \frac{(T_m - T_u)^2}{G_b}$$

η_{opt0} :	Optischer Wirkungsgrad des Kollektros	[-]
(ϕ) :	Einfallswinkel	[°]
$IAM(\phi)$:	Einfallswinkelkorrektur (Incident Angle Modifier	[-]
a_1, a_2 :	Empirische Parameter	
T_m :	Mittlere Kollektortemperatur	[°C]
T_u :	Umgebungstemperatur	[°C]
G_b :	Senkrechte Einstrahlung auf Kollektorapertur	[W/m ²]

Die Wärmeverluste pro Quadratmeter Kollektorapertur lassen sich folgendermaßen ausdrücken

Formel 2

$$q_v = G_b * (\eta - \eta_{\text{opt}}) = G_b * (\eta - \eta_{\text{opt0}} * IAM(\phi) * \cos(\phi))$$

$$q_v = a_1 * (T_m - T_u) - a_2 * (T_m - T_u)^2 \quad \left[\frac{W}{m^2} - \text{Apertur} \right]$$

Hierbei wird davon ausgegangen, dass die Wärmeverluste des Absorberrohres nahezu unabhängig von den Einstrahlungsverhältnissen sind.

Mit den Messungen aus Kapitel 6 erhält man durch einen Fit mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate folgende Koeffizienten:

$\eta_{\text{opt0}} = 0,537$	$a_1 = -0,21925$	$a_2 = -0,00159$
------------------------------	------------------	------------------

Die thermischen Verluste sind über der mittleren Temperaturdifferenz $dT_m = (T_m - T_u)$ aufgetragen, Abb. 26. Diese steigen quadratisch mit dT_m an.

In Abb. 27 ist der thermische Wirkungsgrad des Kollektors über dT_m und für verschiedene Einstrahlungen dargestellt. Für alle Einstrahlungen schneiden die Wirkungsgradkurven bei $dT_m = 0$ die y-Achse bei 0,537. Dieser Schnittpunkt beschreibt gleichzeitig den optischen Wirkungsgrad. Mit steigendem dT_m und kleiner werdender Einstrahlung sinkt der Kollektorwirkungsgrad. Bei näherer Betrachtung von Abb. 27 würde man bei $dT_m = 100$ K (Außentemperatur 20 °C und Kollektortemperatur 120 °C) einen maximalen Wirkungsgrad von 50 % erwarten. Bei $dT_m = 180$ K würde der Kollektorwirkungsgrad 45 % nicht mehr übersteigen.

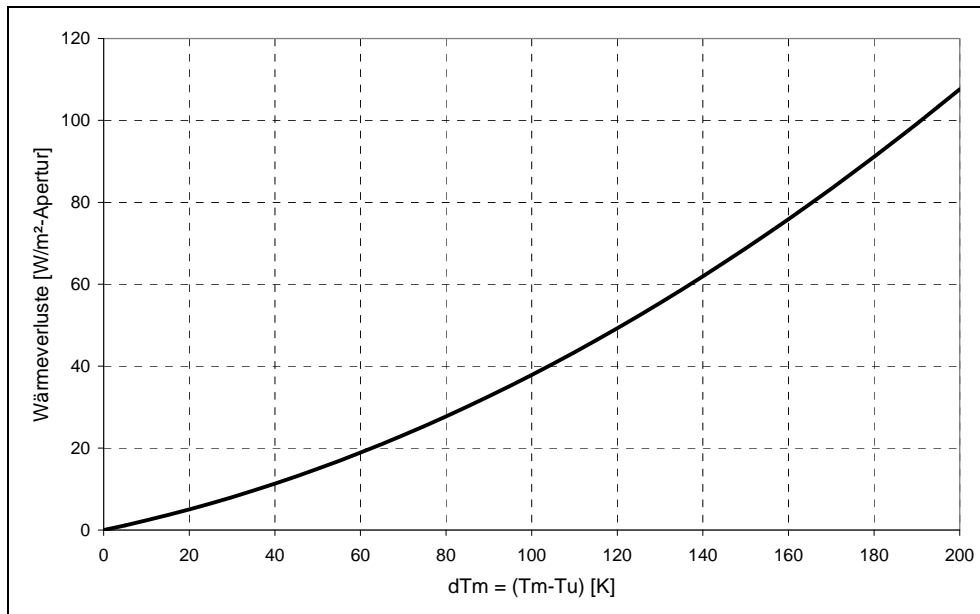


Abb. 26: Einstrahlungs-unabhängige thermische Verluste des Kollektors

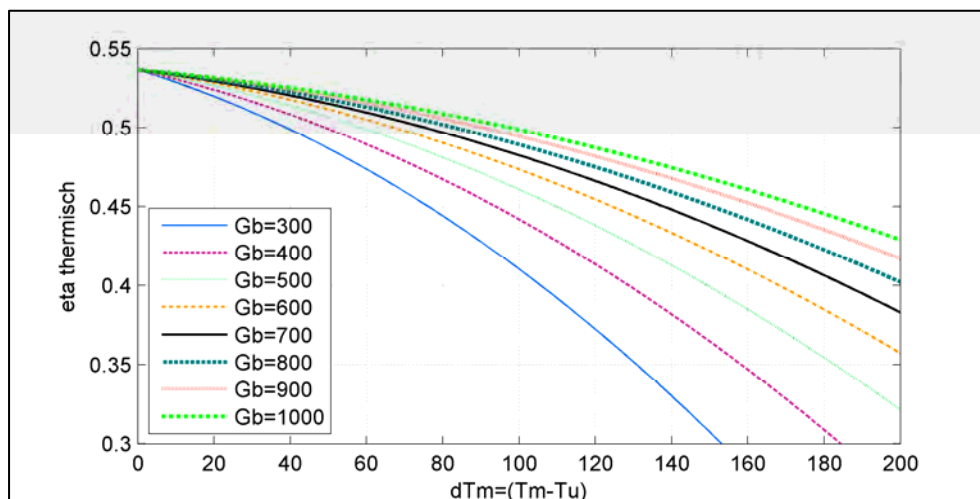


Abb. 27: Einstrahlungs-abhängiger Kollektorwirkungsgrad

Die in Abb. 26 und Abb. 27 dargestellten Kurven zeigen ein realistisches Kollektorverhalten. Allerdings sollte erwähnt werden, dass die Koeffizienten anhand von nur wenigen Messpunkten erstellt wurden. Durch weiterführende Messungen sollten diese Ergebnisse überprüft werden.

Für den IAM liegen keine Messungen vor. Aus diesem Grund wurde für die anschließenden Simulationen ein bekanntes IAM-Verhalten eines Prozesswärme-Kollektors ähnlicher Größe hinterlegt.

4.3.2.3 Beschreibung der Modelle

Im DLR-Stuttgart wird zur statischen Simulation von Solarfeldern die Software IPSEpro verwendet. Mit den aufbereiteten Daten aus dem vorangegangenen Abschnitt, wurde ein entsprechendes Solarfeldmodell aufgebaut. Die Dampfstrahlkältemaschine kann mit der Bibliothek nicht abgebildet werden.

4.3.2.3.1 Wasser-Ammoniak-System

Abb. 28 zeigt eine Vergrößerung aus Abb. 23. Der Kollektor wird mit Wasser-Ammoniak betrieben. Wasser-Ammoniak-Nassdampf bei 200 °C gibt seine thermische Energie an den reinen Wasserkreislauf weiter. Das Wasser verdampft bei 165 °C und wird später in der Dampftrommel von der Feuchtigkeit getrennt. Der 200 °C heiße Wasser-Ammoniak-Dampf wird erst bei 171°C vollständig kondensiert. Flüssiges Wasser-Ammoniak wird durch einen Vorwärmer geführt, wo im Wasserkreislauf, Wasser von 35°C auf 155,5 °C vorgewärmt wird. Anschließend wird Wasser-Ammoniak bei einer Temperatur von 90 °C wieder zurück in das Solarfeld geführt.

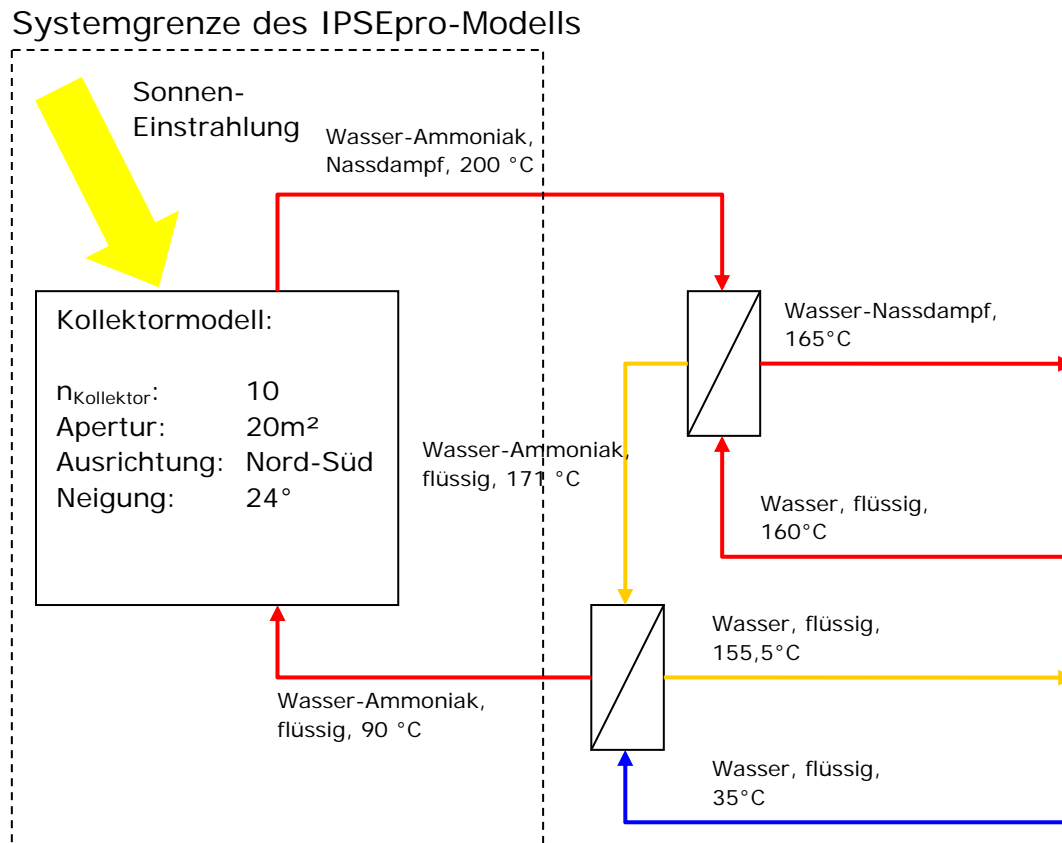


Abb. 28: Wasser-Ammoniak-Wasser-System

In Abb. 28 ist die Systemgrenze des IPSE-Pro-Modells dargestellt. Folgende Randbedingungen für die Simulation wurden festgelegt.

- Obwohl sich im Wasser-Ammoniak-Betrieb ein diskontinuierlicher Prozess einstellt, wird hier von einem stationären Direktverdampfungs-Durchlauf-Prozess ausgegangen.
- Unabhängig von den Einstrahlungsverhältnissen herrschen immer dieselben Ein- und Austrittstemperaturen am Solarfeld: 90°C bzw. 200°C. Der Massenstrom wird der Einstrahlung angepasst.
- Die Kälteleistung der Dampfstrahlkältemaschine errechnet sich durch eine empirische Beziehung aus der Solarfeldleistung und der Rückkühltemperatur.
- In dieser Simulation wird die Kältemaschine ab einer Außentemperatur von 20°C betrieben. Es wird davon ausgegangen, dass bei Unterschreitung dieser Grenztemperatur, die Solarfeldwärme weiterhin für andere Prozesse verwendet werden

kann. Das Solarfeld ist somit bei ausreichender Sonneneinstrahlung das ganze Jahr in Betrieb.

- Die Effizienz des Solarfeldes wird hauptsächlich durch die Betriebstemperaturen bestimmt. Die physikalischen Eigenschaften der Wärmeträger-Flüssigkeit sind vernachlässigbar. Folglich kann der Prozess mit purem Wasser gerechnet werden. Ein Wasser-Ammoniak-Gemisch ist in der IPSEpro-Solarbibliothek nicht abgebildet.
- Die Simulations-Schrittweite beträgt 1 Stunde
- Die gesamte Rohrlänge der Zu- und Ableitungen, sowie Verteiler und Sammler beträgt 25 m.
- Alle Rohrleitungen sind so isoliert, dass sich bei 180 K Temperaturdifferenz ein Wärmeverlust von 35 W/m ergibt. Wärmeverluste werden in den Rohrmodellen mit der sich ändernden Temperaturdifferenz skaliert.

4.3.2.3.2 Wasser-System

Für den Fall, in dem der Kollektor mit reinem Wasser betrieben wird, wird für diesen Vergleich das Zweikreissystem beibehalten, siehe Abb. 29. Wasserdampf bei einer Temperatur von 170 °C wird nun im Kollektor erzeugt und gibt seine thermische Energie an den Sekundärkreislauf ab. Um Vergleichbarkeit mit dem Modell aus dem vorigen Abschnitt zu gewährleisten, wird angenommen, dass die Eintrittstemperatur auch 90°C beträgt.

Für das statische Simulationsmodell gelten sonst dieselben Randbedingungen wie bei dem Wasser-Ammoniak-System aus dem vorherigen Abschnitt.

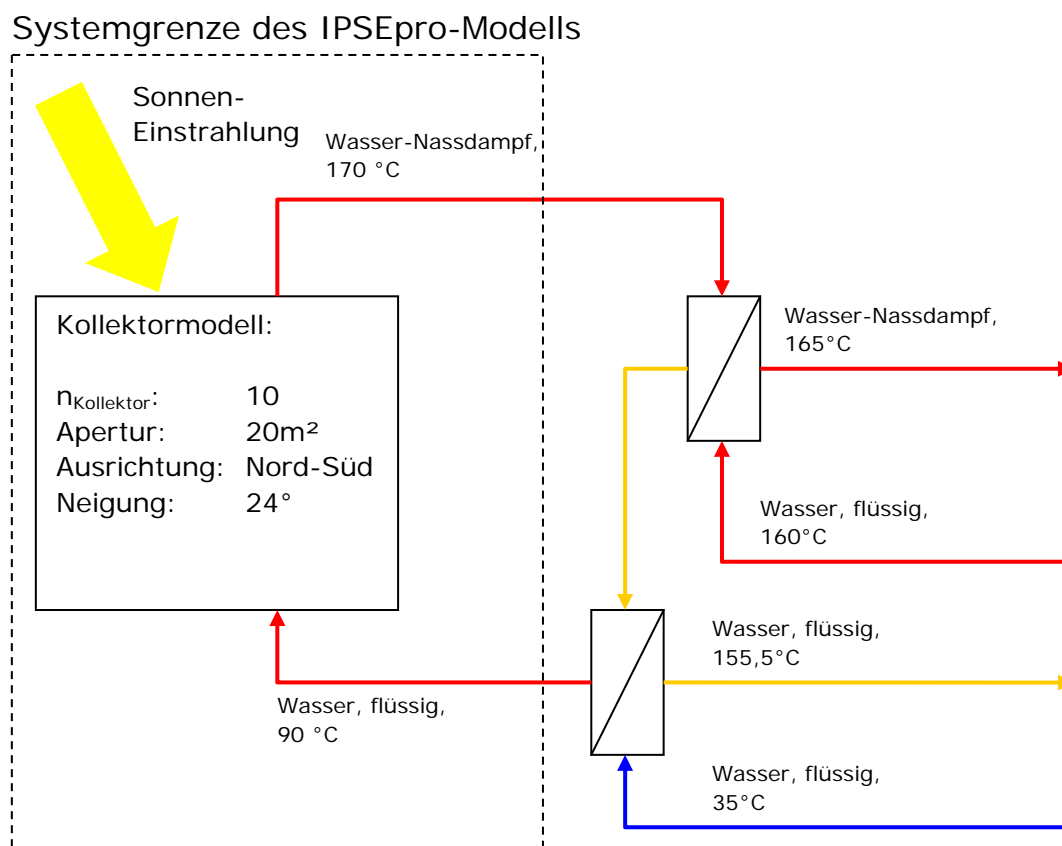


Abb. 29: Wasser-System

4.3.2.4 Ergebnisse der Simulation

Mit den Eingangswerten und Randbedingungen aus dem vorangegangenen Kapitel wurde nun eine Jahresertrags-Analyse auf Stundenbasis für beide Systeme durchgeführt. Das Wasser-System muss im Gegensatz zum Wasser-Ammoniak-System im Winter beheizt werden. Um sicher zu gehen, dass das Solarfeld nicht einfriert, wird im Modell ab einer Umgebungstemperatur von 5 °C mit eingeschalteter Heizung rezirkuliert.

4.3.2.4.1 Verlauf eines typischen Tages

Um die Funktionalität des Modells zu demonstrieren, soll hier der Verlauf zweier Tage erläutert werden. Für das Wasser-System mit Solarfeld-Austrittstemperatur von 170 °C sind der 13. Juli (Abb. 30) und der 20. Februar (Abb. 31) dargestellt.

Am 13. Juli startet die Wärmeproduktion des Solarfeldes (Q_{SF}) ab 6:30 Uhr Sonnenzeit und endet um 18:30. Die Wärmeleistung des Solarfeldes Q_{SF} beinhaltet die Verluste des Solarfeldes und ist somit geringer als die der Kollektoren $Q_{Kollektor}$. Wie dem Diagramm zu entnehmen, werden zwischen 40 % und 45 % der Direkteinstrahlung in Wärmeertrag umgesetzt. Der Kosinus des Einfallswinkels φ ist den ganzen Tag größer als 0,95. Anders als bei nicht geneigten, Nord-Süd-ausgerichteten Kollektorsystemen gibt es um 12:00 Uhr Solarzeit kein lokales Minimum des Kosinus- φ . Optische Winkelverluste sind somit sehr gering.

Der Ertrag am 20. Februar ist im Vergleich wesentlich geringer. Bedingt durch den kürzeren Tag, ist das Solarfeld nur zwischen 7:30 Uhr und 15:30 Uhr Sonnenzeit in Betrieb. Der Kosinus des Einfallswinkels φ fällt um die Mittagszeit deutlich ab. Der Kollektor-Wirkungsgrad ist bedingt durch die niedrigere Außentemperatur und den schlechteren Einfallswinkel wesentlich geringer. Nur etwa ein Drittel der Sonnenenergie kann im Solarfeld umgesetzt werden.

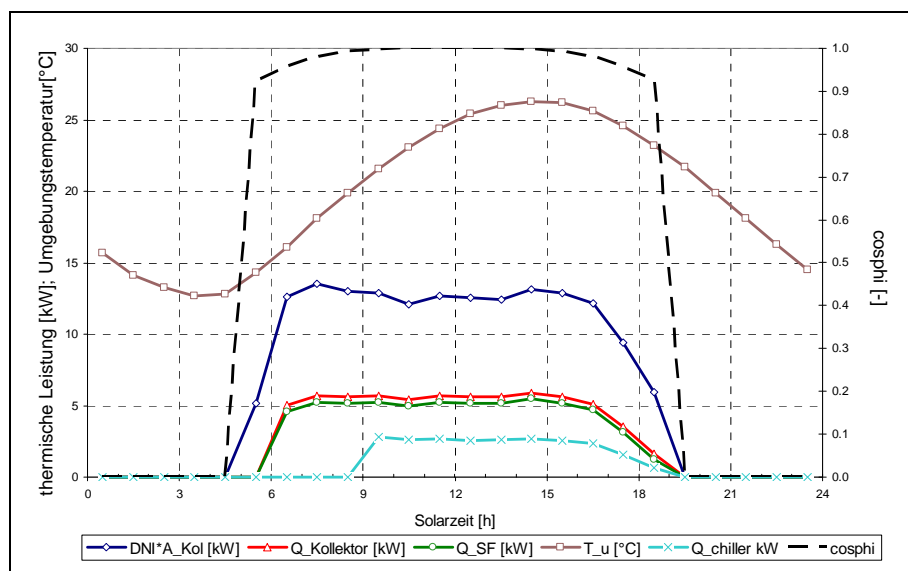


Abb. 30: Wasser-System, 170 °C, 13. Juli

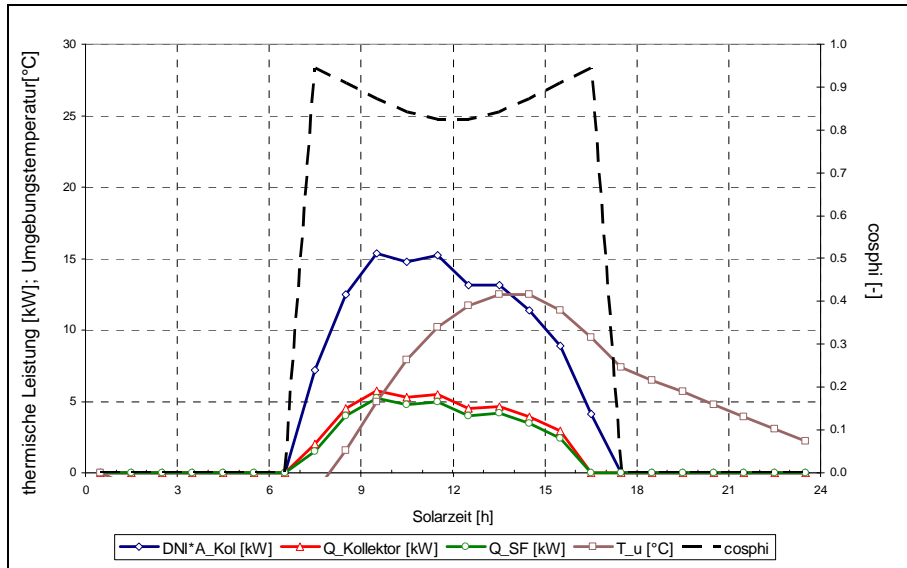


Abb. 31: Wasser-System, 170 °C, 20. Februar

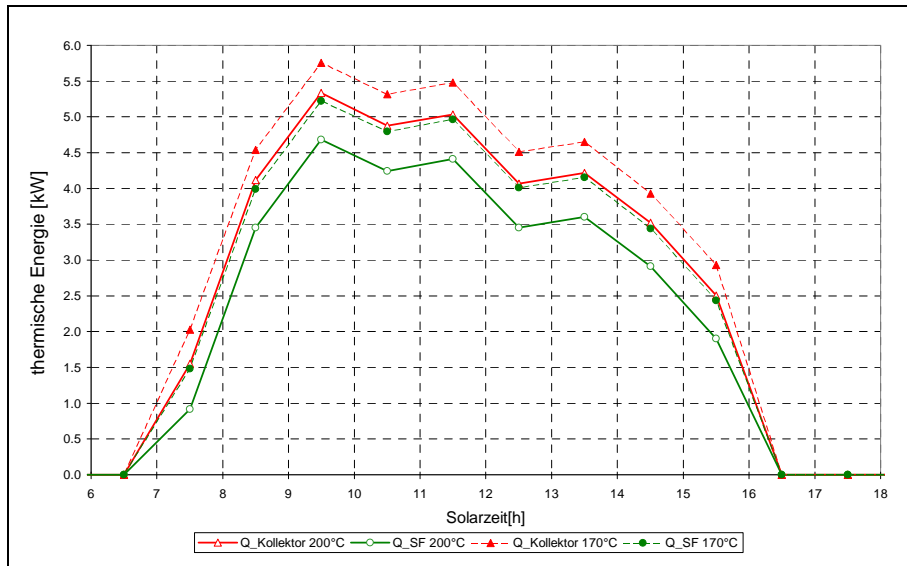


Abb. 32: Vergleich: Betrieb mit 170 °C und mit 200 °C, 20. Februar

Um den Unterschied des Ertrages beider Systeme zu verdeutlichen, wird das Wasser-System mit 170°C dem des Ammoniak-Systems mit 200°C noch einmal anhand des Wärmeertrages am 20. Februars gegenübergestellt, siehe Abb. 32. Wie dem Diagramm zu entnehmen ist, ist die Solarfeldleistung Q_{SF} beim Wasser-System (170 °C) um die Mittagszeit ca. 0,5 kW höher als die des Wasser-Ammoniak-Systems 200 °C. Durch die höheren Betriebstemperaturen ist beim Wasser-Ammoniak-System der Kollektorwirkungsgrad schlechter und zusätzlich sind die Wärmeverluste in den Zuleitungen größer.

4.3.2.4.2 Vergleich der Jahreserträge

Tabelle 12 und Abb. 33 zeigen den Jahres-Energieertrag und durchschnittlichen Wirkungsgrad des Wasser-Ammoniak-Systems, das mit 200 °C Solarfeld-Austrittstemperatur betrieben wird. Bei einer Jahres-Einstrahlungssumme von 1066 kWh/m² und einer effektiven Aperturfläche von 20 m² stehen theoretisch 21.324 kWh an Solarenergie zur Verfügung. Das Solarfeld liefert hingegen 5.530 kWh an thermischer Energie. Zum Einen gibt

es Stunden, bei denen die Sonneneinstrahlung zu gering ist, um einen Solarfeld-Betrieb zu ermöglichen. Zum Anderen ist der maximale Wirkungsgrad des Kollektors bei dieser Betriebstemperatur nur knapp über 40 %. Berechnet man den durchschnittlichen Wirkungsgrad aller Betriebsstunden erhält man 28,2 %. Im Juli beträgt der durchschnittliche Wirkungsgrad 33,2 % jedoch im Dezember nur 16,3 %. Insgesamt belaufen sich die jährlichen Betriebsstunden des Solarfeldes auf 1503.

Die Dampfstrahlkältemaschine ist erst bei Außentemperaturen über 20 °C in Betrieb. Insgesamt ergeben sich 506 Betriebsstunden pro Jahr. Die jährliche thermische Kälteleistung Q_{DSKM} beträgt 1204 kWh.

Betrachtet man die monatlichen Erträge (Abb. 33), so bestätigt sich die schon im vorangegangenen Abschnitt erläuterte Tendenz. Im Winter sind die monatlichen Einstrahlungssummen zwar noch recht hoch, allerdings kann die Sonnenenergie wegen des schlechten Einfallswinkels und der niedrigen Umgebungstemperaturen nicht mehr so effektiv genutzt werden. So stehen beispielsweise im Dezember 952 kWh an Einstrahlung theoretisch zur Verfügung, wobei nur 126 kWh vom Kollektor umgesetzt werden.

Tabelle 12: Jahresertrag des Wasser-Ammoniak-Systems, 200 °C

Monat	DNI	Q_{solar} (DNI * A_Kol)	Q_{SF}	$Q_{\text{SF_spez}}$	$h_{\text{SF_Betrieb}}$	$\eta_{\text{SF_Mittel}}$	Q_{DSKM}	$h_{\text{DSKM_Betrieb}}$	COP_Mittel
	[kWh/m ² / Monat]	[kWh/ Monat]	[kWh/ Monat]	[kWh/m ² / Monat]	[h/ Monat]	[-]	[kWh/ Monat]	[h/ Monat]	[-]
1	49	982	112	6	52	0,171	0	0	0,00
2	76	1.512	314	16	110	0,221	0	0	0,00
3	95	1.907	496	25	142	0,264	9	2	0,68
4	84	1.684	441	22	119	0,301	2	3	0,59
5	133	2.652	845	42	202	0,321	215	87	0,56
6	125	2.492	813	41	178	0,332	307	120	0,53
7	118	2.369	695	35	163	0,319	271	115	0,49
8	120	2.397	732	37	182	0,314	284	126	0,51
9	83	1.650	395	20	113	0,278	54	30	0,52
10	88	1.752	437	22	128	0,263	61	23	0,57
11	49	975	126	6	53	0,186	0	0	0,00
12	48	952	126	6	61	0,163	0	0	0,00
Jahr	1.066	21.324	5.530	276	1,503	0,282	1.204	506	

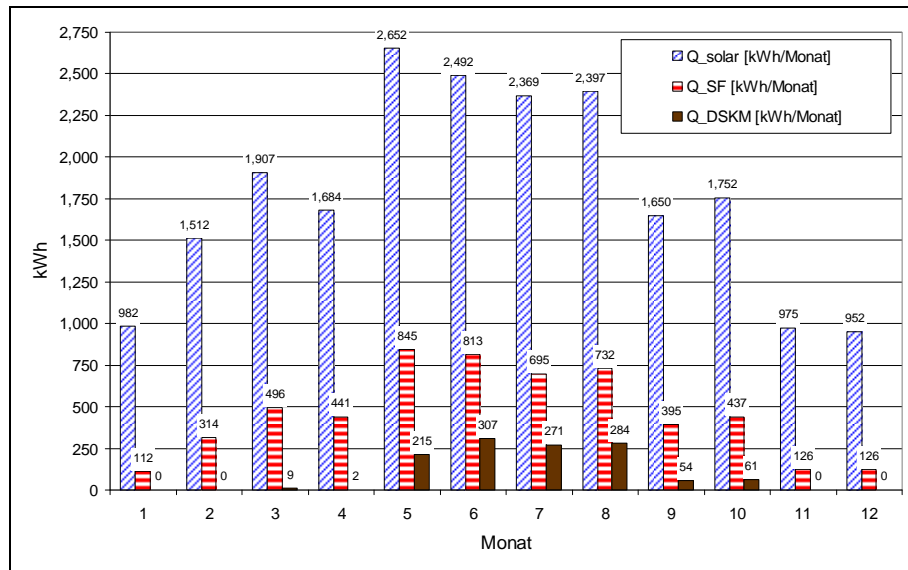


Abb. 33: Monatlicher Ertrag des Wasser-Ammoniak-Systems, 200 °C

Abb. 34 und Tabelle 13 zeigen die monatlichen Erträge des reinen Wasser-Systems. Die zur Verfügung stehende Solarenergie ändert sich nicht. Allerdings werden nun anstatt 5.530 kWh, 6.375 kWh an thermischer Energie im Solarfeld erzeugt (Mehrertrag ca. 15%). Der monatliche Ertrag beider Systeme ist noch einmal in Abb. 35 gegenüber gestellt. Durch die niedrigeren Betriebstemperaturen verbessert sich der jährliche Wirkungsgrad von 28,2 % auf 32,2 %. Zusätzlich sind mehr solare Betriebsstunden möglich, da das Solarfeld schon bei geringeren Einstrahlungen betrieben werden kann.

Die jährliche thermische Kälteleistung Q_{DSKM} steigt von 1204 kWh auf 1341 kWh an und die Betriebsstunden erhöhen sich von 506 auf 528.

Der durch die bessere Effizienz des Solarfeldes mehr erzeugten 845 kWh stehen nur ein Heizbedarf von 222 kWh im Jahr entgegen. Betrachtet man die Wintermonate, so fällt auf, dass das Solarfeld selbst im schlechtesten Monat noch mehr als doppelt so viel Wärme erzeugt, als es durch Zuheizen verbraucht (149 kWh zu 70 kWh). Eine elektrische Heizung wäre nicht unbedingt notwendig, da das Solarfeld mit zwischengespeicherter Sonnenenergie ausreichend beheizt werden könnte.

Tabelle 13: Jahresertrag des Wasser-Systems, 170 °C

Monat	DNI	Q_solar (DNI * A_Kol)	Q_SF	Q_SF_spez	h_SF_Betrieb	eta_SF_Mittel	Q_DSKM	h_DSKM_Betrieb	COP_Mittel	Q_Heizung
	[kWh/m ² / Monat]	[kWh/ Monat]	[kWh/ Monat]	[kWh/m ² / Monat]	[h/ Monat]	[-]	[kWh/ Monat]	[h/ Monat]	[-]	[kWh/ Monat]
1	49	982	149	7	57	0,220	0	0	0,00	0,00
2	76	1.512	383	19	118	0,264	0	0	0,00	0,00
3	95	1.907	574	29	149	0,308	10	2	0,68	0,68
4	84	1.684	505	25	127	0,336	4	4	0,59	0,59
5	133	2.652	941	47	203	0,365	238	87	0,56	0,56
6	125	2.492	906	45	187	0,364	339	123	0,53	0,53
7	118	2.369	791	40	181	0,349	304	128	0,49	0,49
8	120	2.397	826	41	190	0,355	317	130	0,51	0,51
9	83	1.650	454	23	117	0,322	62	30	0,52	0,52
10	88	1.752	511	26	135	0,304	68	24	0,57	0,57
11	49	975	166	8	61	0,228	0	0	0,00	0,00
12	48	952	170	8	65	0,215	0	0	0,00	0,00
Jahr	1.066	21.324	6.375	319	1.590	0,322	1.341	528		-222

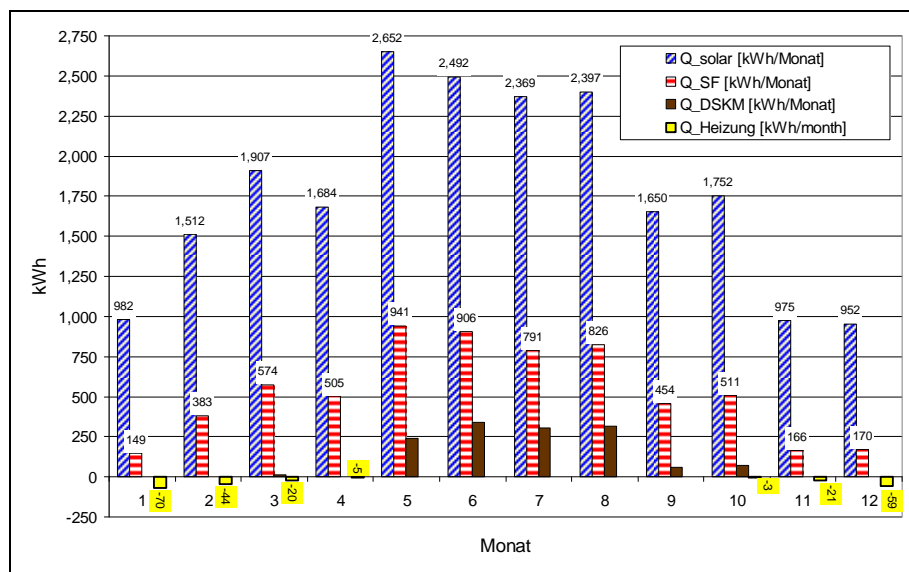


Abb. 34: Monatlicher Ertrag des Wasser-Systems, 170 °C

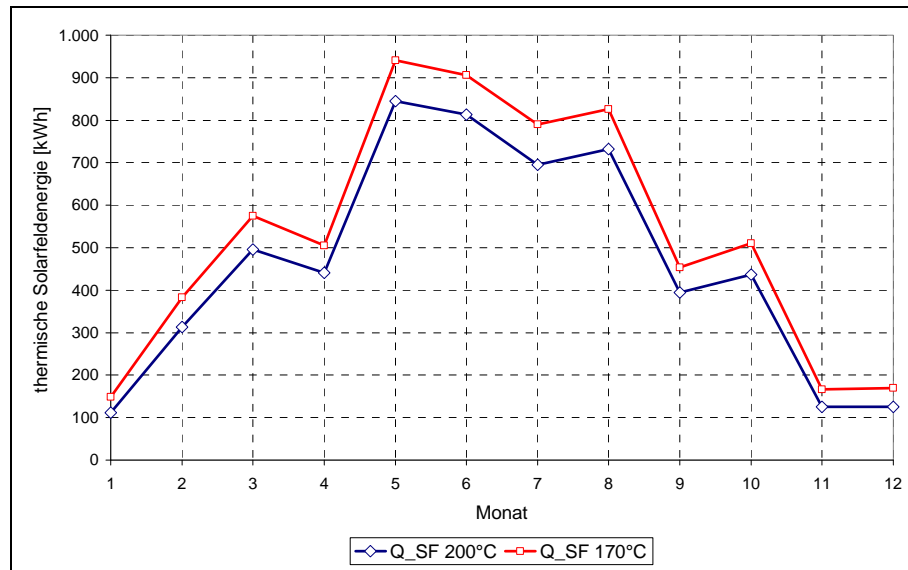


Abb. 35: Monatlicher Wärmeertrag beider Systeme

Die Ergebnisse der Simulation sind mit Unsicherheiten behaftet, die einerseits auf die Eingangsparameter und andererseits auf Annahmen und Vereinfachungen in der Modellierung zurückzuführen sind. Dennoch ist der Trend erkennbar, dass für den betrachteten Fall (Graz) das reine Wasser-System dem Wasser-Ammoniak-System für den Betrieb mit der Dampfstrahlkältemaschine überlegen ist. Selbst wenn beim reinen Wassersystem im Winter zugeheizt werden muss, wird doch diese benötigte thermische Energie durch den besseren Wirkungsgrad kompensiert. Wie schon oben erwähnt, ist das Beheizen des Kollektors als Frostschutz bei der vorliegenden Kollektorbauart allerdings nicht möglich.

4.3.2.5 Fazit und Ausblick

Statische Simulationsmodelle für den Vergleich für zwei direktverdampfende Parabolrinnenfelder mit 20 m² Aperturfläche wurden erstellt. Beim Ersten handelt es sich um ein Wasser-Ammoniak-System, dass bei einer Betriebstemperatur von 200°C betrieben werden muss. Das zweite System wird mit reinem Wasser bei 170°C betrieben. Beide Systeme geben die erzeugte thermische Energie an einen zweiten Kreislauf ab. Mit beiden Systemen wird im Sekundärkreislauf Dampf bei 165 °C erzeugt, welcher für den Betrieb einer Dampfstrahlkältemaschine verwendet wird.

Mit Hilfe der statischen Modelle und einem Wetterdatensatz aus der Software Meteonorm 6.1 wurden statische Jahresertrags-Rechnungen durchgeführt. Dabei stellte sich heraus, dass beim Wassersystem durch die niedrigeren Betriebstemperaturen, die Effizienz des Solarfeldes erheblich ansteigt (ca. 15 % Mehrertrag beim reinen Wassersystem). Die theoretisch vom Wasser-System benötigte Heizleistung im Winter liegt deutlich unter dem Mehrertrag des Wasser-Systems.

Obwohl die Ergebnisse der Simulation mit Ungenauigkeiten behaftet sind, ist der Mehrertrag des Wasser-Systems mit 15 % durchaus signifikant. Daher sollten in weiteren Studien Möglichkeiten, das hier verwendete Systemkonzept zu adaptieren, ausgelotet werden.

Das Ergebnis der hier durchgeführten Simulation ist allerdings nicht auf andere Standorte übertragbar, bei denen die Umgebungstemperatur niedriger ist. Würde ein solches System weiter nördlich (nördlicher als Graz) oder im Gebirge aufgestellt werden, würde der

Heizbedarf im Winter beim reinen Wasser-System den Energieertrag schnell übersteigen. In diesem Fall wäre der Einsatz des Wasser-Ammoniak-Systems wieder interessanter.

Je weiter südlich ein solches Kollektorsystem in Europa aufgestellt wird, umso weniger Frosttage sind zu erwarten. Beim reinen Wasser-System wird die im Winter benötigte Heizleistung immer geringer gegenüber der bereitgestellten Energie des Solarfeldes. Der Nachteil des Wasser-Ammoniak Systems bleibt, auch bei Prozesswärmeanwendungen, dass die Wärme immer an einen zweiten Kreislauf abgegeben werden muss. Durch das Temperaturfenster bei der Kondensation des Wasser-Ammoniak-Gemisches, muss die Betriebstemperatur des Kollektors immer höher liegen, als die des reinen Wasser-Systems. Die Effizienz des Solarfeldes ist dadurch geringer. Allerdings erfordert die Installation eines zusätzlichen Heizsystems für den Winter zusätzliche Investitionskosten und einen höheren technischen Aufwand.

5 Weiterentwicklung des Kollektors

Von Dagmar Jähmig (AEE INTEC), Robert Hausner (AEE INTEC) und Richard Matthias Knopf (Button Energy)

Im vorangegangenen Fabrik der Zukunft – Projekt „Entwicklung und Optimierung eines Parabolrinnenkollektorsystems zur Erzeugung von Prozesswärme für industrielle Produktionsprozesse“ wurde ein Parabolrinnenkollektor getestet und optimiert. In diesem Projekt wurde der Kollektor ausschließlich mit flüssigem Arbeitsmedium betrieben. Das heißt, der Systemdruck wurde entsprechend hoch gehalten, so dass das Arbeitsmedium (Wasser) nicht verdampfte.

Im vorliegenden Projekt wurde geprüft, ob das Verdampfen des Arbeitsmediums im Kollektor sinnvoll und auch technisch durchführbar ist.

Die Vorteile einer Betriebsweise, bei der das Arbeitsmedium im Kollektor verdampft, sind, die wesentlich geringeren benötigten Durchflüsse, da der Phasenübergang flüssig auf gasförmig eine große Energiemenge beinhaltet. Dadurch können die Rohrleitungen wesentlich kleiner dimensioniert werden, wodurch auch die Wärmeverluste reduziert werden. Auch die benötigte Pumpe kann kleiner dimensioniert werden. Das bedeutet auch, dass der Stromverbrauch der Pumpe niedriger ist.

Der Receiver, der für den flüssigen Betriebsmodus verwendet wurde, ist in Abb. 36 schematisch dargestellt. Er besteht aus einem konzentrischen Edelstahlrohr, das von einem Glashüllrohr umgeben ist, welches idealerweise evakuiert sein sollte. Das Wärmeträgermedium fließt zunächst durch das innere Edelstahlrohr, ändert dann am Ende des Rohres seine Flussrichtung und fließt außen zurück. Der Vorteil der konzentrischen Konstruktion gegenüber einem einfachen Rohr mit Eintritt auf der einen und Austritt auf der anderen Seite ist, dass nur eine Glass-Metall-Verbindung notwendig ist, um Hüllrohr und Absorberrohr zu verbinden. Das Glashüllrohr ist etwas länger als das Absorberrohr, das dadurch Platz für seine Längenausdehnung aufgrund der Temperaturänderungen hat.

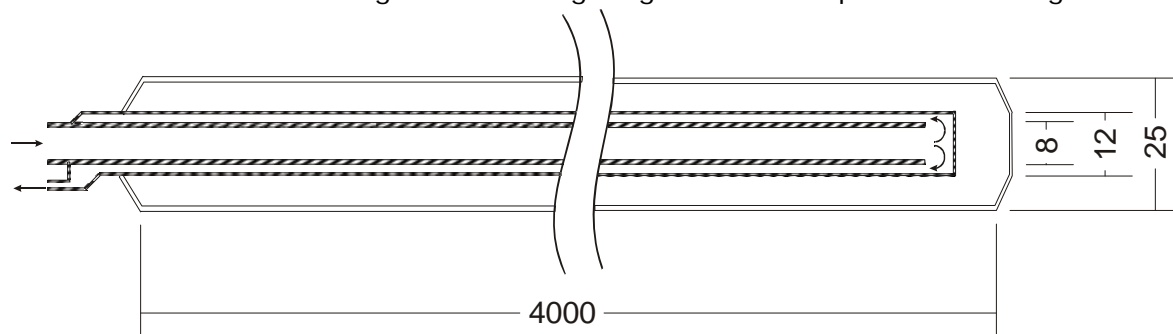


Abb. 36: Receiver für Durchflussprinzip

Zur Realisierung von Direktverdampfung im Kollektor wurde von der Firma Button Energy Energiesysteme GmbH ein Receiver entwickelt, der in Abb. 37 dargestellt ist. Bei diesem Receiver befindet sich ein Ventil am Ende des inneren Absorberrohres, das temperaturabhängig öffnet und schließt. Dadurch wird automatisch der Durchfluss durch den Kollektor geregelt und eine konstante Austrittstemperatur erreicht.

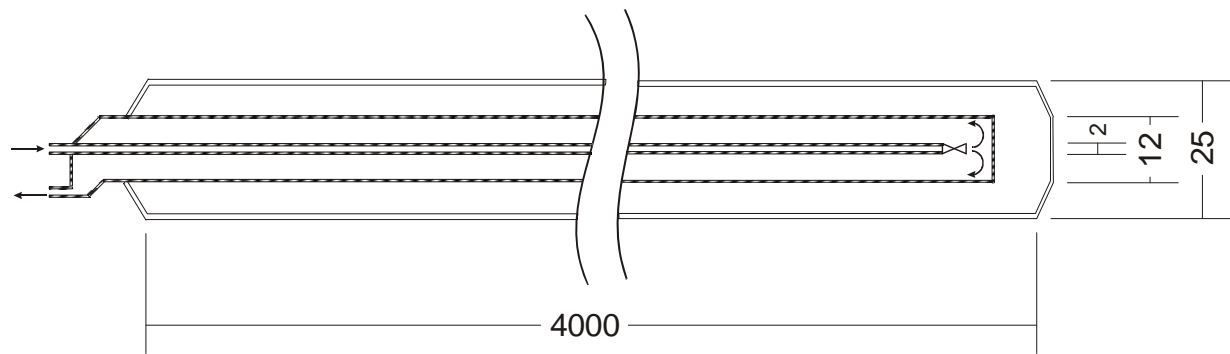


Abb. 37: Receiver für Direktverdampfung

Für die Wirkungsgradmessungen im Durchfluss- und im Direktverdampfungsbetrieb wurde ein Kollektor der gleichen Bauart wie im Vorprojekt verwendet und nur der Innenaufbau des Receivers für die Direktverdampfung geändert.

Für den Aufbau des Gesamtsystems mit 10 Kollektoren wurden die Kollektoren dann noch in mehreren Punkten weiterentwickelt, die in den Abschnitten 5.2 bis 5.7 näher erläutert werden.

5.1 Receiverauslegung

Der Receiver für Durchflussbetrieb wurde von den Rohrdurchmessern so ausgelegt, dass der Druckverlust im inneren Rohr und im äußeren Rohr annähernd gleich ist. Bei einem Außendurchmesser des äußeren Rohres von 12 mm und einer Wandstärke von 0,5 mm ergibt sich damit ein inneres Rohr mit einem Außendurchmesser von 8 mm und einer Wandstärke von 1 mm. Der Druckverlust liegt damit bei 150°C, 14 Gew.-% Ammoniak und 54 kg/h Durchfluss bei etwa 30 mbar in beiden etwa 4 m langen Teilstücken des Receiverrohres.

Für die Direktverdampfung wird ein wesentlich dünneres inneres Rohr verwendet (2 mm Außen- und 1 mm Innendurchmesser). Da der Durchfluss im Verdampfungsbetrieb nur bei 1-2 kg/h liegt (abhängig davon, um wie viel das Medium auch noch sensibel aufgeheizt wird), ist der Druckverlust immer noch gering. Für das Außenrohr wurde - wie beim Receiver für Durchflussbetrieb - ein 12 mm Rohr verwendet. Dadurch steht für den Dampf ein wesentlich größeres Volumen zur Verfügung, so dass die Fließgeschwindigkeit im Außenrohr noch relativ gering bleibt.

5.2 Füllung des Glashüllrohres mit Edelgas

Der Receiver des Kollektors ist von einem Glashüllrohr umgeben. Ursprünglich war geplant, den Spalt zwischen Receiver und Hüllrohr zu evakuieren. Dazu wird eine leistungsstarke Vakuumpumpe benötigt.

Um das Vakuum aber auch über längere Zeit halten zu können, wird ein Bariumgetter, wie er auch in Vakuumröhrenkollektoren eingesetzt wird, gebraucht. Dieselbe Bauart wie bei Vakuumröhrenkollektoren ist hier nicht einsetzbar, da der Durchmesser des Receivers und auch des Glasrohres wesentlich kleiner ist. Schließlich konnte schließlich ein geeigneter Getter der Firma Saes, Lainate (Milan) – Italy, gefunden werden (siehe Datenblatt im Anhang).

Der nächste Schritt wäre, den Getter in einem Induktionsofen auszuheizen. Solche Induktionsöfen sind sehr kostspielig, daher kam eine Anschaffung im Rahmen des Projektes

nicht in Frage. Es wurde Kontakt mit mehreren Forschungseinrichtungen und Firmen aufgenommen, um einen solchen Ofen auszuleihen oder vor Ort verwenden zu dürfen. Dies erwies sich leider als nicht möglich. Dazu kommt, dass die vorhandenen Öfen oft deutlich zu groß für das Glasrohr des Kollektors mit nur 2,5 cm Durchmesser sind.

Wegen der beschriebenen Probleme konnte das Glashüllrohr in diesem Projekt nicht evakuiert werden. Stattdessen wurde der Spalt mit Krypton gefüllt, wodurch die Wärmeverluste gegenüber reiner Luft reduziert werden können, wie Abb. 38 anhand eines Vergleichs aus der Fenstertechnik demonstriert.

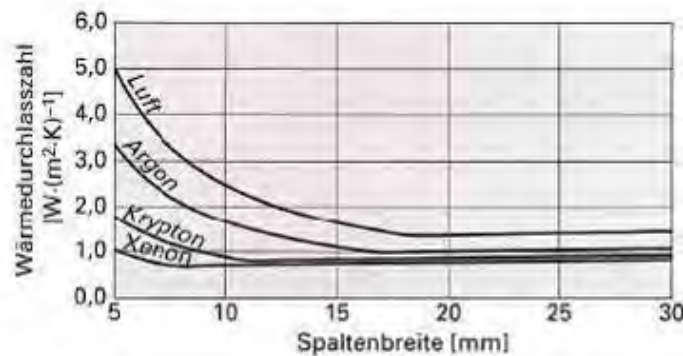


Abb. 38: Wärmedurchlasszahl bei mit Edelgas gefüllten doppelt verglasten Fenstern in Abhängigkeit von der Spaltbreite (Zürcher, Frank 2004)

Für eine Serienfertigung der Kollektoren wäre aber eine Evakuierung des Hüllrohres wünschenswert und sicher auch umsetzbar.

5.3 Receiverbeschichtung

Die Oberfläche des Receivers sollte selektiv beschichtet sein, um die Absorption der Solarstrahlung zu maximieren und gleichzeitig die Strahlungsverluste vom Receiver an die Umgebung zu minimieren.

Für Parabolrinnenkollektoren mit einer Arbeitstemperatur um die 200°C und noch wesentlich höheren Stillstandstemperaturen können Beschichtungen, wie sie für Flachkollektoren eingesetzt werden, wegen der zu geringen Temperaturbeständigkeit nicht verwendet werden. Eine weitere Schwierigkeit ist, dass die hier verwendeten Receiverrohre einen sehr geringen Durchmesser haben. Die Hersteller von Receivern für große Parabolrinnenkollektoren zur Stromerzeugung sind nicht in der Lage so kleine Rohre zu beschichten.

Daher wurden für dieses Projekt von der Firma Plasma (Skopje, Mazedonien) verschiedene Schichten hergestellt und im Anschluss am Fraunhofer Institut ISE (Freiburg) vermessen. Die Beschichtungen wurden bei Plasma mit einem Mehrschicht-Sputterprozess erzeugt (multi layer PVD sputtering).

Für möglichst geringe Wärmeverluste sollte die Infrarotstrahlung, die vom Receiver abgestrahlt wird, von der Schicht reflektiert werden. Da Kupfer selbst ein Infrarotreflektor ist, ist dies bei Kupferrohren nicht notwendig. Da es sich bei dem hier verwendeten Receiver aber um Edelstahl handelt, ist eine zusätzliche Schicht nötig, um Infrarot zu reflektieren. Diese Schicht kann beispielsweise aus Aluminium oder Kupfer bestehen.

Auf diese Schicht kommt dann die eigentliche selektive Schicht, die dann noch mit einer Antireflexschicht versehen wird, um die Absorption zu verbessern.

5.3.1 Der Sputterprozess

Zitat aus einem Skript der Uni Hannover, Institut für Mikrotechnik für das Allgemeine Messtechnische Labor: Untersuchung des Beschichtungsprozesses der Kathodenzerstäubung ("sputtering")

„Ein häufig zur Erzeugung dünner Schichten verwendetes Verfahren ist die Kathodenzerstäubung, auch (englisch) als Sputtern bezeichnet.

In einer Vakuumkammer (Rezipient, Druck 1-10 Pa) wird hierzu ein elektrisches Feld zwischen dem zu beschichtenden Substrat (Anode) und einer Kathode aus dem Schichtmaterial angelegt. In diesem Feld befindliche Elektronen werden beschleunigt und kollidieren mit Argonatomen, die in den Rezipient eingeleitet wurden, und ionisieren diese. Durch diese Stoßionisation kommt es zu einer Gasentladung, vergleichbar mit der in einer Leuchtstoffröhre. Das Gemisch aus Elektronen und Ionen wird auch als Plasma bezeichnet.

Die Argonionen werden in Richtung der Kathode, die auch (englisch) als Target bezeichnet wird, beschleunigt. Beim Aufprall auf die Kathode werden aus dieser durch Impulsübertragung Atome herausgelöst. Durch den niedrigen Druck im Rezipienten bewegen sich die Atome des Schichtmaterials mit hoher Energie in Richtung Werkstück, weil nur wenige Stöße mit anderen Gasteilchen auftreten. Auf dem Substrat (Werkstück) bildet sich eine sehr haftfeste Schicht mit Dicken im Bereich bis zu einigen 10 μm .

Durch den Aufprall der Argonionen auf das Target werden ferner Sekundärelektronen herausgelöst, welche durch ihre hohe Energie sehr gut geeignet sind, durch Stoßionisation neue Argonionen zu erzeugen.

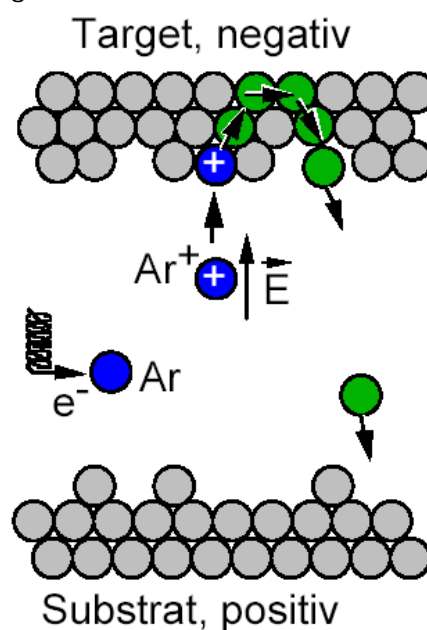


Abb. 39: Prinzip DC-Sputtern

Durch die Anordnung eines Magnetsystems („Magnetron“) hinter dem Target wird im Bereich vor dem Target ein sehr dichtes Plasma erzeugt, in dem die Sekundärelektronen durch die Lorentzkraft auf Kreisbahnen gezwungen werden und diesen Bereich nicht ver-

lassen können. Hierdurch wird der Wirkungsgrad des Prozesses erheblich erhöht. Man spricht in diesem Fall auch vom Magnetron-Sputtern.

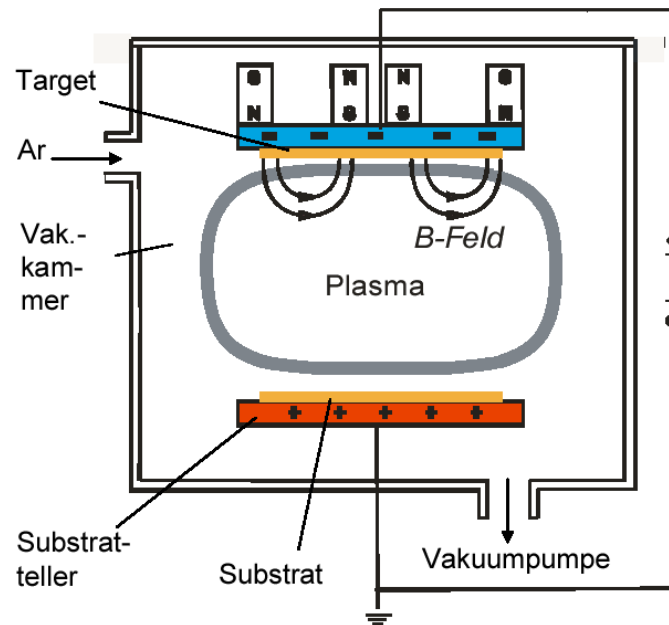


Abb. 40: Sputteranlage (schematisch)

Die Verwendung eines elektrischen Gleichfeldes für den Prozess hat den Nachteil, dass nur leitende Schichtmaterialien abgeschieden werden können. Deshalb wird in der Praxis eine Wechselspannung hoher Frequenz (13,56 MHz) verwendet. Durch die unterschiedlichen Beweglichkeiten von Elektronen (hoch) und Ionen (gering) kommt es zur Ausbildung einer überlagerten Gleichspannung („Bias“-Spannung).

Gegenüber dem Plasma laden sich die Wände des Rezipienten sowie Werkstück und Target negativ auf, weil während der positiven Halbwelle der Wechselspannung mehr Elektronen gesammelt werden als Ionen während der negativen Halbwelle.

Dies begründet sich in der Trägheit der Ionen aufgrund ihrer höheren Masse, weshalb ihre Bewegung nur langsam dem Wechsel des elektrischen Feldes folgen kann.

Durch einen Kondensator in der Anschlussleitung des Targets wird verhindert, dass die negativen Ladungen abfließen. Das Target ist deshalb gegenüber dem Substrat negativ geladen. Dieser Effekt wird durch das ungleiche Flächenverhältnis von Target zu Rezipient und Substrat (zusammengeschaltet) verstärkt, weil letztere aufgrund ihrer größeren Fläche mehr Ionen während der negativen Halbwelle der Wechselspannung einsammeln können.

Der eigentliche Beschichtungsprozess kann analog zum Prozess mit Gleichspannung ablaufen und funktioniert auch für nichtleitende Materialien.“ (Zitat Ende)

5.3.2 Schritt 1: Proben ohne AR Beschichtung

Im ersten Schritt wurden 11 Proben mit einer Aluminiumschicht als Infrarotreflektor versehen. Darauf wird eine sehr dünne Titanschicht als Grundlage für eine TiNOX-Schicht aufgetragen. Dabei wurden jeweils unterschiedliche Schichtdicken und Produktionsbedingungen verwendet. Anschließend wurden die Proben vom Fraunhofer Institut ISE vermessen (Absorptionsgrad und Emissionsgrad).

Tabelle 14: 11 Proben verschiedener Beschichtungen ohne AR Schicht

Nr. der Probe	IR Reflektor (Al) Minimaltemperatur beim Sputterprozess °C	Titanschicht Minimaltemperatur beim Sputterprozess °C	Ti _x N _y O _z -Schicht Partialdruck von Sauerstoff beim Sputterprozess Pa	Zusatzschicht nur bei einigen Proben
1	10	7	2500	
2	10	7	2000	
3	10	7	2000	Al _x O _y (Magnetron)
4	10	5	2500	
5	10	5	2500	Al _x O _y (Magnetron)
6	6	5	2500	
7	6	5	2500	Al _x O _y (Magnetron)
8	10	4,5	1800	
9	10	4,5	1800	Al _x O _y (Magnetron)
10	10	4,5	1650	
11	10	4,5	1500	

Da die erzielte Schichtdicke bei der Firma Plasma nicht genau gemessen werden kann, wird hier die Minimaltemperatur beim Sputterprozess angegeben. Je höher diese Temperatur ist, desto größer ist die Schichtdicke.

Der Druck in der Vakuumkammer ist immer konstant. Daher bedeutet ein kleinerer Partialdruck von Sauerstoff gleichzeitig einen größeren Partialdruck von Stickstoff. Einige Proben wurden noch mit einer zusätzlichen Schicht von Al_xO_y, die mit dem Magnetron-Sputterverfahren aufgetragen wurde, versehen.

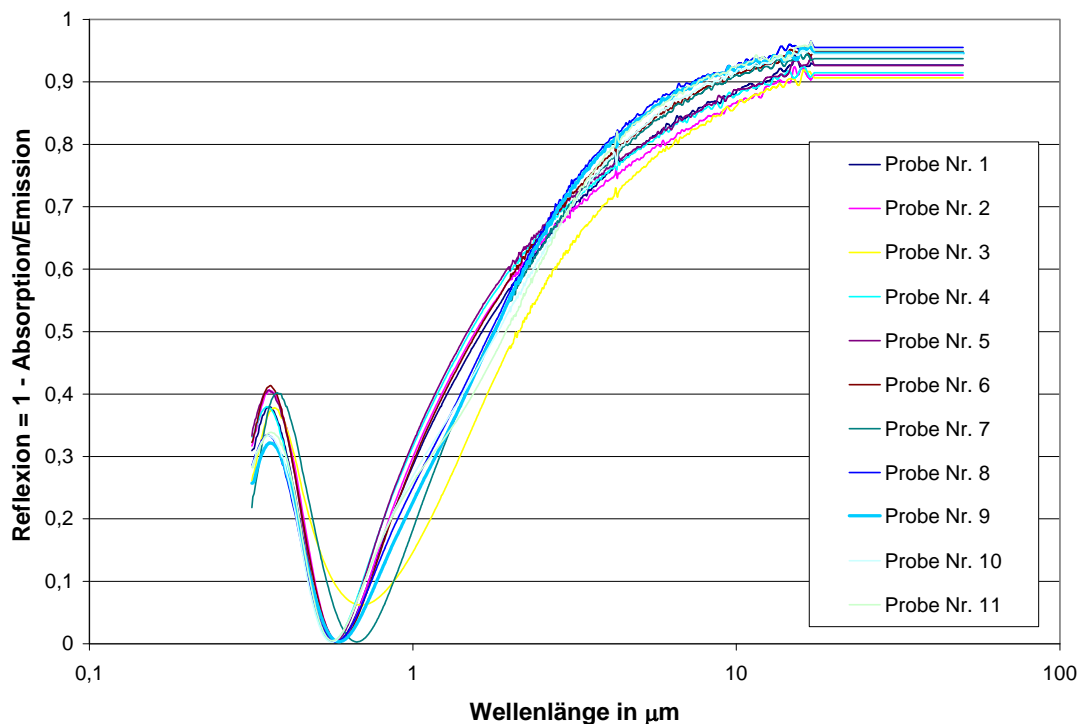


Abb. 41: Gemessene Reflexionsgrade der 11 Proben in Abhängigkeit von der Wellenlänge

Aus den gemessenen Kurven kann dann der Absorptions- bzw. der Emissionsgrad für das Sonnenspektrum ermittelt werden (siehe Tabelle 15).

Tabelle 15: Messergebnisse der 11 Proben

	Absorptionsgrad α	Emissionsgrad ε (bei 180°C)
Probe 1	0,795	0,134
Probe 2	0,782	0,153
Probe 3	0,822	0,162
Probe 4	0,779	0,141
Probe 5	0,771	0,135
Probe 6	0,788	0,109
Probe 7	0,816	0,115
Probe 8	0,815	0,092
Probe 9	0,824	0,099
Probe 10	0,808	0,108
Probe 11	0,81	0,099

Der Emissionsgrad hängt stark von der Temperatur ab. Da der Kollektor bei etwa 180°C betrieben werden soll, wurden die Messwerte auf diese Temperatur hochgerechnet. Abb. 42 zeigt die Abhängigkeit des Emissionsgrades von der Temperatur. Zusätzlich zu den 11 gemessenen Proben ist auch noch Sunselect blau (eine bei Flachkollektoren übliche Beschichtung) und Poligrat CoBlau (Beschichtung, die bei dem hier verwendeten Kollektor vor diesem Projekt verwendet wurde). Der Emissionsgrad von Sunselect blau liegt deutlich niedriger als alle gemessenen Proben. Die Werte von Sunselect blau wurden hier auf hohe Temperaturen hochgerechnet, obwohl die Beschichtung so hohe Temperaturen gar nicht aushalten würde. Der Vergleich ist also eher hypothetisch. Poligrat blau liegt bei 180°C etwa bei 13,5 Prozent, also etwa im Mittelfeld der gemessenen Proben.

Für die weiteren Tests wurde die Probe Nr. 9 ausgewählt. Zwar ist der Emissionsgrad nicht der niedrigste der gemessenen Proben, dafür liegt aber auch der Absorptionsgrad, der für den Wirkungsgrad des Kollektors noch wichtiger ist, hoch.

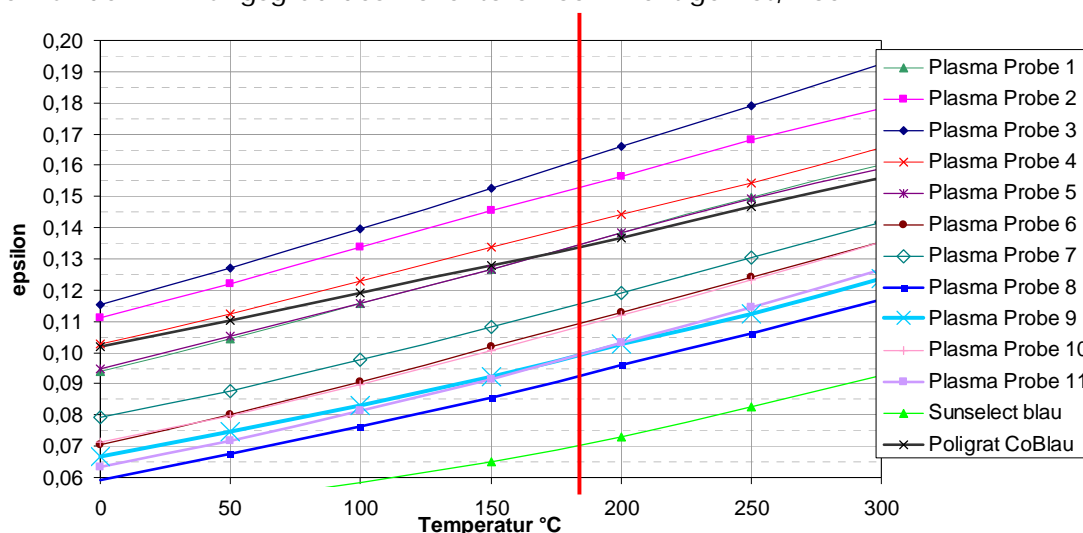


Abb. 42: Abhängigkeit des Emissionsgrades von der Temperatur

5.3.3 Schritt 2: Antireflexbeschichtung

Durch eine zusätzliche Antireflexschicht sollte der Absorptionsgrad noch etwas erhöht werden, da die Reflexionen reduziert werden. Der Emissionsgrad bleibt dabei gleich.

Die Firma Plasma hat viele verschiedene Proben mit Antireflexbeschichtungen aus SiO_2 angefertigt. Leider ergaben sich hierbei Schwierigkeiten mit dem Beschichtungsprozess, so dass die hergestellte Schicht zwar zu einem verbesserten Absorptionsgrad aber auch zu einem verschlechterten Emissionsgrad führte. Daher wurde für dieses Projekt auf eine Antireflexschicht verzichtet.

Eine Weiterentwicklung der Beschichtung von Receivern für Mitteltemperaturanwendungen wäre aber notwendig und könnte möglicherweise Thema eines weiteren Forschungsprojektes sein.

5.4 Neukonstruktion der Parabolrinnenform

Von Dagmar Jähmig (AEE INTEC), Richard Matthias Knopf(Button Energy), Eckhard Lüpfer (DLR), Stefan Wilbert (DLR) und Klaus Hennecke (DLR)

Ausgehend von der im vorangegangenen „Fabrik der Zukunft“ Projekt getesteten Parabolrinnenkonstruktion aus gebogenem Glas wurde in diesem Projekt die Parabelform des Kollektors von der Firma Button Energy komplett überarbeitet.

Die neue Konstruktion wurde in einem Tiefziehverfahren aus Aluminiumblech hergestellt. Aus Kostengründen wurde der Kollektor nicht aus einem Segment hergestellt sondern aus 8 Segmenten, die miteinander vernietet sind.

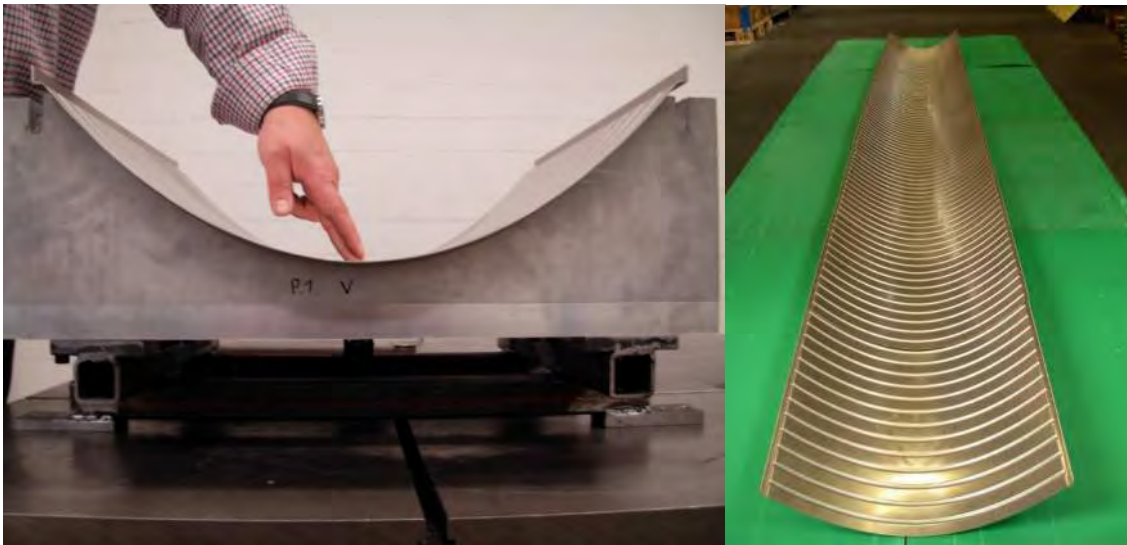


Abb. 43: Neue tiefgezogene Parabelform (Bildquelle: Button Energy)

Im Hinblick auf eine Serienproduktion des Kollektors wäre das Tiefziehen eines ganzen Kollektors auf 4 m Länge wünschenswert. Die Herstellung der dafür notwendigen Form war aber im Rahmen des vorliegenden Projektes nicht finanzierbar.

Die Rinnenform ist ein ganz sensibler Bauteil bei einem Parabolrinnenkollektor, da von der geometrischen Form die optische Genauigkeit der Konzentration und damit der Wirkungsgrad des Kollektors entscheidend abhängen. Die optische Qualität der neuen Konstruktion wurde darum vom Projektpartner Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR) vermessen.



Abb. 44: Ansicht des Kollektors während der Messungen im Januar 2008

Der Kollektor besteht aus einer profilierten Blechwanne aus Aluminium, die an der Innenseite mit einem hochreflektierenden Aluminiumspiegel (nach Herstellerangaben Alanod Miro 27, Stärke 0,3 mm) ausgekleidet ist, einem Absorberrohr mit Glashüllrohr und einer Abdeckscheibe. Der Kollektor ist mit horizontaler Achse an beiden Enden in Kunststofflagern drehend aufgehängt. Ein Zahnrad und eine Zahnschubstange bremsen die Bewegung des Kollektors in seiner Drehachse. Die Glasscheibe ist mit den Blechkanten gefasst. Die Teile der Blechwanne und die Glasscheiben sind komplett mit Silikon eingedichtet. Die Länge der Blechelemente beträgt durchschnittlich 523 mm zwischen den Nieten.

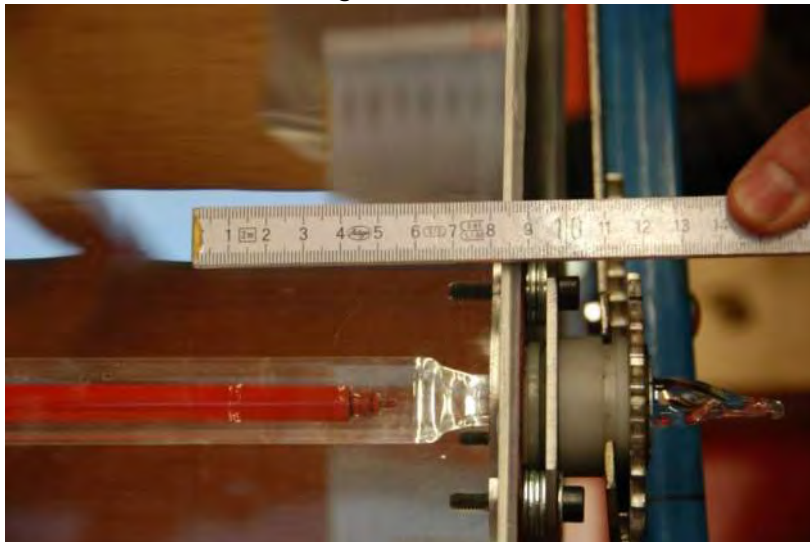


Abb. 45: Kollektor-Ende mit Absorberrohr, Glashüllrohr, Kunststofflagerung

Das Absorberrohr ist nur von einer Seite angeschlossen. Es besteht aus 2 konzentrischen Rohren, deren Anschlüsse sich beide am Anfang des Kollektors befinden. Das Absorberrohr hat einen Außendurchmesser von 10,1 mm. Es ist mit Sternchen aus Blech im Glashüllrohr mit 24 mm Außendurchmesser zentrisch gelagert. Das Glashüllrohr ist am Anfang und Ende des Kollektors jeweils wenige Millimeter oberhalb der Drehachse gehalten. Außerdem ist es an zwei weiteren Stellen am Abdeckglas befestigt. Durch diese Kon-

struktion ergibt sich minimaler Schattenwurf. Die Glasabdeckung besteht aus drei Scheiben von jeweils 1330 mm Länge; die jeweils gut 2 mm breiten Abstände zwischen benachbarten Scheiben sind noch nicht gedichtet. Die gemessene Reflektivität der Glas-scheibe beträgt 7,6%.

Die genutzte Aperturbreite des Kollektors beträgt durchschnittlich etwa 484 mm. Sie ist an den Längsseiten begrenzt durch den Falz des Reflektorblechs an der Glasabdeckung. An den Enden ist sie durch die End-Platten begrenzt, die Länge beträgt 3980 mm, mit lediglich einem kleinen Spalt zwischen den zwei jeweils 1989 mm langen durchgängigen Reflektorblechen.

Die Fokallänge des Kollektors ist mit 108,4 mm angegeben. Ein Nachführsystem ist am untersuchten Prototyp nicht vorhanden.



Abb. 46: Details Kollektor-Apertur



Abb. 47: Rückseite des Kollektors aus profiliertem Aluminiumblech mit Silikonabdichtung
Die Kollektorkonstruktion weist durch die Bauweise eine sehr gute Stabilität auf. Es konnte keine Torsion des Kollektors in sich festgestellt werden. Auch aufgebrachte Kräfte beeinflussen die Geometrie nicht nennenswert.

5.5 Optische und geometrische Qualifizierung der neuen Rinnenkonstruktion

Von Eckhard Lüpfer (DLR), Stefan Wilbert (DLR) und Klaus Hennecke (DLR)

5.5.1 Messtechnik und Versuchsdurchführung

Für die Deflektometrie wurde zur besseren Kontrastierung der Bilder die rote Farbe eines speziell präparierten Absorberrohres genutzt. Von dem Modul wurde aus einem Abstand von 7,7 Metern (Gebäude-Dach) eine Bilderserie fotografiert, in der das Absorberrohr in unterschiedlichen Positionen auf dem Reflektor zu sehen ist. Der Winkel des Kollektors wurde jeweils gemessen. Diese Bilder wurden anschließend aufbereitet, halb-automatisch ausgewertet und aus den Abbildungsgleichungen der Fehler in der Steigung des Reflektors ermittelt.



Abb. 48: Ansichten des Kollektors mit rot gefärbtem Absorberrohr. Aus der Ausdehnung der roten Flächen lassen sich Rückschlüsse über die Konzentradorqualität ziehen. Oben: aus 7,7 m Entfernung, Mitte: Messbild in optischer Achse aus 7,7 m Entfernung, unten: in optischer Achse aus 35 m Entfernung

5.5.2 Ergebnisse und Feststellungen der Deflektometrie

Als Ergebnisse aus den fotografischen Messungen und der anschließenden Auswertung mit der im DLR entwickelten Methode erhält man für das Kollektormodul die „kartierte“ Darstellung der Abweichungen des Reflektors von der idealen Parabel-Geometrie. Die so genannten Steigungsfehler werden in mrad angegeben und über der Kollektorfläche farblich dargestellt. Ein mrad (Millirad) entspricht dem Winkel von 1 mm Höhendifferenz auf einer Länge von 1 Meter. Da diese Winkelfehler durch die Reflexion in einem doppelt so weit abweichenden reflektierten Strahl resultieren, muss je nach Konzentrationsfaktor

des Kollektors eine Abweichung der Reflektorform von 2 bis 6 mrad als Fehlerquadrat-Mittel als maximal akzeptabler Wert angenommen werden.

Die folgenden Grafiken zeigen die Ergebnisse des Moduls.

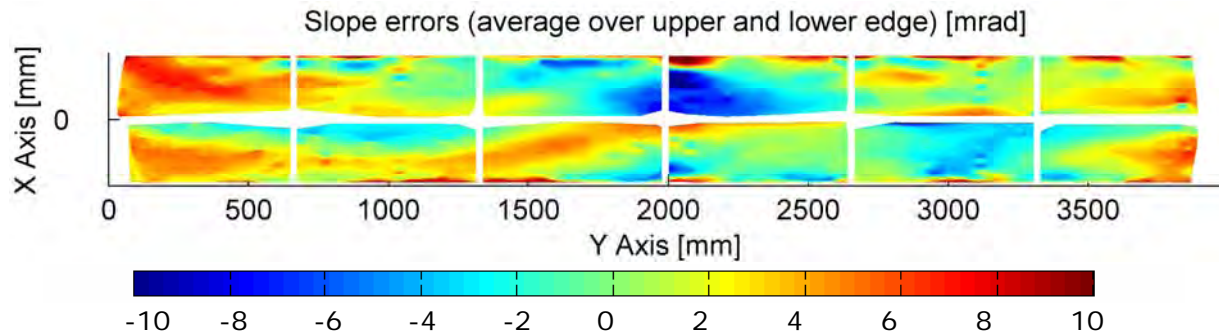


Abb. 49: Steigungsabweichungen des Reflektors in mrad;
positive Werte: Spiegelverlauf flacher als bei Parabel

Man erkennt in Abb. 49, dass weite Bereiche des Kollektors maximal 5 mrad von der idealen Form abweichen. Lediglich im Bereich der Ränder des Reflektors treten kleine Bereiche mit stärkeren Fehlern auf, die sich jedoch nur wenig auf das Gesamtergebnis auswirken.

Zur Interpretation des Ergebnisses wird mit Strahlverfolgung ermittelt, welche Bereiche des Reflektors zu wie großen Abweichungen eines fokussierten Strahls von der idealen Fokallinie führen. Das Ergebnis-Diagramm ist in Abb. 50 exemplarisch dargestellt und zeigt, dass die durch Formungenauigkeiten bedingten Abweichungen der Strahlen von der Fokallinie im Vergleich zu den 5 mm Radius des Absorbers gering sind. Die meiste Strahlung trifft das Absorberrohr, wie auch Abb. 51 für eine Konfiguration mit der Sonne unter 30° Einfallswinkel zeigt.

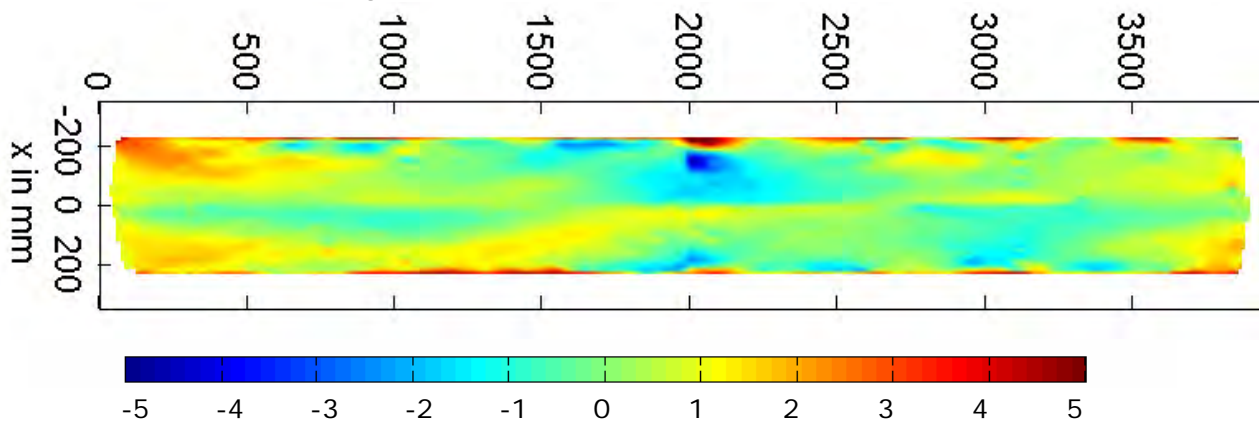


Abb. 50: Fokusabweichungen des reflektierten Strahls in mm;
positive Werte: reflektierter Strahl oberhalb der Fokallinie

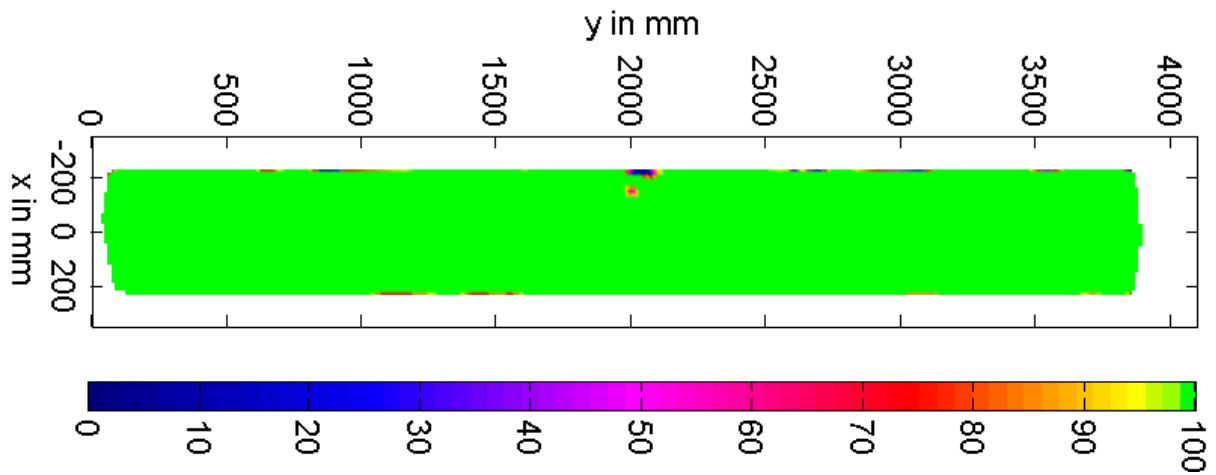


Abb. 51: Interceptfaktor-Verteilung auf dem Reflektor für einen Einfallswinkel von 30°

Tabelle 16 zeigt Parameter und Ergebnisse der Messung der Steigungsabweichung.

Tabelle 16: Ergebnis-Tabelle Steigungsabweichung des untersuchten Kollektormoduls

distance camera-apex of the parabola [mm]	7710	
average x-offset of the absorber tube [mm]	0.32	
distance: parabola - center of absorber [mm]	108.4	
evaluated fraction of the mirror surface	0.838	
Total [mrad]	Mean Error 0.00	RMS Error 3.19
Column No., [mrad]		
1	1.04	4.06
2	0.19	2.52
3	-1.89	3.13
4	-1.26	3.80
5	1.51	2.55
6	0.57	2.78
Row No., [mrad]		
1	0.77	3.50
2	-0.78	2.84
Facet No., [mrad]		
1	4.39	4.69
2	1.18	2.26
3	-1.71	3.02
4	-2.33	4.98
5	1.27	2.30
6	2.29	2.77
7	-2.47	3.27
8	-0.80	2.77
9	-2.08	3.23
10	-0.21	2.08
11	1.76	2.79
12	-1.17	2.79

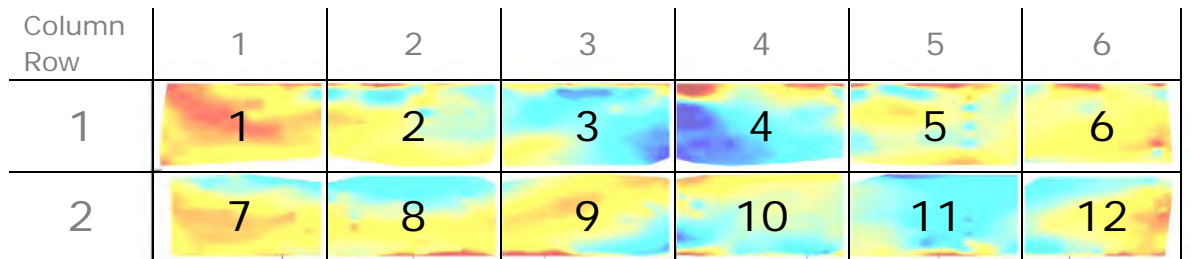


Abb. 52: Nummerierungs-Konvention für die Spiegel-Abschnitte (links Anschlussseite), vgl. Abb. 49

Abb. 53 zeigt das Histogramm der Fokusfehler für den Kollektor. Die Abbildung zeigt, dass der Reflektor durchschnittlich zu wenig gekrümmt ist, also Strahlung oberhalb der Fokallinie eingestrahlt wird.

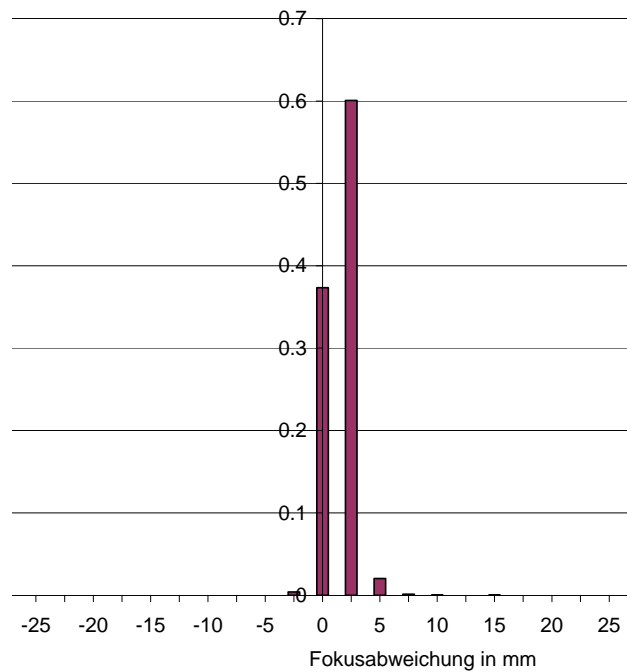


Abb. 53: Abweichungen der reflektierten Strahlung von der Mitte des Absorberrohres (Radius 5 mm) aufgrund von Formfehlern des Moduls, ohne Berücksichtigung weiterer Fehlereinflüsse

Tabelle 17: Ergebnisse des Interceptfaktors, exemplarisch für 0°, 30° und 60° Einfallswinkel

Kollektor	Absorber Pos Höhe mm	Fokusabw. Mittelwert mm	Fokusabw. Standardabweichung	Intercept-Faktor %
AEE_1_I0	108.4	0.79	1.02	99.55
AEE_1_I30				99.43
AEE_1_I60				98.80

5.5.3 Zusammenfassung und Schlussfolgerung

Die im Januar 2008 bei der AEE INTEC und dem von Button Energy hergestellten Parabolrinnenkollektor durchgeführten Untersuchungen haben für den Kollektor gezeigt, dass das Kollektordesign und die Ausführung der Fertigung durch die erreichte Geometrie ideale Ergebnisse für den energetischen Ertrag des Produktes erbringen.

Die Reflektorform entspricht damit praktisch durchgängig der gewünschten Parabelform. Die mittleren Abweichungen des Spiegels von dieser Parabelform liegen in Abschnitten bei Werten von 2 bis 5 mrad. Der Mittelwert von 3,19 mrad ermöglicht beim idealen Konzentrationsfaktor von 48 und 96° Randwinkel sehr gute Trefferquoten. Der Konzentrationsfaktor und die erreichte Reflektor-Präzision passen zusammen, so dass mit einer entsprechend guten Nachführung ausgezeichnete Intercept-Werte von 99% erreicht werden. Es wurden folgende Verbesserungspotentiale festgestellt:

1. Überwiegende Bereiche des Reflektors tendieren zu etwas längerer Brennweite bzw. zu wenig Krümmung.
2. Der Übergang zwischen den beiden Reflektorblech-Hälften verursacht Abweichungen.
3. Die Abdeckscheibe verursacht Reflexionsverluste.
4. Die Reflektorbleche mit Aluminium-Beschichtung führen zu einem Verlust von reflektierter Energie.
5. Die Nachführung konnte nicht bewertet werden.

Der optische Wirkungsgrad für einen sauberen Kollektor dieser Bauart wird Werte von etwa 65% erreichen können.

5.6 Weiterentwicklung der Nachführungskonstruktion

Die Kollektoren müssen im Laufe des Tages von Ost nach West der Sonne nachgeführt werden. Für den Test des Gesamtsystems wurden 10 parallel geschaltete Kollektoren aufgebaut, die synchron der Sonne nachgeführt werden müssen. Jeder Kollektor ist dazu mit einem Zahnrad ausgestattet. Mittels einer Zahnstange und einem Elektromotor können dann alle 10 Kollektoren gemeinsam gedreht werden.

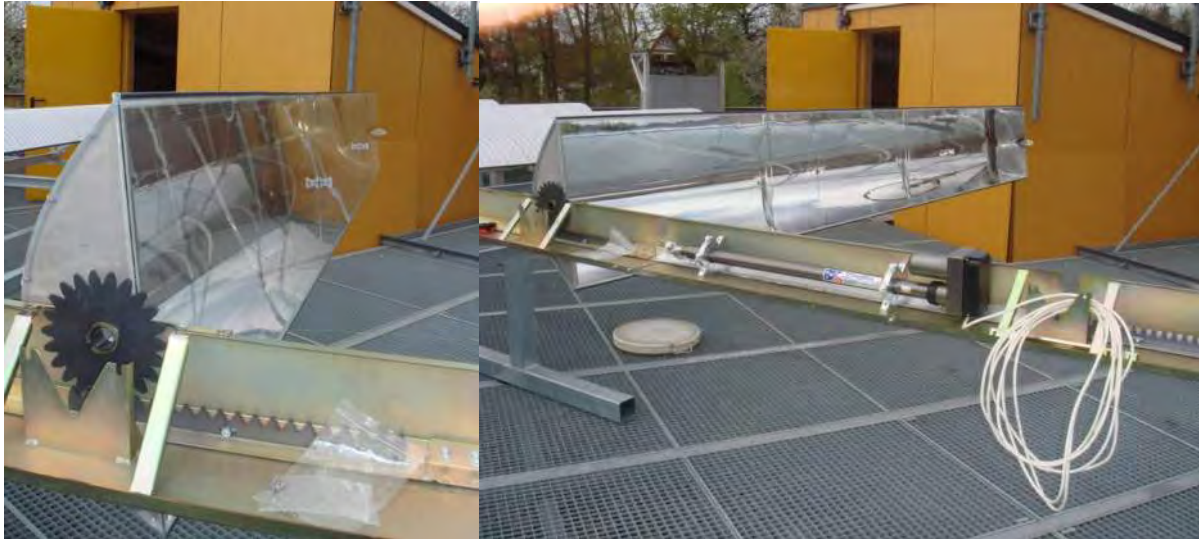


Abb. 54: Zahnrad am Kollektor und Zahnstange, links: Elektromotor und Schubstange



Abb. 55: Ansicht der Kollektoren auf dem Teststand vor dem Anheben des Gestells.

Die Kollektoren sind mit der Kollektorachse in Nord-Südrichtung installiert. Die Achsen werden dabei jeweils nach Süden geneigt, um etwas mehr senkrecht einfallende Strahlung auf die Aperturfläche zu erzielen und damit die Endverluste der Kollektoren zu reduzieren.

Beim vorangegangenen Fabrik der Zukunft-Projekt wurde ein System mit 4 Parabolrinnen aufgebaut. Dabei ergab sich das Problem, dass die Konstruktion mechanisch nicht stabil genug gebaut war, so dass die Zahnräder gelegentlich aus den Zahnstangen herausrutschten. Ein Grund für dieses Problem war der Neigungswinkel der Kollektorachse, der

im Vorprojekt höher war. Dadurch war die Zahnrad/Zahnstangenkonstruktion einer größeren mechanischen Belastung ausgesetzt als vorhergesehen.

Für dieses Projekt wurde daher der Neigungswinkel etwas reduziert (auf 24°) und die gesamte Nachführkonstruktion stabiler ausgeführt. Trotzdem ergaben sich bei der ersten Inbetriebnahme ähnliche Probleme, allerdings nur bei den beiden mittleren Kollektoren. Der Grund dafür war, dass die Kollektoren mit zwei separaten Unterkonstruktionen aufgeständert sind. Die beiden mittleren Kollektoren lagen nun zwischen den beiden Unterkonstruktionen bzw. am inneren Rand jeweils einer Unterkonstruktion. Dadurch konnte sich der Kasten mit der Zahnstange hier etwas nach unten biegen.

Das Problem wurde durch eine zusätzliche Versteifung zwischen den beiden Unterkonstruktionen gelöst (siehe Abb. 56). Seitdem ist das Problem nicht wieder aufgetreten.



Abb. 56: Versteifungskonstruktion zur Stützung der beiden mittleren Kollektoren

5.7 Nachführungsregelung

Zur Nachführung der Kollektoren wurde – wie schon im vorangegangenen Projekt - auf der Glasabdeckung eines Kollektors ein Doppelstrahlungssensor (siehe Abb. 57) installiert.

Bei dem damals verwendeten Sensor wurden zwei parallel zueinander angeordnete Phototransistoren verwendet, die mit einer Schattenplatte jeweils zur Hälfte vom Sonnenlicht abgedeckt wurden. Dadurch zeigen die beiden Sensoren bei schräg einfallender Strahlung unterschiedliche Werte an. Der Kollektor wird solange nachgeführt, bis die beiden Werte gleich sind.

Durch geringste Neigungsänderung der Schattenplatte wurde sofort ein Sensor der vollen Strahlung ausgesetzt und ein Sensor voll beschattet (siehe Abb. 57). Dadurch ergaben sich bei geringsten Abweichungen starke Signaländerungen, was theoretisch zu einer exakten Nachführung führen sollte.

Trotzdem gab es mit Sensoren dieser Bauart gelegentlich Probleme, da es manchmal vorkam, dass beide Sensoren entweder voll der Sonne ausgesetzt oder voll beschattet

waren, wenn die Schattenplatte mit den Sensoren nicht exakt ausgerichtet war. Offenbar ist dies ein Problem der Fertigungsgenauigkeit. In diesem Fall begann das System zu schwingen, was für den Dauerbetrieb unbrauchbar ist.

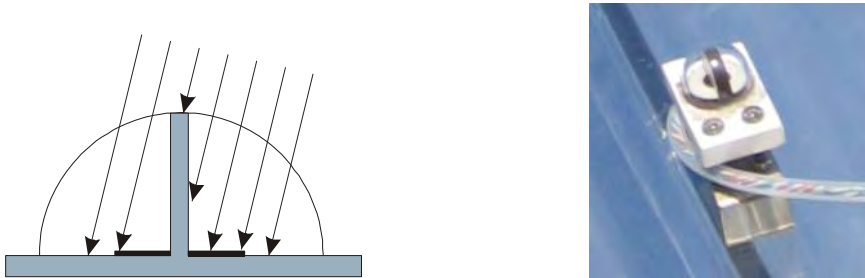


Abb. 57: Alte Bauart des Doppelstrahlungssensors

Es wurde daher an einer alternativen Lösung gearbeitet, die zwei 90° zueinander ausgerichtete Sensoren ohne Schattenplatte hatte.

Auch hier gilt, wenn beide Sensoren gleiche Werte anzeigen, ist der Sensor genau zur Sonne ausgerichtet.

Hier ergab sich das Problem, dass sich die Sensoren sehr empfindlich verhielten und daher immer sehr hohe Werte anzeigten. Die Sensoren waren damit meistens am oberen Ende ihres Messbereichs. Dadurch wurde die Nachführung zu ungenau.

Deshalb wurde für die Kollektortests der Winkel zwischen den beiden Sensoren erhöht und die Sensoren außerdem mit Klebeband abgedunkelt (siehe Abb. 58). Die Nachführung arbeitete damit einwandfrei.

Zu beantworten sind aber noch evtl. Fragestellungen zur Temperaturempfindlichkeit und zur Langzeitstabilität. Darum sollte weiterhin an der Weiterentwicklung von Sensortypen für diesen Einsatzbereich gearbeitet werden.

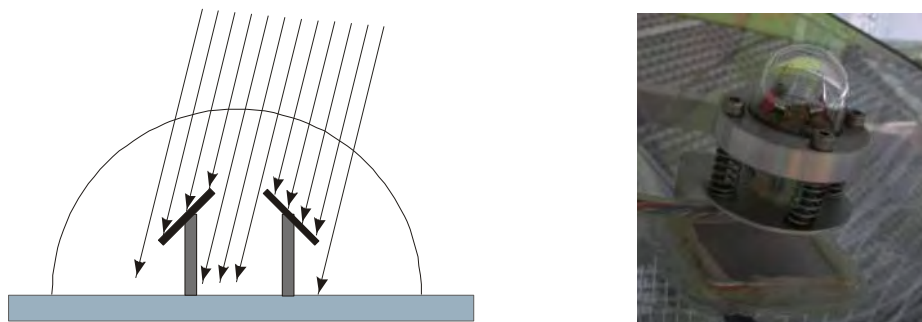


Abb. 58: Neue Bauart des Doppelstrahlungssensors

6 Test des Kollektors

Von Robert Hausner, Waldemar Wagner, Dagmar Jähnig (AEE INTEC) und Manfred Peritsch (IMG)

Ziel dieses Arbeitspaketes war es, den Parabolrinnenkollektor zur Direktverdampfung mit der Variante im Durchflussprinzip, wie sie auch schon im vorangegangenen Fabrik der Zukunft – Projekt „Entwicklung und Optimierung eines Parabolrinnenkollektorsystems zur Erzeugung von Prozesswärme für industrielle Produktionsprozesse“ verwendet wurde, zu vergleichen.

Gleichzeitig sollten Erfahrungen mit dem im ersten Teil des Projektes ausgewählten Wärmeträger Ammoniak-Wasser gesammelt werden.

Für den Test wurde ein Parabolrinnenkollektor der gleichen Bauart wie im vorangegangenen Projekt verwendet. Für die beiden Betriebsarten wurden allerdings zwei unterschiedliche Receiver eingesetzt:

- Receiver mit Durchflussprinzip ohne Verdampfung
- Receiver mit Verdampfung

Die anderen Weiterentwicklungen, die in Kapitel 5 beschrieben wurden (neue Rinnenkonstruktion, neue Receiverbeschichtung, Edelgasfüllung des Hüllrohres), wurden noch nicht für den Test des Einzelkollektors umgesetzt sondern erst für die Anlage mit 10 Kollektoren, die für den Test des Gesamtsystems gebaut wurde.

6.1 Kollektorkreisauslegung

Für den Test der beiden Kollektorvarianten (Durchfluss und Direktverdampfung) wurde ein Kollektorkreis entworfen, der für beide Fälle (mit nur geringen Adaptierungsarbeiten) geeignet war.

Beim Aufbau der Testanlage musste auf folgende Punkte besonders geachtet werden:

- Da der Test mit Wasser-Ammoniak-Gemisch durchgeführt wurde, mussten alle Komponenten ammoniakbeständig sein. Beim Einsatz von Ammoniak darf kein Kupfer, Messing oder Aluminium im System enthalten sein. Außerdem ist bei der Wahl von Kunststoffdichtungen besonders auf die Eignung für Ammoniak zu achten.
- Druckbeständigkeit aller Komponenten: Für diesen Vortest wurde eine maximale Kollektortemperatur von 180°C angestrebt. Bei einer 14%igen Konzentration von Ammoniak, wird ein Druck von 22 bar benötigt. Das System wird daher mit 25 bar abgesichert.

Der Kollektorkreis besteht aus dem Kollektor selbst, einem Plattenwärmetauscher, um die Energie abzuführen, einem kleinen Vorratsbehälter, einem Ausdehnungsgefäß und der Pumpe, die das Arbeitsmedium wieder zum Kollektor fördert.

Im Durchflussprinzip ist das gesamte System mit Flüssigkeit gefüllt und die Pumpe arbeitet als Umwälzpumpe.

Im Verdampfungsmodus ist der Vorratsbehälter etwa zur Hälfte mit Flüssigkeit gefüllt. Die Pumpe fördert flüssiges Medium in den Kollektor und baut dort einen vorgegebenen Druck auf. Die Pumpe wird über einen Drucksensor gesteuert, so dass der Druck im Kol-

lektorrücklauf immer auf einem bestimmten Wert bleibt. Dieser Wert muss so gewählt werden, dass das Medium im Kollektorrücklauf (also vor dem Ventil) auch bei 160°C noch nicht verdampft. Für die Messungen wurde ein Wert von 16 bar gewählt. Je nach Temperatur im Receiver öffnet und schließt das Kollektorventil, so dass Flüssigkeit in das äußere Receiverrohr tritt und dort verdampft. Der Dampf wird dann im Plattenwärmetauscher wieder kondensiert und fließt zurück in den Vorratsbehälter.

Auf der Sekundärseite wurde der Plattenwärmetauscher mit kaltem Leitungswasser betrieben, das dann im Wärmetauscher verdampft. Auf diese Weise konnte schon mit geringen Wassermengen eine große Energiemenge abgeführt werden. Zur Regelung des zugeführten Kaltwassers wurde ein Schwebekörperdurchflussmesser für sehr kleine Durchflüsse in Verbindung mit einem Regelventil verwendet.

Im Folgenden werden die einzelnen Komponenten des Systems näher beschrieben.

6.1.1 Rohrdurchmesser

Die Verrohrung des Systems wurde mit 8x1 mm Edelstahlrohren ausgeführt.

6.1.2 Wärmetauscher

Um die Wärme abzuführen, wurde ein Plattenwärmetauscher aus Edelstahl eingesetzt. Standardmäßige Plattenwärmetauscher werden mit einem Kupferlot verlötet und sind daher nicht geeignet für ammoniakhaltige Medien. Daher kommen nur Ganzedelstahlwärmetauscher mit Lotmaterial auf Nickel-Basis in Frage. Für dieses Projekt wurde ein Plattenwärmetauscher der Serie AlfaNova der Firma Alfa Laval verwendet, der ebenfalls zur Gänze aus Edelstahl besteht. Die Druckbeständigkeit dieses Wärmetauschers ist mit bis 21 bar bei 175°C angegeben.

6.1.3 Vorratsbehälter

Für den Betrieb im Verdampfungsmodus wird ein kleiner Vorratsbehälter benötigt, der gewährleistet, dass immer flüssiges Medium vorhanden ist, das von der Pumpe angesaugt werden kann. Für die Kollektortests wurde ein Vorratsbehälter bestehend aus einem Rohr mit einem Innendurchmesser von 12 cm verwendet, der ein Volumen von etwa 2,5 Litern hat.

6.1.4 Pumpe

Im Durchflussprinzip wurde eine Kreiselumwälzpumpe der Firma Grundfoss eingesetzt, die zwar für einen einzelnen Kollektor deutlich überdimensioniert ist, aber bei Temperaturen von bis zu 180°C noch betrieben werden kann. Da die Pumpe zur Kühlung einen größeren Durchfluss benötigt, als für einen einzelnen Kollektor sinnvoll ist, wurde ein Bypass verwendet. Durch diesen wurde der größte Teil des Förderstroms unmittelbar wieder zur Pumpe zurückgeführt.

Für den Verdampfungsbetrieb wurde eine Kolbenpumpe eingesetzt, die einen hohen Druck aufbauen kann (ca. 100 bar). Sie hat allerdings den Nachteil, dass auf der Saugseite nur maximal 2 bar anliegen dürfen. Die Pumpe ist in Abb. 59 abgebildet.

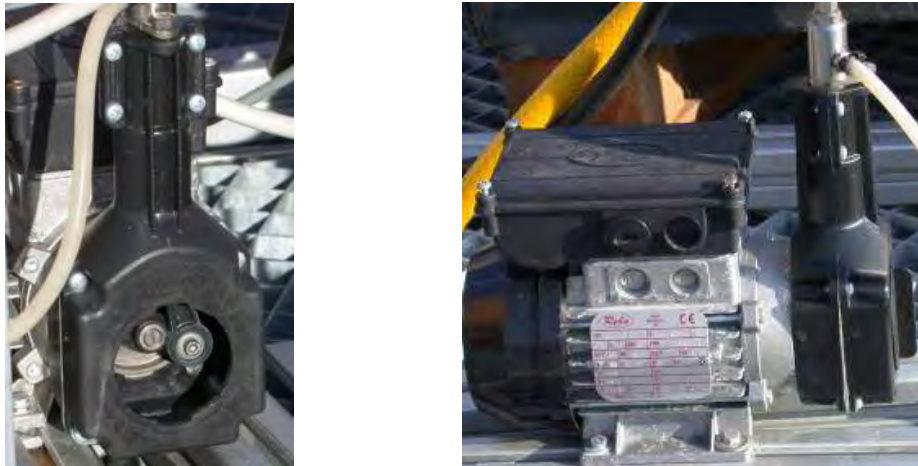


Abb. 59: Button Energy Kolbenpumpe von vorn (links) und von der Seite (rechts)

6.1.5 Sicherheitsventil

Zur Absicherung des Kreislaufes wurde ein Sicherheitsventil der Firma LORCH (Typs D10C-S) mit einem Öffnungsdruck von 25 bar eingesetzt. Das Ventil besteht aus Edelstahl mit einer Dichtung aus EPDM, das nach Herstellerangaben für Ammoniak geeignet ist. Das Sicherheitsventil ist in Abb. 60 abgebildet.



Abb. 60: Sicherheitsventil im Kollektorkreis



Abb. 61: Membrandruckspeicher im Kollektorkreis

6.1.6 Ausdehnungsgefäß

Als Ausdehnungsgefäß, das insbesondere im Durchflussprinzip die Wärmeausdehnung des Mediums aufnehmen muss, wurde ein Membranspeicher der Firma HST-Hydrospeichertechnik verwendet. Dieser Speicher besteht aus Normalstahl mit einer Membran aus NBR-Kautschuk. Der Speicher hat ein Volumen von 2 Litern und weist einen maximal zulässigen Betriebsdruck von 100 bar auf. Solche Speicher werden vor allem in der Hydraulik verwendet, sind aber – im Gegensatz zu einfachen Membranausdehnungsgefäßen in der Heizungstechnik - auch für Temperaturen über 100°C geeignet.

6.1.7 Kühlung

Zur Kühlung des Systems, d.h. zur Abfuhr der vom Kollektor erzeugten Wärme, wurde der Plattenwärmetauscher mit kaltem Leitungswasser durchströmt. Das Wasser verdampfte im Wärmetauscher und der Wasserdampf wurde an die Umgebung abgeführt. Da wegen der Verdampfung nur sehr geringe Wassermengen nötig sind, wurde im Was-

serzulauf ein kleines Schwebekörperdurchflussmessgerät installiert, mit dessen Hilfe der Durchfluss manuell geregelt werden konnte, um so unterschiedliche Kollektortemperaturen zu erzeugen.

6.2 Aufbau der Testanlage

Für die Kollektortests wurde ein kleiner Kreislauf mit dem Parabolrinnenkollektor, einer Pumpe, einem Volumenstrommessgerät und einem Wärmetauscher, über den Wärme abgenommen werden kann, aufgebaut. Direkt vor und hinter dem Kollektor waren zwei Temperatursensoren eingebaut. Die Strahlung wurde mit zwei Pyranometern (Global- und Diffusstrahlung), die horizontal installiert waren, gemessen. Aus diesen beiden Messwerten wurde dann jeweils die Direktstrahlung auf die geneigte Aperturfläche berechnet.

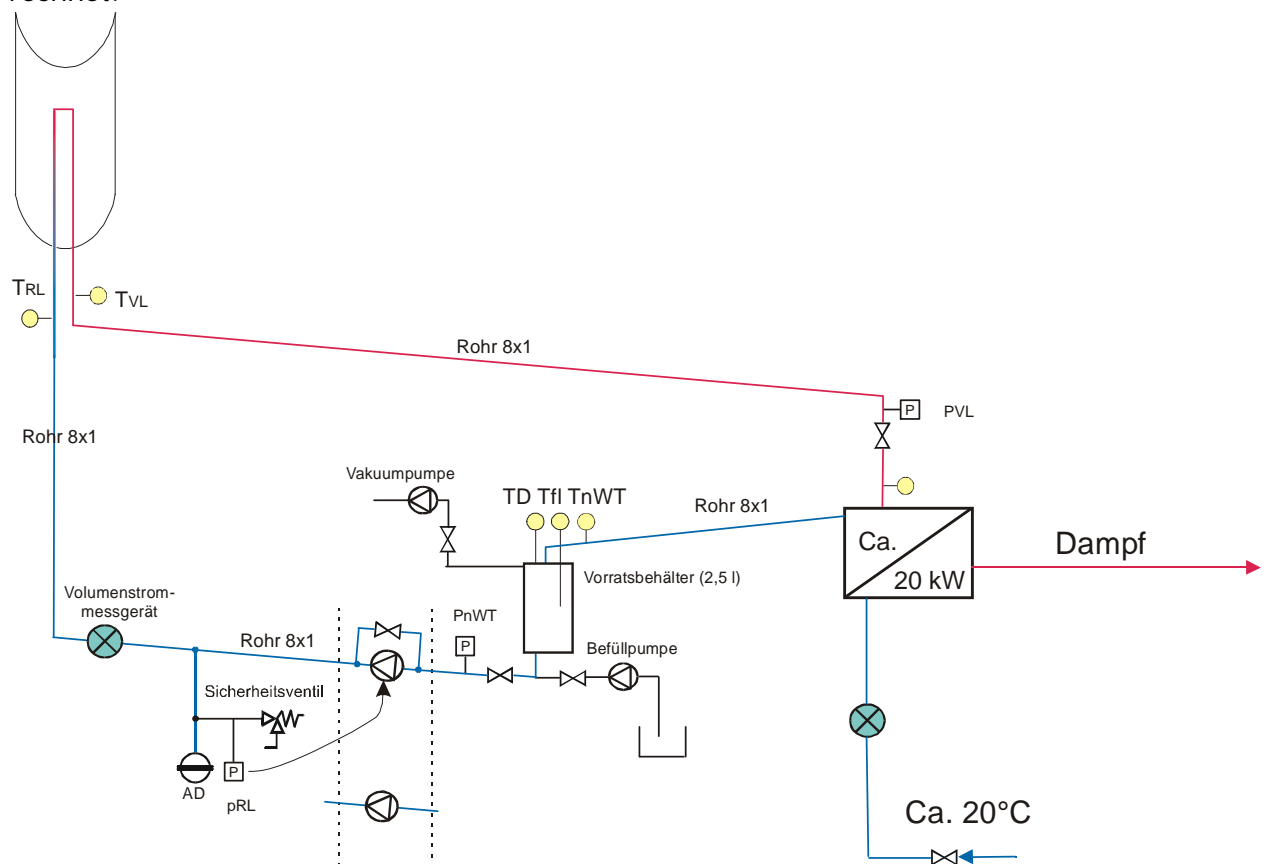


Abb. 62: Messkonzept und Messstellen

Die folgende Tabelle 18 zeigt die Messstellen und die jeweils verwendeten Messgeräte. Es wurde im Vor- und Rücklauf möglichst nah am Kollektor die Temperatur gemessen, sowie auch nach dem Wärmetauscher sowie an zwei Stellen im Vorratsbehälter. Im Vor- und Rücklauf wurde außerdem der Druck gemessen, sowie auch nach dem Wärmetauscher direkt vor der Pumpe. Der Volumenstrom wurde im Primärkreis im Rücklauf vor dem Kollektor gemessen. Im Durchflussprinzip wurde ein magnetisch-induktives Messgerät mit 6 mm Durchmesser eingesetzt, für die niedrigen Durchflüsse im Dampfbetrieb hingegen eines mit 2 mm Durchmesser. Außerdem wurde die Außentemperatur aufgezeichnet.

Tabelle 18: Messstellen bei den Kollektortests

Messgröße		Einheit	Messgerät	Max. Messfehler
Globalstrahlung horizontal	I_g	W/m ²	Pyranometer Kipp&Zonen CM11, Wellenlängenmessbereich: 305 – 2800 nm	Linearität: ± 0,6% ±10 W/m ²
Diffusstrahlung horizontal	I_d	W/m ²	Pyranometer mit Schattenring Kipp&Zonen CM11, Wellenlängenmessbereich: 305 – 2800 nm	Linearität: ± 0,6% ±10 W/m ²
Umgebungstemperatur	T_u	°C	PT 100 1/3 DIN B (4-Leiter-Schaltung)	0,10 + 0,005 t
Vorlauftemperatur	T_{VL}	°C	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)	0,06 + 0,005 t
Rücklauftemperatur	T_{RL}	°C	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)	0,06 + 0,005 t
Temperatur Behälter oben (Dampfphase)	T_D	°C	PT 100 1/3 DIN B (4-Leiter-Schaltung)	0,10 + 0,005 t
Temperatur Behälter unten (Flüssigphase)	T_{fl}	°C	PT 100 1/3 DIN B (4-Leiter-Schaltung)	0,10 + 0,005 t
Temperatur nach Wärmetauscher	T_{nWT}	°C	PT 100 1/3 DIN B (4-Leiter-Schaltung)	0,10 + 0,005 t
Temperatur auf der Receiveroberfläche (im Schatten)	T_{Oberfl}	°C	Thermoelement Typ K (NiCrNi)	Im Messbereich 0 – 600°C: ±2,4°C
Druck Rücklauf	p_{VL}	bar	GEMS Sensors, 1000BGB 2501A3UA, 0 – 25 bar	0,25% vom Messbereich
Druck Vorlauf	p_{RL}	bar	GEMS Sensors, 1000BGB 2501A3UA, 0 – 25 bar	0,25% vom Messbereich
Druck nach Wärmetauscher	p_{nWT}	bar	GEMS Sensors, 1000BGB 2501A3UA, 0 – 25 bar	0,25% vom Messbereich
Volumenstrom	\dot{V}	l/h	SIEMENS MAGFLOW MAG6000, Messaufnehmer MAG1100 Ceramic (magnetisch induktiv)	Abhängig vom Durchfluss, siehe Tabelle 19.

Tabelle 19: Messfehler für Volumenstrommessgerät MAGFLOW6000

Durchflussmenge: l/h	Fliessgeschwindigkeit: m/s	max. Messfehler: Durchflussmenge in %
1,00	0,09	± 1,41
2,50	0,22	± 0,57
4,00	0,35	± 0,35
5,50	0,49	± 0,26
7,00	0,62	± 0,25
8,50	0,75	± 0,25
10,00	0,88	± 0,25



Abb. 63: Drucksensor im Kollektorkreis

Die Achse des Kollektors wurde für diese Messungen in Ost-West-Richtung ausgerichtet und der Neigungswinkel so eingestellt, dass der Einfallswinkel der Sonne minimiert wird.

Dies ist der Fall, wenn

$$\tan \beta = \tan \theta_z / \cos \gamma_s \quad \text{Formel 3}$$

mit β = Kollektorneigungswinkel

θ_z = Zenitwinkel

γ_s = Azimutwinkel der Sonne

Die Messungen wurden jeweils zwischen 11 und 13 Uhr Sonnenzeit durchgeführt. In dieser Zeit ändert sich die Höhe der Sonne nur um wenige Zehntel Grad, so dass der Kollektor fest auf einen für diesen Zeitbereich gemittelten Neigungswinkel eingestellt werden kann. Außerdem ist der Einfallswinkel auf den Kollektor sehr gering. Daher sind die Endverluste, die entstehen, wenn die Sonne sehr flach auf den Kollektor trifft, in diesem Zeitraum vernachlässigbar.

Bei verschiedenen Betriebstemperaturen wurde die nutzbare Leistung des Kollektors \dot{Q}_u bestimmt.

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{VL} - T_{RL}) \quad \text{Formel 4}$$

mit \dot{Q}_u Nutzbare Leistung

\dot{m} Kollektormassenstrom

c_p Spez. Wärmekapazität des Wärmeträgermediums

T_{VL} Kollektorvorlauftemperatur

T_{RL} Kollektorrücklauftemperatur

Mithilfe der berechneten direkten Strahlungsleistung auf die Aperturfläche kann dann der Wirkungsgrad des Kollektors bestimmt werden.

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{I_{b,T} \cdot A_a} \quad \text{Formel 5}$$

mit $I_{b,T}$ direkte Strahlungsleistung pro m^2 auf die geneigte Fläche

Verschiedene Betriebstemperaturen wurden durch unterschiedliche Wärmeabnahme über den Wärmetauscher erreicht. Nachdem der Kollektor auf den korrekten Neigungswinkel eingestellt wurde, heizt sich der Kollektor solange auf, bis die Verluste über Wärmetauscher, Rohrleitungen und den Kollektor selbst gleich der absorbierten Strahlung sind. In diesem statischen Betriebszustand wurde dann die nutzbare Leistung bestimmt.

6.3 Messergebnisse Durchflussprinzip

In Abb. 64 sind die so gemessenen Betriebspunkte dargestellt. Auf der x-Achse ist die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Umgebung geteilt durch die direkte Strahlungsintensität auf die Aperturfläche (IDNI = Direct normal incidence) aufgetragen.

$$\frac{\Delta T}{I} = \frac{(T_{VL} + T_{RL})}{2} - T_u$$

$$I_{b,T}$$

Formel 6

mit T_u Umgebungstemperatur

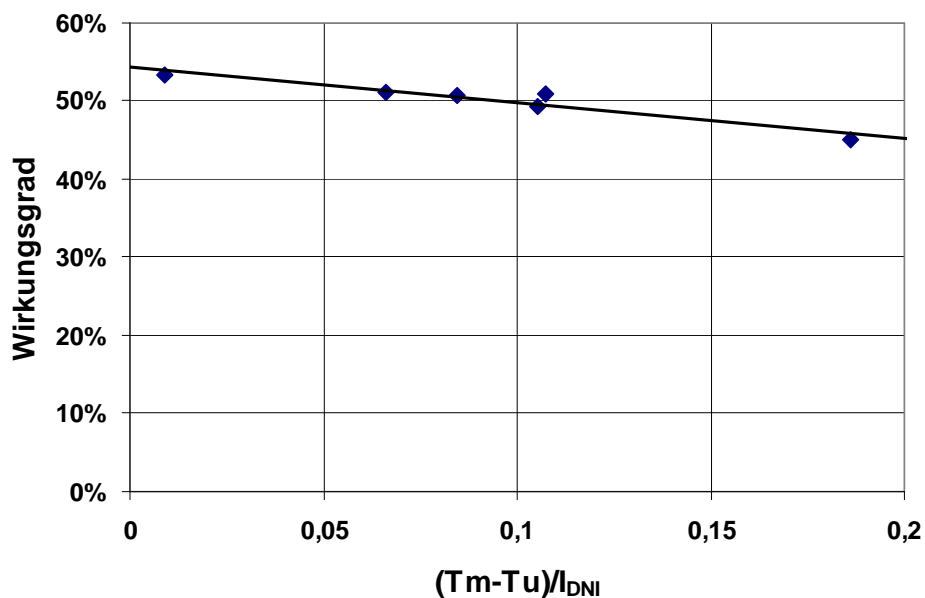


Abb. 64: Gemessene Kennlinie, Durchflussprinzip mit Ammoniak-Wasser-Gemisch 14%

Die Kennlinie verläuft grundsätzlich sehr flach. Die Werte bis etwa 100 K Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Umgebung sind erwartungsgemäß fast identisch mit der Kennlinienmessung im vorangegangenen Projekt. Im Gegensatz zum vorangegangenen Projekt wurde jedoch auch bei höheren Temperaturen gemessen. Der höchste Punkt war bei 177°C Kollektortemperatur sowie 22°C Umgebungstemperatur. Hier wurde ein Wirkungsgrad von 45% gemessen. Dies konnte nach den theoretischen Wärmeverlustberechnungen erwartet werden.

Die Erfahrungen bei den Tests hat gezeigt, dass ein Betrieb des Systems mit Ammoniak-Wasser-Gemisch unproblematisch ist. Wichtige Voraussetzung ist allerdings, dass Buntmetalle im System vermieden werden. Ein Kupferdichtring, der versehentlich verwendet worden war, war innerhalb kürzester Zeit durchkorrodiert und musste ausgetauscht werden.

6.4 Messungen mit Direktverdampfung

Im direktverdampfenden Betrieb wird eine Kolbenpumpe eingesetzt, um den Druck im Kollektorrücklauf (bis zum Kollektorventil) konstant zu halten. In unserem Fall wurde ein Druck von 16 bar gewählt, bei dem auch bei einer Temperatur von 170°C noch keine Verdampfung stattfindet.

Die Temperatur, bei der das Dampfventil im Kollektor öffnet, kann mit Hilfe einer Schraube eingestellt werden. Bei einer vorgegebenen Temperatur öffnet es sich und lässt Flüssigkeit durch, die dann auf dem Weg zum Kollektoraustritt verdampft und je nach Druckbedingungen im System auch überhitzt. Bei der Verdampfung kühlt das Medium ab, und das Ventil schließt sich wieder. Der Betrieb des Systems ist also nicht konstant sondern oszillierend: Die Pumpe fördert in Abständen Medium in den Kollektorrücklauf und das Dampfventil öffnet und schließt sich regelmäßig. Der Durchfluss im System wird vorrangig durch das Öffnen und Schließen des Dampfventils bestimmt.

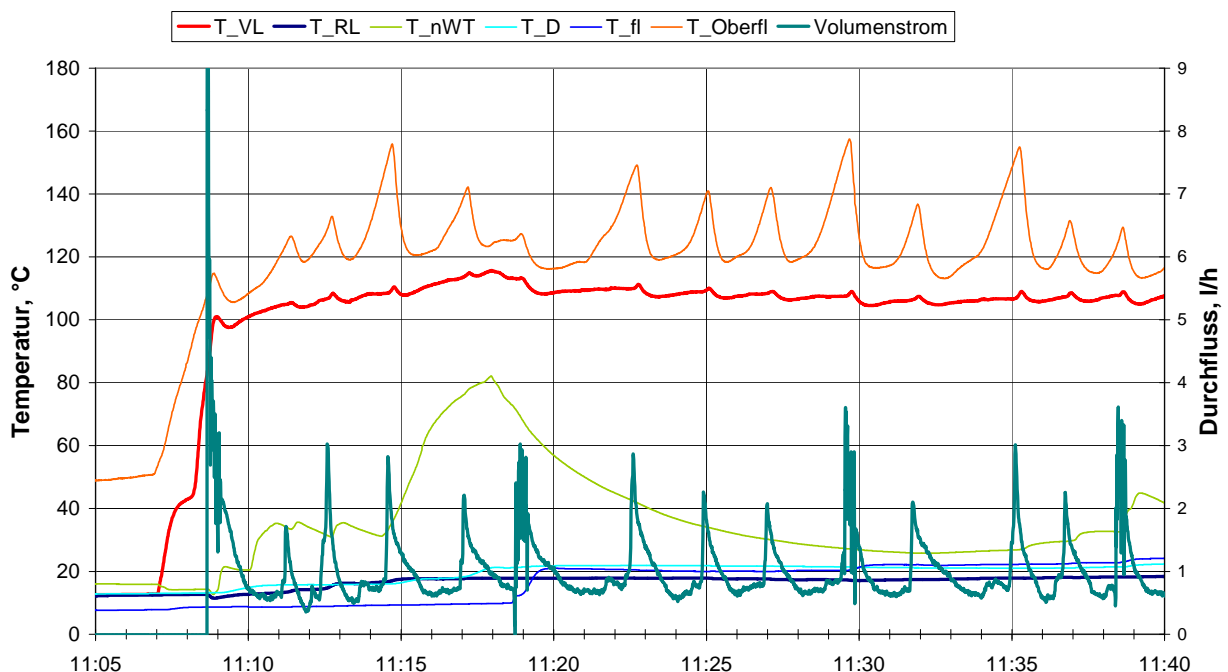


Abb. 65: Temperaturverläufe und Durchfluss für eine Messung am 8.11.2006

Wenn das System in Betrieb genommen wird, steigt die Temperatur sehr schnell auf die durch die Ventilstellung vorgegebene Betriebstemperatur an. Im Beispiel in Abb. 65 steigt die Temperatur von etwa 15°C auf knapp über 100°C in etwa 2 min. Diese „Reaktionszeit“ ist viel kürzer als beim Durchflussprinzip, bei dem erst das ganze System auf Temperatur gebracht werden muss. Diese Eigenschaft ist beispielsweise auch bei einem Wolkendurchgang nützlich, da kurz nachdem die direkte Strahlung wieder vorhanden ist, das System schon wieder auf Betriebstemperatur ist. Solange direkte Strahlung vorherrscht, bleibt die Vorlauftemperatur (rot) nahezu konstant. Je nach Strahlungsintensität ändert sich lediglich der Durchfluss, also die Häufigkeit der Ventilöffnungen. Im dargestellten Beispiel (Abb. 65) öffnet sich das Dampfventil etwa alle 2-3 Minuten.

Der Verlauf der Drücke ist in Abb. 66 dargestellt. Die obere grüne Kurve zeigt den Druck im Rücklauf des Kollektors, das heißt den Druck, der von der Pumpe vorgegeben wird. Die Pumpe springt etwa alle 10 Minuten an. Kurz vor dem Start der Pumpe sinkt der Druck noch einmal sehr stark ab. Dies kann damit erklärt werden, dass hier der Inhalt des Ausdehnungsgefäßes erschöpft ist und daher der Druck wesentlich steiler abfällt als

vorher. Die Drücke auf der Vorlaufseite liegen beide bei etwa 0,5 – 1 bar. Der Grund für diesen sehr niedrigen Wert ist, dass die aktuell verwendete Pumpe maximal nur mit etwa 2 bar auf der Saugseite belastet werden darf. Dies hat auch zur Folge, dass die Rücklauf-temperatur in den Versuchen immer sehr niedrig sein musste, um bei unter 2 bar nicht zu verdampfen. In einem realen System, würde man wesentlich höhere Rücklauf-temperaturen und damit auch Rücklaufdrücke wählen. Das heißt, dass für den Betrieb der Testanlage, in der die Parabolrinnenkollektoren mit der Dampfstrahlkältemaschine gekoppelt werden und mit der ein möglichst realistischer Betrieb gefahren werden soll, noch eine geeignete Speisepumpe gefunden werden muss.

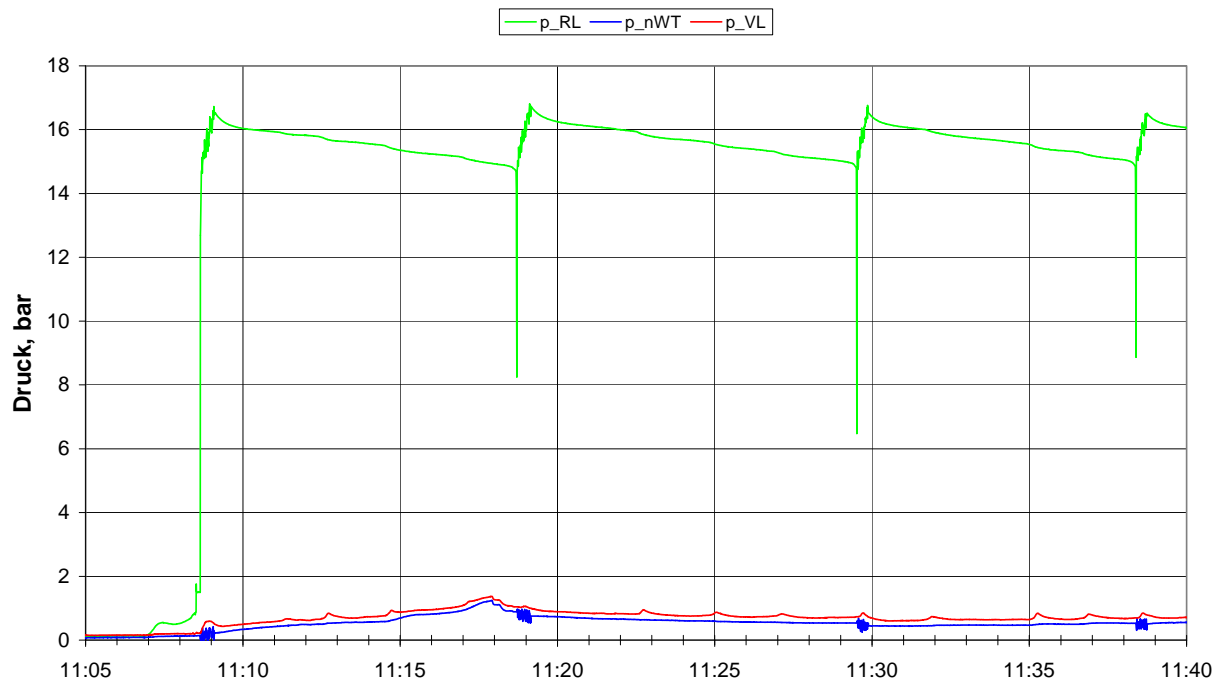


Abb. 66: Druckverläufe für eine Messung am 8.11.2006

Im Beispiel in Abb. 66 liegt der Druck deutlich unter dem Sattdampfdruck bei der Vorlauf-temperatur von etwa 110°C. Dadurch ist sichergestellt, dass das Medium im Kollektor vollständig verdampft. Man kann das auch daran erkennen, dass die auf der Oberfläche des Receivers (verschattet) gemessene Temperatur zum Teil deutlich über der Vorlauf-temperatur liegt. Das liegt an dem schlechteren Wärmeübergang vom Rohr zum Fluid, wenn keine Flüssigkeit sondern nur noch Dampf vorhanden ist. Das bedeutet, dass Medium ist nicht mehr im Sattdampfgebiet sondern überhitzt.

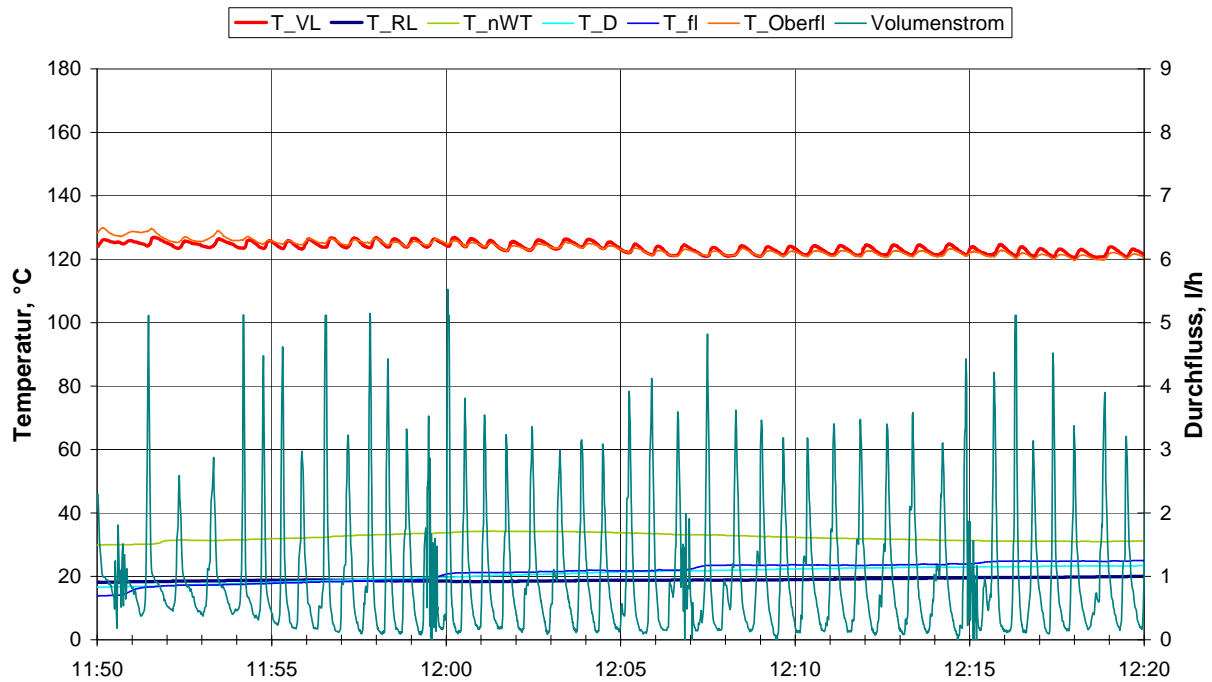


Abb. 67: Temperaturen und Volumenstrom für eine Messung am 7.11.2006 (Nasdampf)

Bei einem Versuch am Tag davor (Abb. 67 und Abb. 68) war der Vorlaufdruck durch Eindrosseln auf etwa 2 bar erhöht worden. Hier sieht man, dass Vorlauf- und Oberflächentemperatur fast identisch sind. Außerdem ist der mittlere Durchfluss höher als bei der zuerst gezeigten Messung. Das liegt daran, dass das Medium nicht vollständig verdampft ist und daher zum Übertragen der gleichen Leistung mehr Volumenstrom notwendig ist.

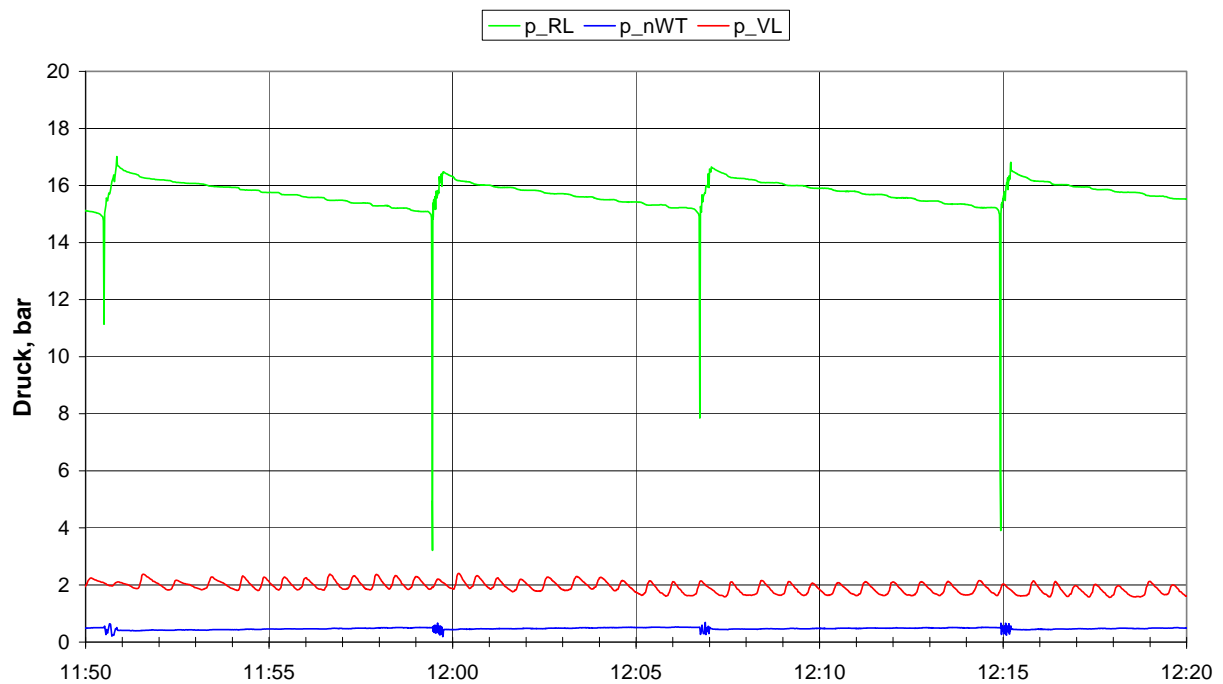


Abb. 68: Druckverlauf für eine Messung am 7.11.2006 (Nasdampf)

Bei den Messungen hat sich gezeigt, dass die Erfassung der auftretenden Volumenströme sehr problematisch ist. Grund dafür sind einerseits die sehr geringen, andererseits auch die stark schwankenden Werte des Volumenstroms:

- 1) Die Messungen, die mit sehr kurzen Aufzeichnungsintervallen von 0,5 Sekunden durchgeführt wurden, haben gezeigt, dass der Durchfluss auf etwa 3 - 5 l/h ansteigt, wenn das Dampfventil im Kollektor aufmacht. Aber auch dazwischen schließt das Ventil nicht vollständig. Es ist immer ein Durchfluss von etwa 0,5 - 1 l/h vorhanden. So niedrige Durchflüsse sind aber bei dem verwendeten Messgerät mit einem großen Messfehler behaftet.
- 2) Wie in Abb. 67 und Abb. 68 zu erkennen ist, schwankt sowohl der Druck als auch der Volumenstrom im Rücklauf immer dann stark, wenn gleichzeitig die Speisepumpe in Betrieb ist. Das Volumenstrommessgerät zeigt immer abwechselnd hohe Werte und Null an. Es wird vermutet, dass dies an einem Hin- und Herschwingen der Flüssigkeitssäule liegt. Das Messgerät zeigt nur bei einem Durchfluss in Betriebsflussrichtung Werte an, wenn ein Durchfluss gegen den Betriebsfluss vorliegt, zeigt es Null an. Auch hierbei entsteht ein nicht zu vernachlässigender Messfehler.

Um die Durchflussmessung zu verifizieren, wurden auch Messungen durchgeführt, bei denen der Durchfluss mit einer Waage gemessen wurde. Dabei hat sich gezeigt, dass die ursprünglich gemessenen Werte um bis zu 40% zu hoch liegen.

Ein weiteres Messproblem war, dass die vom Kollektor übertragene Leistung nur dann bestimmt werden kann, wenn der austretende Dampf überhitzt ist, das heißt, wenn keine Flüssigkeitsanteile mehr vorhanden sind. Sonst müsste die genaue Zusammensetzung des Dampf-Flüssigkeitsgemisches gemessen werden. Bei überhitztem Austritt aus dem Kollektor kann die nutzbare Leistung mit der folgenden Gleichung bestimmt werden.

Formel 7

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot (c_{p, \text{flüssig}} \cdot (T_{\text{Siedebeginn}} - T_{RL}) + \Delta h_{\text{Verdampfung}} + c_{p, \text{Dampf}} \cdot (T_{VL} - T_{\text{Siedeende}}))$$

mit \dot{Q}_u Nutzbare Leistung

\dot{m}	Kollektormassenstrom
$c_{p, \text{flüssig}}$	Spez. Wärmekapazität des Wärmeträgermediums im flüssigen Zustand
$c_{p, \text{Dampf}}$	Spez. Wärmekapazität des Wärmeträgermediums im dampfförmigen Zustand
T_{VL}	Kollektorvorlauftemperatur
T_{RL}	Kollektorrücklauftemperatur
$T_{\text{Siedebeginn}}$	Temperatur des Siedebeginns
$T_{\text{Siedeende}}$	Temperatur des Siedeendes
$\Delta h_{\text{Verdampfung}}$	Verdampfungsenthalpie (einschließlich der sensiblen Erwärmung zwischen Siedebeginn und Siedeende)

Daraus kann dann, wie schon beim Durchflussbetrieb, der Wirkungsgrad des Kollektors bestimmt werden.

Im Realbetrieb des Kollektors ist ein Betrieb im Nassdampfbereich aber durchaus sinnvoll, um einen besseren Wärmeübergang vom Rohr auf das Medium zu gewährleisten.

Die im Verdampfungsbetrieb gemessenen Wirkungsgrade liegen deutlich niedriger als die im Durchflussbetrieb gemessenen. Der Grund dafür ist vermutlich, dass in der Inbetrieb-

nahmephase für einen kurzen Zeitraum, keine Wärmeabnahme vorhanden war. In dieser Zeit wurde die Receiveroberfläche offenbar so stark erhitzt, dass die selektive Beschichtung zerstört wurde. Dies ist auch an einer deutlichen Farbveränderung von dunkelblau hin zu einem relativ hellen grau erkennbar.

Im weiteren Verlauf des Projektes soll jetzt ein neuer Receiver mit einer verbesserten Beschichtung hergestellt und damit die Tests wiederholt werden.

7 Weiterentwicklung der DSKM

Von Clemens Pollerberg und Christian Dötsch (Fraunhofer UMSICHT)

7.1 Verfahrenstechnische Entwicklung einer DSKM für den Leistungsbereich 5 bis 50 kW

Die Dampfstrahlkältemaschine (DSKM) ist eine Kältemaschine, die mit einem Wärmestrom als „Antriebsenergie“ betrieben wird. Bei Dampfstrahlkältemaschinen wird das Kältemittel, wie bei allen Kaltdampfkältemaschinen, bei niedrigem Druck und niedriger Temperatur unter Wärmeaufnahme verdampft, mittels Kompressor auf ein höheres Druckniveau gebracht und unter Wärmeabgabe an die Umgebung in einem Kondensator wieder verflüssigt. Die Wärmeaufnahme im Verdampfer stellt die Kälteleistung der Kältemaschine dar. In einer DSKM wird ein Dampfstrahlverdichter eingesetzt. Er fördert das dampfförmige Kältemittel aus dem Verdampfer in den Kondensator. Der Strahlverdichter benötigt zum Betrieb allerdings, im Gegensatz zu konventionellen Kompressionskältemaschinen, keine elektrische Energie sondern einen Treibdampf, der mittels Wärmeenergie erzeugt wird. Ziel ist es, im Rahmen dieses Forschungsvorhabens eine entsprechende DSKM mit einer Kälteleistung von 5 kW_{th} als Prototyp zu entwickeln.

Mit dem Ziel ein möglichst kleines Bauvolumen und ein einfaches Konzept einer DSKM zu realisieren, wurde ein einstufiger Kälteprozess mit einem Strahlverdichter geplant. Die Kälteleistung wird durch Ab- und Anfahren des Strahlverdichters geregelt. Die DSKM erzeugt Kaltwasser. Der Verdampfer der Kältemaschine ist als Flashverdampfer ausgeführt. Ein Platten-Wärmeübertrager dient zur hydraulischen Trennung vom Kaltwasserkreislauf der DSKM und dem Kaltwassernetz des Gebäudes. Die Rückkühlung der Kältemaschine erfolgt über einen geschlossenen Kühlwasserkreislauf. Die Kondensation des Treib- und Kältemittels geschieht in einem Platten-Wärmeübertrager.

Aufgrund den in Kapitel 4.1.7 genannten Vorteilen von Wasser, wird für den Prototyp Wasser als Treib- und Kältemittel verwendet. In Abb. 69 ist das Verfahrensschema der DSKM dargestellt. Der Solarkreislauf wird mit einem $\text{NH}_3/\text{Wasser}$ -Gemisch betrieben, so dass eine hydraulische Trennung zwischen Solarkreislauf und DSKM erforderlich ist. Die Anbindung des Solarkreislaufes zur DSKM erfolgt über die Wärmeübertrager WT-2a und WT-2b. Der Wärmeübertrager WT-2a wird auf der Seite der DSKM mit Heisswasser aus der Dampftrommel B-3 und der Wärmeübertrager WT-2b wird mit Kondensat aus der Kondensatvorlage B-1 durchströmt. Auf der Seite des Solarkollektorkreislaufes sind beide Wärmeübertrager WT-2a und WT-2b in Reihe geschaltet. Im Wärmeübertrager WT-2a kondensiert der Ammoniak-Wasser-Dampf aus dem Kollektorfeld und im Wärmeübertrager WT-2b wird das Kondensat weiter heruntergekühlt. Der Strahlverdichter P-V1 wird mit Treibdampf aus der Dampftrommel B-3 versorgt und fördert Wasserdampf - im Prozess auch Saugdampf genannt - aus dem Behälter B-2 in den Kondensator WT-3. Das „Abfördern“ reduziert den Druck im Behälter B-2 und es kommt zum Sieden des Wassers. Der für den Siedevorgang notwendige Wärmestrom stellt die Kälteleistung des Prozesses dar und reduziert die Wassertemperatur im Behälter B-2. Das so erzeugte Kaltwasser zirkuliert über den Wärmeübertrager WT-1, der den Kälteprozess vom Kälteverbraucher hydraulisch trennt. Der Treibdampf und der Saugdampf mischen sich im Strahlverdichter P-V1 und werden im Kondensator WT-3 zusammen kondensiert. Das Kondensat wird in der Kondensatvorlage B-1 gesammelt. Aus der Kondensatvorlage B-1 werden die Behälter B2 und B3 mit Kondensat gespeist.

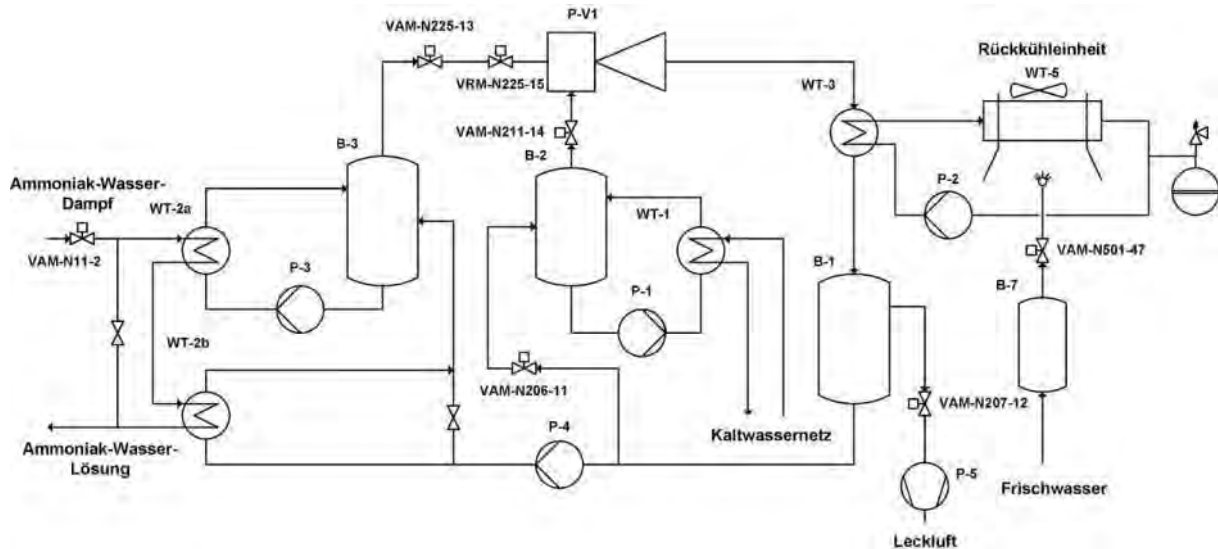


Abb. 69: Verfahrensschema der DSKM.

Kernkomponente einer DSKM ist der in Abb. 70 schematisch dargestellte Strahlverdichter. In einem Dampfstrahlverdichter wird Treibdampf über eine Treibdüse entspannt. Der Treibdampfdruck wird dabei in Bewegungsenergie gewandelt und es entsteht ein Treibdampfstrom mit hoher Geschwindigkeit. Dieser Treibdampfstrom strömt in eine Mischkammer und trifft dort auf den Saugdampf. In der Mischkammer kommt es zum Impulsaustausch zwischen Treibdampfstrom und Saugdampf, so dass der Treibdampfstrom verzögert und der Saugdampf beschleunigt wird. In Folge dessen bildet sich ein Saugdampfstrom, der sich mit dem Treibdampfstrom vermischt. Dieser Mischdampfstrom strömt nach der Mischkammer in einen Diffusor, in dem die Bewegungsenergie des Mischdampfstroms wieder in Druck gewandelt wird.

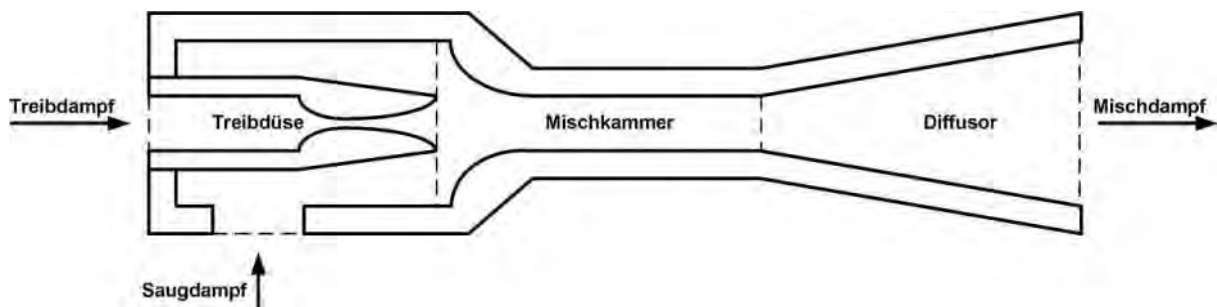


Abb. 70: Schematische Darstellung eines Dampfstrahlverdichters.

Eine ausführliche Beschreibung der Vorgänge im Strahlverdichter findet man in [Cube et al., 1997]. Die Zustandsänderungen der Dampfströme im Strahlverdichter sind in Abb. 71 in einem h,s-Diagramm dargestellt.

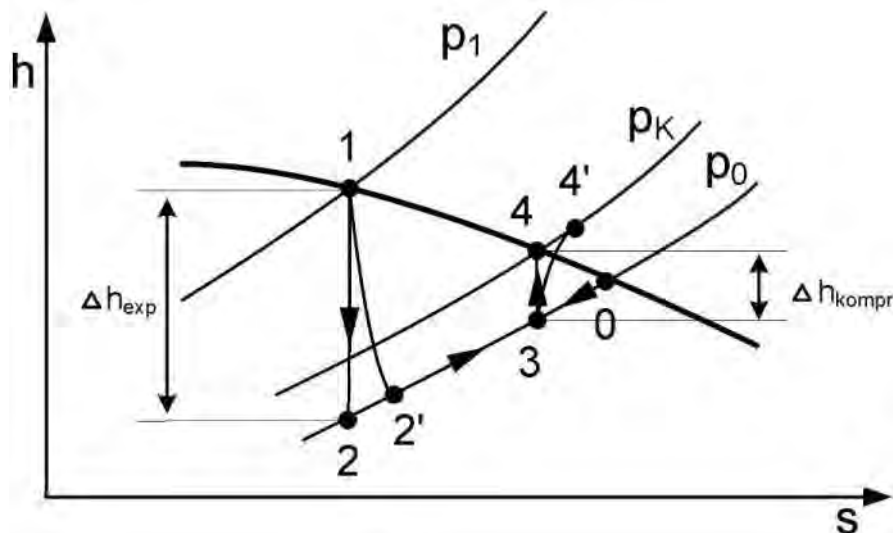


Abb. 71: Zustandsänderung in einem Dampfstrahlverdichter im h,s-Diagramm.

Der Treibdampf wird von dem Treibdampfdruck p_1 auf den Saugdampfdruck p_0 entspannt. Dieser Entspannungsprozess ist mit den Punkten 1 und 2 im h,s-Diagramm gekennzeichnet. Bei der Entspannung wird die Enthalpiedifferenz Δh_{exp} in kinetische Energie gewandelt. Da der Entspannungsprozess nicht isentrop ist, wird nicht der Zustandspunkt 2 sondern der Zustandspunkt 2' erreicht. Der Saugdampf befindet sich vor der Verdichtung im Zustand am Punkt 0. Zwischen den Zustandspunkten 2 bzw. 2' und 0 findet der Impulsaustausch zwischen Treib- und Saugdampfstrom statt. Die Zustandsänderung des Treibdampfes wird im h,s-Diagramm mit den Punkten 2 bzw. 2' und 3 sowie die Zustandsänderung des Saugdampfes mit den Punkten 0 und 3 gekennzeichnet. Die Zustandsänderung zwischen den Punkten 3 und 4 entspricht der Kompression des Mischdampfes im Diffusor auf den Kondensatordruck p_K . Der Kompressionsprozess ist mit einer Enthalpiezunahme von Δh_{kompr} verbunden. Da die Kompression ebenfalls nicht isentrop ist, wird anstatt von Punkt 4 der Punkt 4' im h,s-Diagramm erreicht.

Die Auslegung des Strahlverdichters und sein Betriebsverhalten bestimmen die Leistung und das Betriebsverhalten der DSKM. Der Strahlverdichter soll Kältemittel, in diesem Fall Wasserdampf, aus dem Verdampfer in den Kondensator fördern. Die angestrebte Kaltwassertemperatur liegt im Verdampfer bei $6\text{ }^\circ\text{C}$, so dass der Saugdampfdruck p_0 9 mbar (abs.) beträgt. Die Kondensationstemperatur im Kondensator soll $35\text{ }^\circ\text{C}$ betragen, was einem Kondensatordruck p_K von 55 mbar (abs.) entspricht. Somit sind die Drücke p_K und p_0 aufgrund der gewünschten Auslegungsparameter der Kältemaschine vorgegeben. Zur Bestimmung des Treibdampfdruckes p_1 wird zunächst die spezifische Förderleistung u des Strahlverdichters mit Formel 8 [Plank, 1966] berechnet:

Formel 8

$$u = \sqrt{\lambda \frac{\Delta h_{\text{exp}}}{\Delta h_{\text{kompr}}} - 1}$$

Für die Berechnung der spezifischen Förderleistung u werden die Enthalpiedifferenzen bei der Entspannung des Treibdampfes Δh_{exp} und der Kompression des Mischdampfes Δh_{kompr} sowie der Gütegrad λ des Strahlverdichters benötigt. Bei der Ermittlung der Enthalpiedifferenz Δh_{kompr} wird die Divergenz der Isobaren p_K und p_0 vernachlässigt und die Enthalpiedifferenz Δh_{kompr} isentrop vom Zustandspunkt 4' bestimmt. Der Gütegrad λ ist das

Produkt der Wirkungsgrade der Expansion η_{exp} und Kompression η_{kompr} und entsprechend Formel 9 definiert:

Formel 9

$$\lambda = \eta_{\text{exp}} \cdot \eta_{\text{kompr}} = \frac{h_1 - h_{2'}}{h_1 - h_2} \cdot \frac{h_4 - h_3}{h_{4'} - h_3}$$

Der Gütegrad λ ausgeführter Strahlverdichter schwankt zwischen 0,6 und 0,7. Mit der spezifischen Förderleistung u und Formel 10 lässt sich das Wärmeverhältnis ξ berechnen. Es handelt sich dabei um das Verhältnis von Kälteleistung \dot{Q}_0 zu Antriebswärmeleistung \dot{Q}_1 . Das Wärmeverhältnis ξ ist ein Maß der Güte einer DSKM.

Formel 10

$$\xi = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_1} = u \cdot \frac{h''_0 - h'_k}{h''_1 - h'_k}$$

Dabei ist h_k die Enthalpie des Kondensats in der Kondensatvorlage B-1. Mit Hilfe der oben beschriebenen Zusammenhänge wurde das Wärmeverhältnis ξ einer Dampfstrahlkältemaschine für unterschiedliche Treibdampfdrücke p_1 und Gütegrade λ des Strahlverdichters berechnet und in dem Diagramm der Abb. 72 aufgetragen. Dabei zeigt sich, dass insbesondere der Gütegrad λ des Strahlverdichters einen großen Einfluss auf das Wärmeverhältnis der DSKM besitzt.

Wärme-
verhältnis [-]

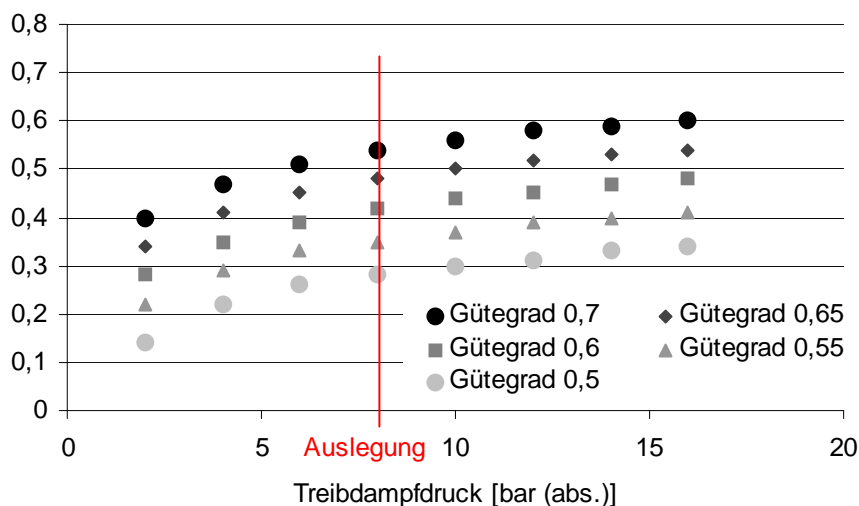


Abb. 72: Wärmeverhältnis einer DSKM als Funktion des Treibdampfdrucks für unterschiedliche Gütegrade.

Mit steigendem Treibdampfdruck steigt auch das Wärmeverhältnis der DSKM. Allerdings steigt das Wärmeverhältnis nicht linear zum Treibdampfdruck. Bei höheren Treibdampfdrücken ist die Steigerung des Wärmeverhältnisses durch Erhöhung des Treibdampfdrucks geringer als bei niedrigeren Treibdampfdrücken. Unter Berücksichtigung der Leistungscharakteristik der Parabolrinnenkollektoren, die in den Vorversuchen ermittelt wur-

de, wurde der Strahlverdichter für einen Treibdampfdruck von 8 bar (abs.) ausgelegt. Die Auslegungsdaten des Strahlverdichters sind in der Tabelle 20 aufgeführt.

Tabelle 20: Auslegungsdaten des Strahlverdichters.

Bezeichnung	Treibdampf	Saugdampf	Mischdampf
Druck [bar (abs.)]	8	0,009	0,055
Temperatur [°C]	170	6	120 (überhitzt)
Massenstrom [kg/h]	13	5,6 + 0,1 (Leckluft)	18,7

Als Kondensator wird ein Platten-Wärmeübertrager der Fa. SWEP International AB Typ B400THx50H/1P-SC-S eingesetzt. Die Auslegungsdaten sind nachfolgend aufgeführt:

Kondensator WT-3

Technische Spezifikation Dampfkondensation

	warme Seite	kalte Seite
Medium	Dampf	Wasser-Propylenglykol (38 Vol.%)
Massenstrom	0,005533 kg/s	0,7429 kg/s
Eintrittstemperatur	95 °C	28 °C
Austrittstemperatur	35 °C	33 °C
Eintrittsdruck	55mbar (abs.)	3 bar (ü.)
Nennndruck	PN6/PN10	PN6/PN10
Absicherung (Pmax)	0,5 bar (ü.)	6bar (ü.)
Leistung		14 kW
Übertragungsfläche		10,4 m ²

Zur hydraulischen Trennung vom Kaltwasserkreislauf der DSKM und dem Kaltwassernetz des Gebäudes wird ein Platten-Wärmeübertrager der Fa. SWEP International AB Typ B25THx33/2P-SC-S verwendet. Die Auslegungsdaten sind nachfolgend aufgeführt:

Wärmeübertrager WT-1

Technische Spezifikation hydraulische Trennung

	Wasser	Wasser
Medium	Wasser	Wasser
Volumenstrom	0,7157 m ³ /h	0,7153 m ³ /h
Eintrittstemperatur	13 °C	6 °C
Austrittstemperatur	7 °C	12 °C
Druckverlust	13 kPa	13 kPa
Inhalt	1,78 dm ³	1,78 dm ³
Prüfdruck	50 bar	50 bar
Leistung		5 kW
Übertragungsfläche		1,95 m ²

7.2 Entlüftung der Anlage

Da Wasser als Kältemittel eingesetzt wird, findet der Kälteprozess im Vakuum statt. Wird die Dampftrommel nicht beheizt, sinkt der Druck in der Dampftrommel, bei Temperaturen unterhalb von 100 °C, ebenfalls unter dem Umgebungsdruck. Aufgrund unvermeidbarer Undichtigkeiten der Anlage hat dies zur Folge, dass Umgebungsluft als Leckluft in die DSKM eintritt und den Kälteprozess negativ beeinflusst. Um den ordentlichen Betrieb

der DSKM zu gewährleisten muss diese Leckluft entfernt werden. Dies geschieht durch die Entlüftung bzw. einer Evakuierung mittels Vakuumpumpe.

Die Ursachen der Leckluft sind, neben dem Vakuum selber, Undichtigkeiten an Verschraubungen, Flanschen, Dichtflächen, Wellendichtringen,...etc. und können kaum völlig vermieden werden. Insbesondere aufgrund der umfangreichen Messtechnik und den zusätzlichen Anschlüssen für weitere Apparate, ist mit einer erhöhten Leckluftmenge beim Prototyp zu rechnen. Dennoch soll die DSKM eine Dichtigkeit aufweisen, die einen problemlosen Versuchsbetrieb der Anlage zulässt. Dementsprechend soll der Partialdruck der Leckluft in der Anlage um nicht mehr als 10 mbar/h ansteigen. Für diesen Wert wird die Entlüftung bzw. Vakuumpumpe ausgelegt, wobei eine taktende Evakuierung mit einer maximalen Betriebszeit der Vakuumpumpe von zehn Minuten angestrebt wird. Die Leckluft wird an der Kondensatvorlage B-1 entfernt. Bei der Berechnung der Förderleistung ist zu berücksichtigen, dass die Vakuumpumpe neben der Leckluft auch erhebliche Mengen an Wasserdampf mitfördert. Zur Berechnung der Förderleistung der Vakuumpumpe wird zunächst das Volumen der DSKM, entsprechend der Tabelle 21, bestimmt.

Tabelle 21: Volumina der Hauptkomponenten der DSKM, nur wesentliche Rohrleitungen und ohne Pumpen.

Bezeichnung	Volumen [dm ³]
Kondensatvorlage B-1	80
Verdampfer B-2	62
Dampftrommel B-3	46
Kaltwasserwärmeübertrager WT-1	1,8
Wärmeauskopplung WT-2a/b	zusammen 0,5
Kondensator WT-3	10
Wärmeübertrager Entlüftung WT-4	0,2
Dampfstrahlverdichter P-V1	3
Rohrleitung B-3 bis WT-3 ohne P-V1	5,1
Rohrleitung B-2 zu P-V1	2,7
Rohrleitung WT-3 zu B1	1
Summe	212,3

Das Volumen der Anlage V_A beträgt ca. 0,212 m³. Bei einem maximalen Partialdruck der Leckluft von 10 mbar und 55 mbar Wasserdampfdruck in der Anlage beträgt die Volumenkonzentration an Leckluft σ in der Anlage 0,15. Mit der Annahme, dass das Gesamtvolumen der Anlage der Summe der beiden Volumina Wasserdampf und Leckluft entspricht und durch Sieden von Kondensat das Volumen der evakuierten Leckluft durch Wasserdampf ersetzt wird, wobei der Dampfdruck in der Anlage konstant bleibt, lässt sich der zeitliche Verlauf der Volumenkonzentration σ idealisiert mit Formel 11 beschreiben.

Formel 11

$$V_A \frac{d\sigma}{dt} = \dot{V}_L - \dot{V}_P \cdot \sigma$$

Dabei sind \dot{V}_L die kontinuierlich in die Anlage strömende Leckluft und \dot{V}_P die Förderleistung der Vakuumpumpe. Formel 12 ist die analytische Lösung dieser Differenzialgleichung mit dem Zeitschritt $(t_2 - t_1)$. Unter den oben genannten Restriktionen ergibt sich eine Förderleistung der Vakuumpumpe von 10 m³/h bei einem Saugdruck von 55 mbar. Da kontinuierlich Leckluft in die Anlage eindringt, kann die Volumenkonzentration an

Leckluft σ nicht den Wert null erreichen. Die geringste Volumenkonzentration σ beträgt 0,0033.

Formel 12

$$(t_2 - t_1) = \frac{V_A}{\dot{V}_p} \ln \left(\frac{\dot{V}_L - \dot{V}_p \sigma_1}{\dot{V}_L - \dot{V}_p \sigma_2} \right)$$

In dem Diagramm der Abb. 73 ist der zeitliche Verlauf der Volumenkonzentration σ entsprechend der Formel 12 aufgetragen.

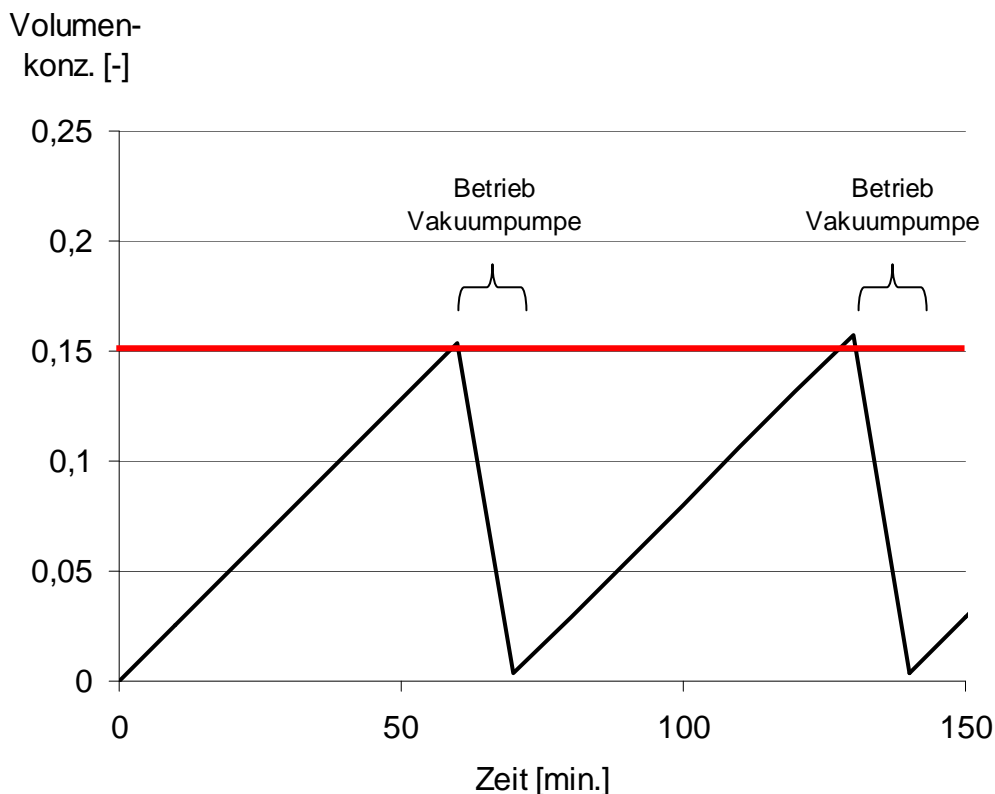


Abb. 73: Zeitlicher Verlauf der Volumenkonzentration an Leckluft σ .

Folgende Technologien werden zur Entlüftung bzw. Evakuierung der Anlage diskutiert:

1. die Flüssigkeitsstrahl-Vakuumpumpe,
2. die Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe,
3. die Drehschieber-Vakuumpumpe,
4. die Scroll-Vakuumpumpe und
5. die Membran-Vakuumpumpe.

Flüssigkeitsstrahl-Vakuumpumpe

Eine Flüssigkeitsstrahl-Vakuumpumpe nutzt die Druckenergie einer Flüssigkeit zur Kompression eines Gases. In der Flüssigkeitsstrahl-Vakuumpumpe wird eine Flüssigkeit über eine Treibdüse entspannt. Die Druckenergie der Flüssigkeit wandelt sich in kinetische Energie und es entsteht ein Flüssigkeitsstrahl. Dieser Flüssigkeitsstrahl trifft auf das zu fördernde Gas, reißt dieses mit sich und verdichtet es auf den gewünschten Gegendruck. Flüssigkeitsstrahl-Vakuumpumpen sind sehr einfach in ihrem Aufbau und besitzen keine

beweglichen Teile im Strahlapparat selber. In der Regel wird Wasser als Treibmedium eingesetzt und kann als Betriebsflüssigkeit in einem Kreislauf gefahren werden. Die zum Betrieb der Flüssigkeitsstrahl-Vakuumpumpe notwendige Druckenergie wird dann mit Hilfe einer Kreislaufpumpe, entsprechend Abb. 74, erzeugt.

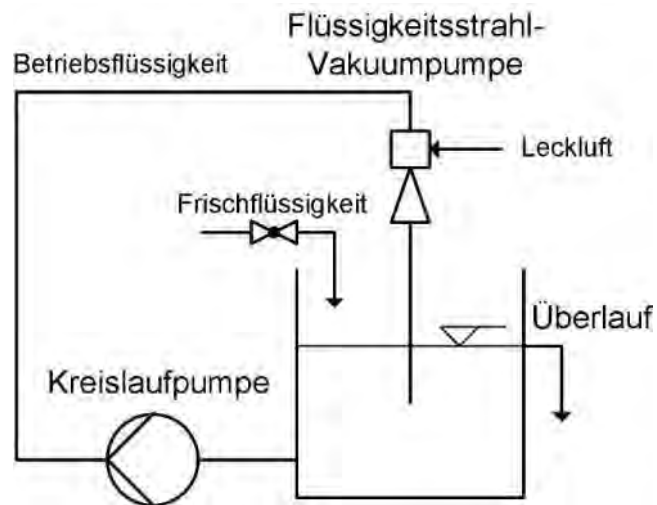


Abb. 74: Schematische Darstellung einer Flüssigkeitsstrahl-Vakuumpumpe mit einem Betriebsflüssigkeits-Kreislauf.

Während des Betriebs ist mit einer Erwärmung der Betriebsflüssigkeit zu rechnen, so dass die Betriebsflüssigkeit gekühlt oder fortwährend ein Teil durch kühlere Frischflüssigkeit ersetzt werden muss. Der niedrigste erreichbare Saugdruck der Flüssigkeitsstrahl-Vakuumpumpe entspricht dem Dampfdruck des Treibmediums und hängt somit von der Temperatur der Betriebsflüssigkeit ab. Für Wasser ist der Dampfdruck als Funktion der Temperatur in dem Diagramm der Abb. 75 dargestellt.

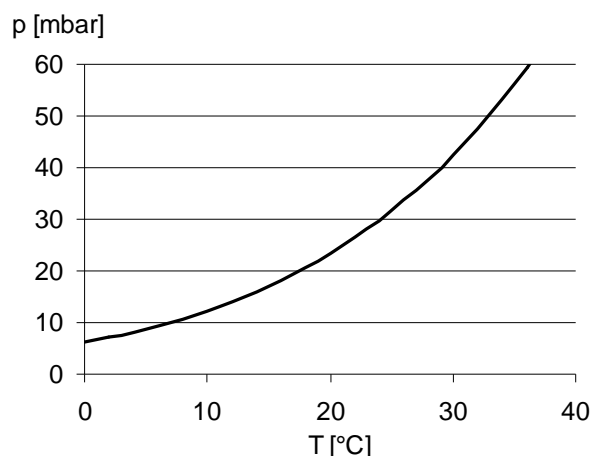


Abb. 75: Dampfdruck von Wasser als Funktion der Temperatur.

Für Drücke unterhalb von 55 mbar (abs.) muss die Temperatur der Betriebsflüssigkeit niedriger als 35 °C sein. Dementsprechend ist die Betriebsflüssigkeit zum Betrieb der Flüssigkeitsstrahl-Vakuumpumpe herunter zu kühlen. Dies kann nur sehr eingeschränkt durch das Kühlwasser von der Rückkühleinheit erfolgen, da das Temperaturniveau des Kühlwassers mit 28/33 °C für den Auslegungspunkt der Anlage sehr hoch ist. Dies bedeutet, dass die Kühlung der Betriebsflüssigkeit über die Zugabe von Frischflüssigkeit

erfolgen muss und ein entsprechend hoher Verbrauch an Betriebsflüssigkeit zu erwarten ist. Eine Alternative würde ein zweistufiger Verdichtungsprozess darstellen, indem ein Gasstrahlverdichter der Flüssigkeitsstrahl-Vakuumpumpe vorgeschaltet wird. Eine solche Evakuierung ist möglich, allerdings verfahrenstechnisch aufwändig.

Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe

In einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe rotiert ein in einem Gehäuse exzentrisch angeordnetes Laufrad. In dem Gehäuse befindet sich eine Betriebsflüssigkeit, die aufgrund der Laufradrotation einen im Gehäuse umlaufenden Flüssigkeitsring ausbildet. Durch das exzentrisch angeordnete Laufrad entfernt sich dieser Flüssigkeitsring von der Nabe des Laufrades in einem Teilabschnitt des Rings und es entsteht ein Unterdruck. In diesem Teilabschnitt befindet sich ein Saugschlitz über den dann Gas angesaugt wird. In anderen Teilabschnitten des Rings nähert sich der Flüssigkeitsring wieder der Nabe des Laufrads, verdichtet das Gas und drängt es über einen Druckschlitz aus dem Gehäuse. Der schematische Aufbau einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe ist in Abb. 76 dargestellt.

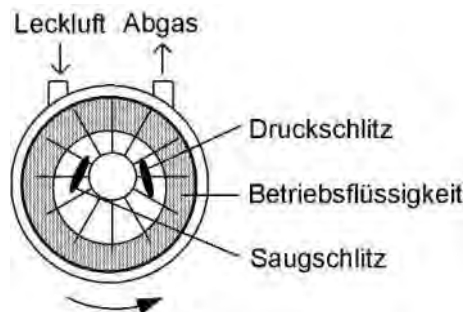


Abb. 76: Schematischer Aufbau einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe.

Zum Betrieb benötigt die Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe kontinuierlich Betriebsflüssigkeit, die mit dem Abgas wieder abgeführt wird. Um den Bedarf an Betriebsflüssigkeit zu minimieren, kann diese, wie in Abb. 77 dargestellt, in einem Kreislauf gefahren werden. Da sich die Betriebsflüssigkeit während des Betriebs der Vakuumpumpe erwärmt, muss die Betriebsflüssigkeit gekühlt oder fortwährend in Teilen durch kühlere Frischflüssigkeit ersetzt werden. Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen besitzen eine gute Verträglichkeit gegenüber Dämpfen im Förderstrom. Eine Kondensation der Dämpfe während der Kompression beeinträchtigt die Funktion der Pumpe nicht.

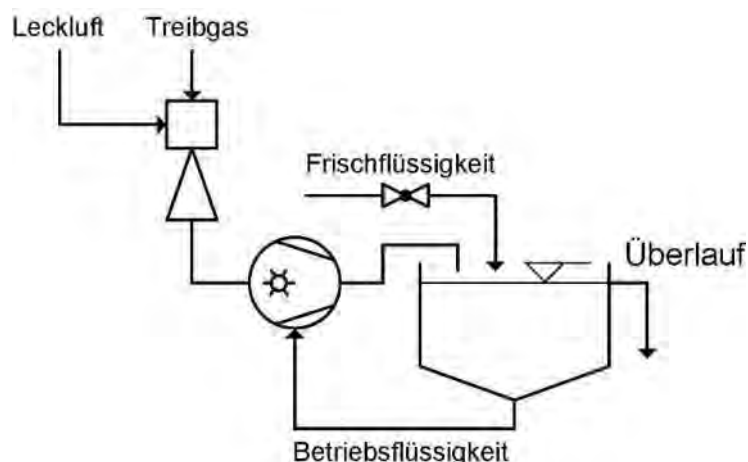


Abb. 77: Verschaltung einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe.

Auch bei der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe bestimmt die Temperatur der Betriebsflüssigkeit den niedrigsten, erreichbaren Saugdruck. Erreicht der Saugdruck den Dampfdruck der Betriebsflüssigkeit, kommt es zum Sieden der Betriebsflüssigkeit in der Vakuumpumpe und infolgedessen zu Kavitation. Diese Betriebssituation ist unbedingt zu vermeiden. Ist ein Saugdruck unterhalb des Dampfdrucks der Betriebsflüssigkeit notwendig, wird der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe ein Gasstrahlverdichter vorgeschaltet. Beim Gasstrahlverdichter handelt es sich um einen üblichen Strahlverdichter, der die Umgebungsluft als Treibgas nutzt. Das Treibgas dient darüber hinaus als Gasballast und verhindert Kavitation in der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe. Durch Einsatz des Gasstrahlverdichters kann eine höhere Temperatur der Betriebsflüssigkeit gefahren werden, so dass eine ausreichende Kühlung der Betriebsflüssigkeit mit Hilfe des Kühlwassers von der Rückkühleinheit möglich wäre.

Drehschieber-Vakuumpumpe

In einer Drehschieber-Vakuumpumpe befindet sich ein exzentrisch angeordneter Rotor, der die Innenwand des Gehäuses zwischen Einlass und Auslass der Vakuumpumpe berührt. In dem Rotor sind ein oder mehrere Führungen eingearbeitet, in denen sich sogenannte Drehschieber befinden. Die Drehschieber werden mittels einer Feder aus den Führungen gegen die Innenwand des Gehäuses gedrückt und unterteilen so den Innenraum in Kammern. Wird der Rotor gedreht, vergrößert und verkleinert sich im Wechsel das Volumen dieser Kammern aufgrund der exzentrischen Anordnung des Rotors. In dem Abschnitt, in dem das Volumen der Kammern zunimmt, fällt der Druck ab, dort befindet sich auch der Einlass. Im Bereich der Volumenreduzierung, kommt es zur Kompression. In diesem Abschnitt befindet sich der Auslass. In Abb. 78 ist der Aufbau einer Drehschieber-Vakuumpumpe schematisch dargestellt.

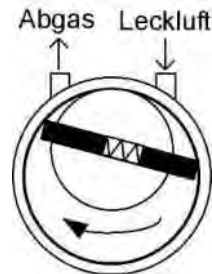


Abb. 78: Schematischer Aufbau einer Drehschieber-Vakuumpumpe.

Die Kontaktstellen zwischen Rotor bzw. zwischen Drehschieber und der Innenwand des Gehäuses müssen geschmiert werden. Dies geschieht durch einen Schmierstoff, in der Regel Schmieröl, der gleichzeitig zur Abdichtung dieser Stellen dient. Drehschieber-Vakuumpumpen besitzen nur eine beschränkte Verträglichkeit gegenüber Dämpfen, die mit dem Gasstrom in die Pumpe gelangen. Bei der Kompression des Gasstroms kann es zur Kondensation der Dämpfe kommen. Das Kondensat verdünnt dann das Schmieröl der Drehschieber-Vakuumpumpe und beeinflusst die Schmiereigenschaften des Öls negativ. Ist mit Dämpfen im Gasstrom zu rechnen, kann der Drehschieber-Vakuumpumpe eine sogenannte Kältefalle vorgeschaltet werden, in der ein Teil der Dämpfe aus dem Gasstrom auskondensiert wird. Ist die Dampfmenge nach der Kältefalle immer noch zu hoch, oder wird auf die Kältefalle verzichtet, ist die Drehschieber-Vakuumpumpe mit Gasballast zu betreiben. Dafür muss allerdings die Pumpe für einen höheren Förderstrom ausgelegt werden. Gegebenenfalls muss auch ein Nachlaufen der Pumpe bei saugseitig geschlossenem Ventil vorgesehen werden, um der Pumpe das Austreiben der Dämpfe aus dem Schmieröl zu ermöglichen.

Scroll-Vakuumpumpe

Im Inneren einer Scroll-Vakuumpumpe befinden sich mindestens zwei archimedische Spiralen, die, wie in Abb. 79 dargestellt, zueinander um 180° gedreht ineinander gesetzt sind. Die Mittelpunkte beider Spiralen sind dabei so verschoben, dass sich zwischen den Spiralen halbmondförmige Zwischenräume bilden, die durch Berührungspunkte der Spiralen voneinander getrennt sind. Bewegt sich nun eine der beiden Spiralen exzentrisch um den Mittelpunkt der anderen, verschiebt sich das halbmondförmige Volumen zwischen den Spiralen von außen zum Mittelpunkt hin. Gleichzeitig verringert sich das Volumen bei diesem Vorgang. Dieser Effekt wird in Scroll-Vakuumpumpen zum Verdichten des Gasstroms genutzt.

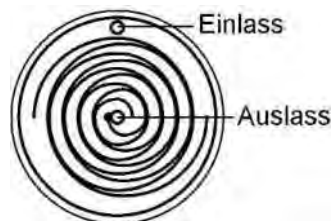


Abb. 79: Schematischer Aufbau einer Scroll-Vakuumpumpe.

Marktverfügbar sind ölfreie Scroll-Vakuumpumpen, die ein sogenanntes trockenes Vakuum erzeugen. Das Fördern von kondensierbaren Dämpfen ist mit Gasballast möglich. Wird die Pumpe mit Gasballast betrieben, muss dies bei der Auslegung der Förderleistung berücksichtigt werden.

Membran-Vakuumpumpe

In einer Membran-Vakuumpumpe dient, neben den Gehäusewänden, eine Membran als Begrenzung des Förderraums. Diese Membran wird von einem Pleuel auf- und nieder bewegt und somit das Volumen des Förderraums wechselnd vergrößert und verkleinert. In Kombination mit einem Einlass- und Auslassventil wird die Volumenänderung des Förderraums zum Ansaugen und Verdichten des Förderstroms genutzt.

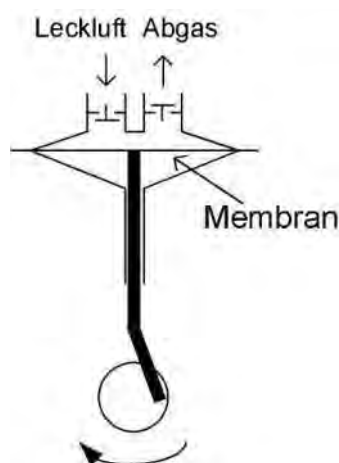


Abb. 80: Schematischer Aufbau einer Membran-Vakuumpumpe.

Auch bei der Membran-Vakuumpumpe ist das Mitfördern von Dämpfen im Gasstrom nur mit einem Gasballast möglich, so dass entsprechend bei der Auslegung der Pumpe der Gasballast auch bei der Förderleistung berücksichtigt werden muss.

Im Hinblick auf Dampfverträglichkeit, Verfügbarkeit und Kosten wurde für die DSKM eine Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe mit einem vorgeschalteten Gasstrahlverdichter der Fa. Speck ausgewählt. Dabei handelt es sich um die Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe des Typs V 30 und den Gasstrahlverdichter des Typs GST 30. In dem Diagramm der Abb. 81 sind die Kennlinien der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe V30 und die Kombination der Vakuumpumpe V30 mit Gasstrahlverdichter GST 30 aufgetragen. Mit der Kombination beider Geräte kann ein deutlich tieferer Saugdruck erzielt werden, als mit der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe alleine. Bis zu einem Saugdruck von ca. 50 mbar ist das Saugvermögen beim Einsatz der Kombination Gasstrahlverdichter und Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe gegenüber den alleinigen Einsatz der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe herabgesetzt. Unterhalb eines Saugdrucks von 40 mbar ist das Saugvermögen der Kombination höher. Das bedeutet, dass der Einsatz des Gasstrahlverdichters bei den üblichen Betriebsbedingungen der DSKM das Saugvermögen der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe gar nicht oder nur unwesentlich reduziert.

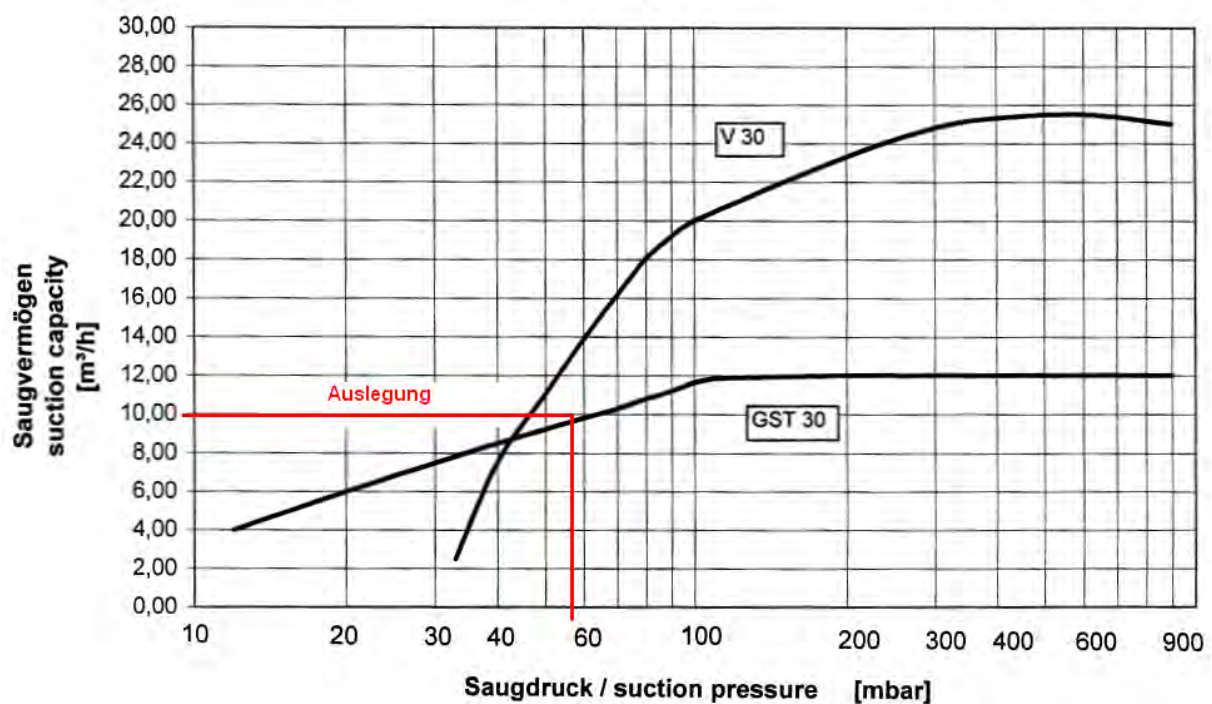


Abb. 81: Kennlinie der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe mit Gasstrahlverdichters der Fa. Speck, Typ V30 mit GST 30 aus [Speck, 2010].

Die Betriebsflüssigkeit der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe wird in einem Kreislauf über den Wärmeübertrager WT-4 gefahren. Der Wärmeübertrager WT-4 dient zur Kühlung der Betriebsflüssigkeit und wird mit Kühlwasser von der Rückkühleinheit versorgt. Bei dem Wärmeübertrager handelt es sich um den Typ B8Hx10/1P-SC-S der Fa. Swep International AB. Der Wärmeübertrager WT-4 besitzt die folgenden technischen Daten:

Wärmeübertrager WT-4

Technische Spezifikation Kühlung Betriebsflüssigkeit

	warme Seite	kalte Seite
Medium	Wasser	Wasser-Propylenglykol (38 Vol.%)
Massenstrom	0,03 kg/s	0,08859 kg/s
Eintrittstemperatur	36 °C	27 °C
Austrittstemperatur	28 °C	30 °C
Druckverluste	0,568 kPa	7,51 kPa

AEE – Institut für Nachhaltige Technologien

FHI UMSICHT – Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik

Prüfdruck	50 bar
Leistung	1 kW
Übertragungsfläche	0,176 m ²

7.3 Auswahl einer geeigneten Kondensatthebeanlage

In der Kondensatvorlage B-1 sammelt sich der kondensierte Mischdampf vom Dampfstrahlverdichter P-V1, der aus dem Treib- und dem Saugdampf besteht. Dieses Kondensat muss der Dampftrommel B-3 und dem Verdampfer B-2 wieder zugeführt werden. Die Kondensatrückspeisung aus der Kondensatvorlage B-1 zum Verdampfer B-2 erfolgt aufgrund des Differenzdrucks zwischen den beiden Apparaten. Bei Nennbetriebsbedingungen der DSKM herrscht in der Kondensatvorlage B-1 ein Druck von 55 mbar (abs.) und im Verdampfer B-2 ein Druck von 9 mbar (abs.). Der Druck in der Dampftrommel B-3 beträgt bei Nennbetriebsbedingungen 8 bar (abs.) und kann bis maximal 16 bar (abs.) - dem Ansprechdruck des Sicherheitsventils an der Dampftrommel B-3 - ansteigen. Das Zurückführen des Kondensats in die Dampftrommel B-3 kann nur mit Hilfe der Speisewasserpumpe P-4 erfolgen.

Für die Auswahl der Speisewasserpumpe P-4 ist, neben der Förderhöhe und dem Volumenstrom, der NPSH-Wert (Net Positive Suction Head oder Mindestzulaufhöhe) entscheidend für die Wahl der Pumpe. Der Druck in der Saugleitung zur Speisewasserpumpe P-4 ist nur wenig höher als der Dampfdruck des Kondensats. Allein der hydrostatische Druck der Wassersäule zwischen Kondensatvorlage B-1 und Saugstutzen der Speisewasserpumpe P-4 dient als Vordruck zur Pumpe. Dementsprechend beträgt der NPSH-Wert maximal 1 Meter. Für die Speisewasserpumpe P-4 gelten die in Tabelle 22 aufgeführten Auslegungsdaten.

Tabelle 22: Auslegungsdaten der Speisewasserpumpe P-4.

Auslegungsdaten Speisewasserpumpe	Auslegungswert
Volumenstrom [l/h]	26 l/h (am Auslegungspunkt 13 l/h)
Förderhöhe [m]	163 m (am Auslegungspunkt 81 m)
NPSH-Wert [m]	< 1 m

Für die Speisewasserpumpe P-4 kommen folgende Pumpentypen in Frage:

1. eine mehrstufige Kreiselpumpe,
2. eine Peripheralradpumpe,
3. eine Seitenkanalpumpe,
4. eine Zahnradpumpe und
5. eine Schlauchpumpe.

Mehrstufige Kreiselpumpe

Eine Kreiselpumpe ist eine Strömungsmaschine, die mit Hilfe eines rotierenden Laufrades die zu fördernde Flüssigkeit auf einer Kreisbahn beschleunigt. Die Flüssigkeit tritt durch einen in der Drehachse angeordneten Saugstutzen in die Pumpe, wird dann in der Pumpe aufgrund der Zentrifugalkraft von der Drehachse radial nach außen in ein spiralförmiges Sammelrohr beschleunigt und anschließend zum Druckstutzen geführt. Es ist eine Vielzahl unterschiedlicher Kreiselpumpenkonstruktionen verfügbar. Für die hier genannte Anwendung sind insbesondere mehrstufige Kreiselpumpen entsprechend Abb. 82 geeignet.

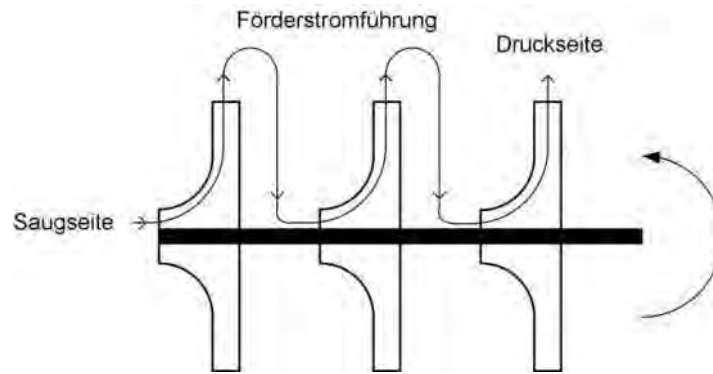


Abb. 82: Mehrstufige Kreiselpumpe.

Bei einer mehrstufigen Kreiselpumpe durchströmt der Förderstrom mehrere hintereinander geschaltete Laufräder, so dass große Förderhöhen mit der Pumpe realisiert werden können. Mehrstufige Kreiselpumpen sind als Low NPSH-Wert Variante marktverfügbar.

Peripheralradpumpe

Die Peripheralradpumpe ist eine Kreiselpumpe, in der das Fördermedium in einem ringförmigen Peripheralkanal gefördert wird. Schematisch ist der Aufbau einer Peripheralradpumpe in Abb. 83 dargestellt.

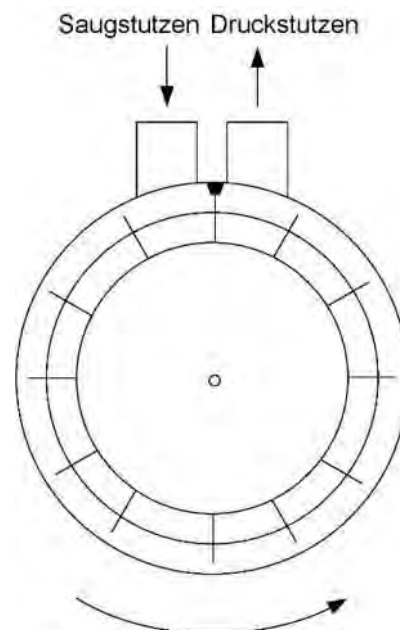


Abb. 83: Schematischer Aufbau einer Peripheralradpumpe.

Das Fördermedium gelangt über den Saugstutzen in den Peripheralkanal der Pumpe. Das Laufrad der Pumpe besteht aus geraden Schaufeln, die das Fördermedium im Peripheralkanal in eine Rotationsbewegung versetzen. Am Ende des Peripheralkanals verlässt das Fördermedium die Pumpe über den Druckstutzen. Der Einsatz von Peripheralradpumpen eignet sich besonders bei kleinen Fördermengen und hohen Förderdrücken. Dabei benötigt die Peripheralradpumpe nur eine geringe Zulaufhöhe. Charakteristisch für eine Peripheralradpumpe ist ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen Fördermenge und Förderhöhe.

Seitenkanalpumpe

Die Seitenkanalpumpe ist eine Kombination aus Kreiselpumpe und Verdrängerpumpe. Sie besitzt ein Laufrad, das im Betrieb der Pumpe einen umlaufenden Flüssigkeitsring im Gehäuse ausbildet. Innenseitig im Gehäuse der Pumpe befindet sich der sogenannte Seitenkanal, der exzentrisch angeordnet ist. Der schematische Aufbau einer Seitenkanalpumpe ist in Abb. 84 dargestellt.

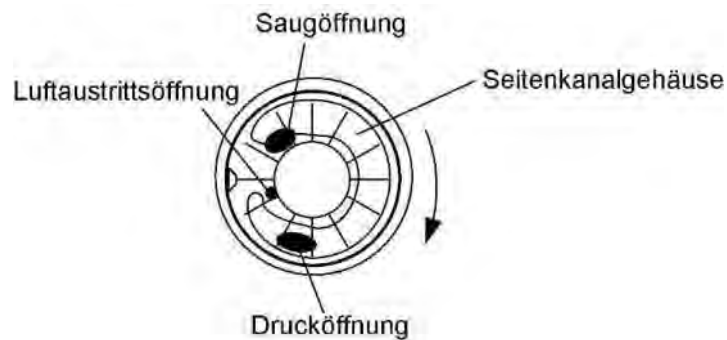


Abb. 84: Schematischer Aufbau einer Seitenkanalpumpe.

Der Flüssigkeitsring füllt bei jeder Umdrehung des Laufrades wechselnd die Laufradzellen und den Seitenkanal, so dass der Flüssigkeitsring wie ein Kolben in jeder Laufradzelle eine ansaugende und verdrängende Wirkung erzielt. Das Fördermedium gelangt über die Saugöffnung in die Pumpe und verlässt die Pumpe über die Drucköffnung. Etwaige Gase im Fördermedium sammeln sich im inneren Bereich des Laufrades und werden über eine Luftaustrittsöffnung abgeführt. Die Seitenkanalpumpe hat ein selbsttätiges Ansaugvermögen und besitzt die Fähigkeit Gase oder Dämpfe mitzufördern, so dass Kavitationschäden nicht zu befürchten sind.

Zahnradpumpe

Die Zahnradpumpe ist eine Verdrängerpumpe. Sie besteht aus zwei ineinander laufenden Zahnrädern in einem Pumpengehäuse. Man unterscheidet zwischen Außenzahnradpumpen und Innenzahnradpumpen. Der schematische Aufbau einer Zahnradpumpe ist in Abb. 85 dargestellt.

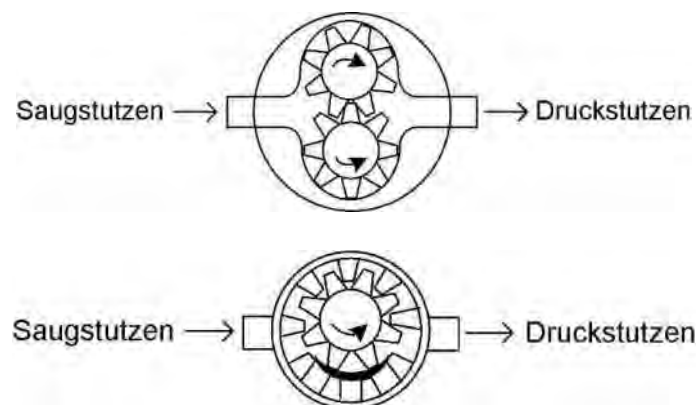


Abb. 85: Schematischer Aufbau einer Zahnradpumpe, oben als Außenzahnradpumpe und unten als Innenzahnradpumpe.

Die Zahnräder erfassen mit ihren Flanken auf der Saugseite die zu fördernde Flüssigkeit, transportieren sie in den Zahnluken auf die Druckseite und drängen sie in die Druckleitung. Eine Zahnradpumpe fördert das Medium gleichmäßig und kann sehr hohe Förderhöhen erreichen. Der Förderstrom steigt linear mit der Drehzahl der Pumpe an.

Schlauchpumpe

Bei der Schlauchpumpe oder auch Peristaltikpumpe handelt es sich ebenfalls um eine Verdrängerpumpe. In einer Schlauchpumpe drücken umlaufende Rollen einen kreisförmig im Pumpengehäuse angeordneten Schlauch zusammen. Durch dieses Zusammenpressen des Schlauches wird zwischen zwei Pressungen ein Flüssigkeitsvolumen eingeschlossen und durch das Rotieren der umlaufenden Rollen vom Saugstutzen zum Druckstutzen gefördert. In Abb. 86 ist der schematische Aufbau einer Schlauchpumpe dargestellt.

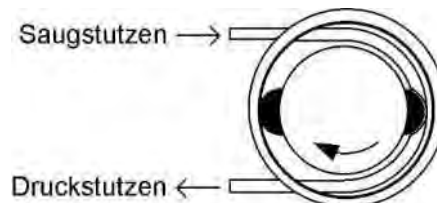


Abb. 86: Schematischer Aufbau einer Schlauchpumpe.

Mit Hilfe einer Schlauchpumpe ist das „genaue“ Fördern von kleinen Fördermengen möglich. Sie erreicht große Förderhöhen bei gleichzeitig geringem NPSH-Wert. Schlauchpumpen sind selbstansaugend.

Im Hinblick auf die Auslegungsdaten für die Speisewasserpumpe P-4, den Kosten und der Verfügbarkeit wurde für die DSKM eine Schlauchpumpe Typ VF10 der Fa. Verder Deutschland GmbH gewählt. Die Pumpenkennlinie ist in dem Diagramm der Abb. 87 dargestellt.

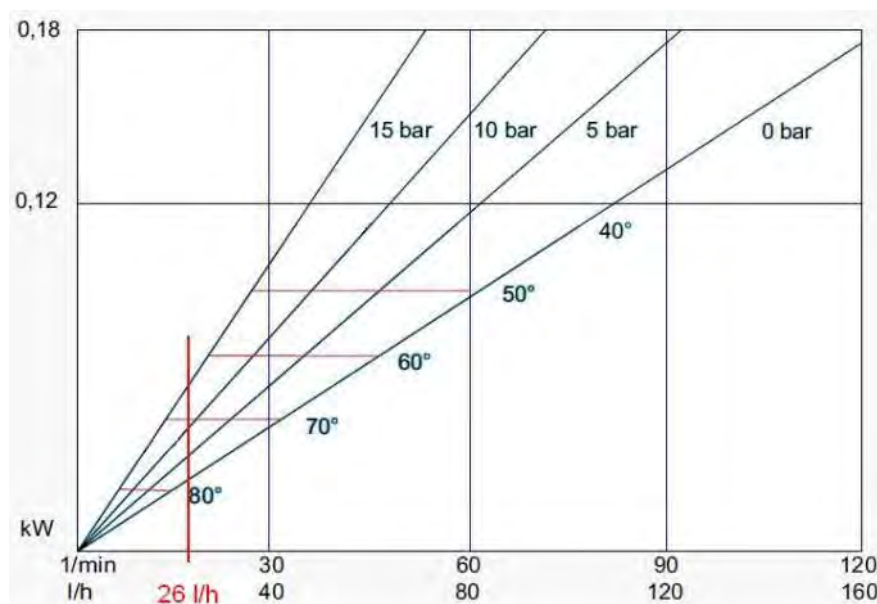


Abb. 87: Kennlinie der Schlauchpumpe Typ VF10 der Fa. Verder Deutschland GmbH mit Ergänzung aus [Verder].

Die Schlauchpumpe erreicht bei einer Fördermenge von 26 l/h eine Förderhöhe von 15 bar. Die roten, horizontalen Linien im Diagramm markieren die maximal zulässige Mediumtemperatur und begrenzen das Kennfeld der Schlauchpumpe. Für den gewählten Auslegungspunkt der Schlauchpumpe darf die Mediumtemperatur 60 °C nicht überschreiten. Am Auslegungspunkt der DSKM liegt die Mediumtemperatur des Kondensates bei 35 °C.

7.4 Entwurf geeigneter Rückkühlsysteme für den kleinen Leistungsbereich

Bei allen Kältemaschinen hat die Kondensatortemperatur einen starken Einfluss auf die Effizienz des Kälteverfahrens. Bei thermischen Kälteverfahren ist dieser Einfluss besonders wichtig, da ein „hoher technischer Aufwand“ für die Kälteerzeugung mit bezogen auf die Antriebsenergie geringerer Wirkungsgrad, im Vergleich zu elektrisch angetriebenen Kompressionskältemaschinen betrieben wird. Darüber hinaus müssen bei thermischen Kältemaschinen größere Wärmemengen über die Rückkühleinheit abgeführt werden, da als Antriebsenergie, im Gegensatz zu der elektrischen Energie einer Kompressionskältemaschine, ein Wärmestrom genutzt wird. Dementsprechend ist man vor allem bei thermischen Kälteverfahren bestrebt, die Kondensatortemperatur bestmöglich zu senken, um den Wirkungsgrad der thermischen Kältemaschine zu erhöhen. Insbesondere DSKM reagieren sehr sensibel auf die Kühlwassertemperatur. Mit sinkender Kühlwassertemperatur sinkt auch der Kondensatordruck, der Strahlverdichter benötigt weniger Treibdampf um die Verdichtungsleistung zu erbringen und das Wärmeverhältnis steigt an. Im Diagramm Abb. 88 ist das Wärmeverhältnis einer DSKM mit unterschiedlichen Gütegraden für den Strahlverdichter als Funktion der Kühlwassereintrittstemperatur aufgetragen. Zur Berechnung des Wärmeverhältnisses wird mit einem konstanten Treibdampfdruck von 8 bar (abs.) gerechnet und es werden die Auslegungsdaten des Kondensators WT-3 zugrunde gelegt.

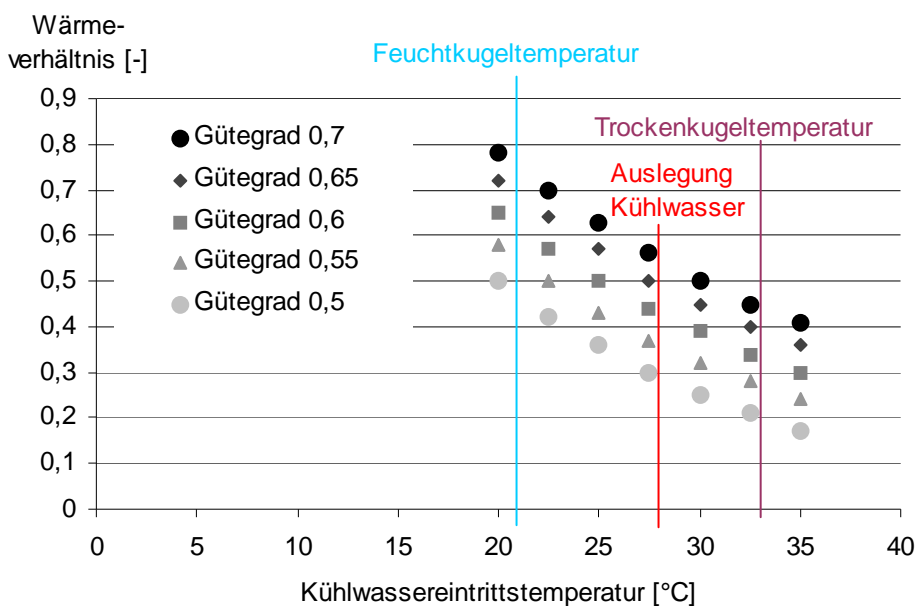


Abb. 88: Wärmeverhältnis einer DSKM mit unterschiedlichen Gütegraden für den Strahlverdichter.

Durch Absenkung der Kühlwassertemperatur kann das Wärmeverhältnis der DSKM deutlich gesteigert werden. So verdoppelt sich das Wärmeverhältnis einer DSKM mit einem Strahlverdichter, der einen Gütegrad von 0,6 besitzt, zwischen 35 °C und 20 °C. Dementsprechend ist bei der Anlagenrealisierung eine möglichst niedrige Kühlwassertemperatur anzustreben. Um möglichst niedrige Kühlwassereintrittstemperaturen zu erzielen, werden in der Regel offene Rückkühlwerke (Verdunstungskühltürme) eingesetzt. Bei diesen offenen Rückkühlsystemen verdunstet ein Teil des Kühlwassers. Die dafür notwendige Verdunstungsenthalpie wird dem Kühlwasser entzogen und bewirkt eine deutlich höhere Auskühlung des Kühlwassers als bei einer rein konvektiven, geschlossenen Rückkühlung. Für die offenen Rückkühlwerke dient somit die Feuchtkugeltemperatur als cha-

rakteristische Auslegungsgröße, wobei bei einer konvektiven, trockenen Rückkühleinheit die Trockenkugeltemperatur der Auslegung zugrunde liegt. In dem Diagramm sind daher beide empfohlenen Temperaturen zur Auslegung für den Standort Wien, Österreich, eingetragen. Die DSKM ist für eine Kühlwassereintrittstemperatur von 28 °C ausgelegt. Diese Temperatur kann mit einer rein konvektiven Rückkühlung nicht erreicht werden.

Allerdings besitzen offene Rückkühlsysteme auch einige Nachteile, wie beispielsweise erhöhter Betriebsaufwand für die Kühlwasserkonditionierung, Frischwasserbedarf, Abwasseraufkommen, biologischer Befall (Stichwort Legionellenproblematik) und eine Neigung zur Schwadenbildung. Die Nachteile des offenen Rückkühlwerks werden gelegentlich auch zur Argumentation gegen thermische Kältemaschinen angeführt. Im Rahmen des Forschungsvorhabens wird eine neue Methode der Rückkühlung realisiert. Diese Methode kombiniert die Vorzüge einer geschlossenen Rückkühlung und ermöglicht gleichzeitig günstige Rückkühlbedingungen für die DSKM. Zum Einsatz kommt ein Trockenkühler dessen Zuluft bei hohen Außentemperaturen adiabatisch befeuchtet wird. Die adiabatische Befeuchtung der Zuluft senkt die Temperatur der Zuluft vor Passieren des Rückkühlwerks. Darüber hinaus wird ein Teil des Sprühwassers mit der Zuluft in den Trockenkühler transportiert und benetzt dort die Kühlrippen. Das Rückkühlen des Kühlwassers erfolgt konvektiv in dem Trockenkühler. Abb. 89 zeigt den Trockenkühler der DSKM vor der Montage.



Abb. 89: Trockenkühler mit Befeuchtung der Zuluft.

Bei der Rückkühleinheit handelt es sich um einen Rückkühler der Fa. Güntner Typ S-GFH 067B/2-E(D)-F6/14P mit Befeuchtung der Zuluft. Zwei Gebläse sind saugend auf der Rückkühleinheit angeordnet. Die Befeuchtung der Zuluft erfolgt mit Hilfe einer Besprühung unter der Rückkühleinheit. Um Fouling am Wärmeübertrager zu vermeiden, wird das Sprühwasser aufbereitet. Seitens des Herstellers, ist die Besprühzeit auf 50 h/a begrenzt.

Rückkühleinheit WT-5

Technische Spezifikation Kühlwasser Rückkühlung

Wärmeübertrager	kalte Seite	warme Seite
Medium	Luft	Wasser-Propylenglykol (38 Vol.-%)
Eintrittstemperatur	26 °C	33 °C

Austrittstemperatur		28 °C
Volumenstrom	11100 m ³ /h	2,67 m ³ /h
PN		6/10
Druckverlust		0,36 bar
Leistung	14 kW	
k-Wert	21,98 W/m ² /K	
P _{el}	0,52 kW _{el} (zwei Gebläse – 0,26 kW _{el} pro Motor)	
Besprühung	4 Düsen Typ 328	
Sprühwasserverbrauch	0,5 l/min./Düse bei 3 bar Vordruck	

Die Rückkühleinheit wird für den Betrieb über Schläuche mit der DSKM verbunden. Die Sprühwasserversorgung erfolgt über die Wasseraufbereitung B-7 im Gestell der DSKM. Das Sprühwasser ist enthärtet, so dass die Bildung von schwerlöslichen Erdalkalisalzen nach dem Verdunsten des Wassers nicht zu erwarten ist. Die zulässige Betriebszeit der Besprühung wird durch eine Jahresrechnung basierend auf den Wetterdaten für Graz in Österreich überprüft. Bei den Wetterdaten handelt es sich um über 10 Jahre gemittelte Daten auf Stundenbasis aus [Meteo, 1999]. In Abb. 90 sind der Jahresverlauf der Außenluft- und Feuchtkugeltemperatur für den Standort Graz in Österreich sowie die simulierten Betriebszustände der DSKM „ein/aus“ und der Besprühung „ein/aus“ dargestellt.

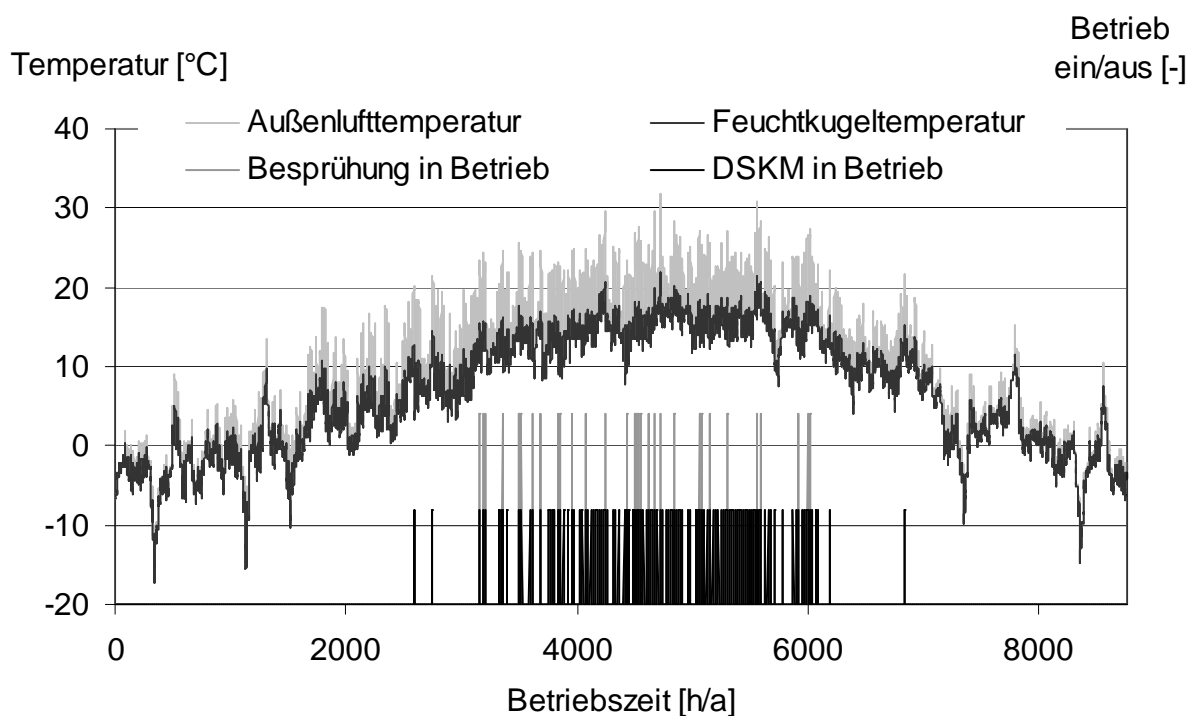


Abb. 90: Außenluft- und Feuchtkugeltemperaturverlauf über das Jahr für den Standort Graz in Österreich und Betriebszustände der DSKM sowie der Besprühung.

Als Kühlgrenztemperatur wird 20 °C Lufttemperatur gewählt und ein Betrieb der DSKM nur zwischen 9:00 Uhr und 16:00 Uhr zugelassen. Das bedeutet, dass ab einer Lufttemperatur von 20 °C und dem entsprechenden Zeitfenster die DSKM und damit auch die Rückkühleinheit zugeschaltet wird. Entsprechend der Jahresertragsrechnung sind das 400 h/a Betriebsstunden im Jahr. Übersteigt die Feuchtkugeltemperatur die Lufttemperatur um mehr als 7,5 K, wird die Besprühung des Rückkühlwerkes zugeschaltet. Dementsprechend errechnet sich eine jährliche Betriebsstundenzahl der Besprühung von 59 h/a. Die jährlich benötigte Sprühwassermenge beträgt 7,1 m³.

8 Entwicklung eines Betriebskonzeptes

Von Clemens Pollerberg und Christian Dötsch (Fraunhofer UMSICHT)

In Abb. 91 ist das Verfahrensschema des Gesamtsystems dargestellt.

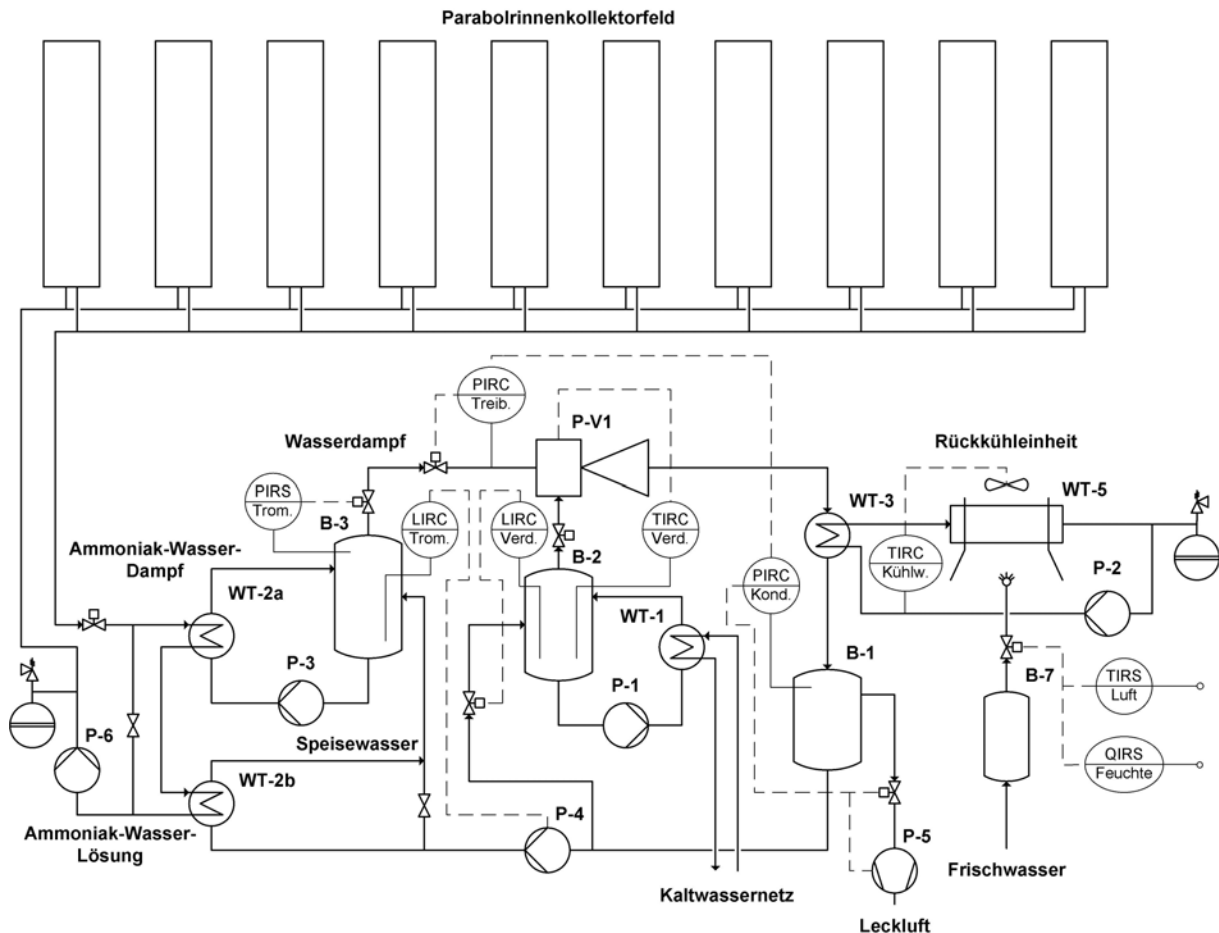


Abb. 91: Verfahrensschema des Gesamtsystems mit Regelkreisen.

Die Gesamtanlage ist voll automatisiert. Die Automatisierung erfolgt mit Hilfe zweier speicherprogrammierbarer Steuerungen (SPS). Eine SPS steuert das Parabolrinnenkollektorfeld, die zweite SPS steuert die DSKM. Zwischen beiden Steuerungen werden die beiden digitalen Signale ‚Sammelstörung‘ und ‚Kollektorfeld in Betrieb‘ übermittelt.

8.1 Regelung des Parabolrinnenkollektorfeldes

Von Dagmar Jähnig und Waldemar Wagner (AEE INTEC)

Die Regelung des Parabolrinnenkollektorfeldes ist verhältnismäßig einfach. Da der Durchfluss in jedem Kollektor selbstregulierend ist (das Dampfventil öffnet sich erst, wenn die eingestellte Temperatur erreicht ist), muss nur die Nachführung der Kollektoren mit dem Sonnenstand gesteuert werden. Zusätzlich muss sichergestellt werden, dass im primären Solarkreis der Druck im Rücklauf ausreichend hoch ist, um ein Verdampfen des Mediums vor dem Kollektor zu verhindern. Dies wird mithilfe einer taktenden Pumpe realisiert.

Die Nachführung der Kollektoren wurde schon im Kapitel 5.7 erläutert. Die Pumpe, die im Rücklauf des primären Solarkreises angeordnet ist, hat die Aufgabe, den Druck im Rücklauf (bei Betrieb des Kollektorfeldes) immer über dem Niveau zu halten, unter dem die

Ammoniaklösung bei der Kollektorsolltemperatur von 200°C verdampfen würde. Das entspricht bei 14 %-iger Ammoniaklösung etwa 20 bar. Mithilfe der SPS wird die Pumpe so gesteuert, dass dies immer der Fall ist. Außerdem muss bei der gewählten Pumpenbauart der Vordruck der Pumpe immer hoch genug sein. Daher wird außerdem auch der Druck vor der Pumpe gemessen. Die Pumpe wird nicht eingeschaltet, wenn der Druck vor der Pumpe zu gering ist, oder wenn nur ein sehr geringer Druckunterschied zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe vorliegt.

Wenn eine Störung der Anlage vorliegt, müssen die Kollektoren aus der Sonne gedreht werden, um eine Überhitzung der Kollektoren oder auch der ganzen Anlage zu vermeiden. Darum wird wenn nötig von der DSKM eine Sammelstörungsmeldung übergeben, die dazu führt, dass die Kollektoren sofort aus der Sonne gedreht werden. Auch bei zu hohen Kollektortemperaturen (>250°C) wird das Kollektorfeld außer Betrieb genommen.

8.2 Automatisierungskonzept der DSKM

Von Clemens Pollerberg und Christian Dötsch (Fraunhofer UMSICHT)

Das Automatisierungskonzept der DSKM beinhaltet sogenannte Baugruppen, die die Regelungs- und Steuerungsaufgaben in Teilaufgaben gliedert. Eine Baugruppe kann einem Anlagenteil entsprechen oder einer bestimmten Regelungsaufgabe, die sich über mehrere Anlagenteile erstreckt. Insgesamt ist die Automatisierung der DSKM in sieben Baugruppen (BG) unterteilt:

BG 10	Solarkreislauf,
BG 22	Füllstandsregelungen,
BG 24	Treibdampfregelung,
BG 26	Entlüftung,
BG 30	Kaltwasserkreislauf,
BG 40	Kühlwasserkreislauf und
BG 50	Besprühung.

8.2.1 Baugruppe 10 – Solarkreislauf

Bei der BG 10 handelt es sich um die Wärmeauskopplung vom Kollektorkreislauf zur DSKM. Die Mess- und Regelungstechnik der Baugruppe 10 ist in Abb. 92 dargestellt.

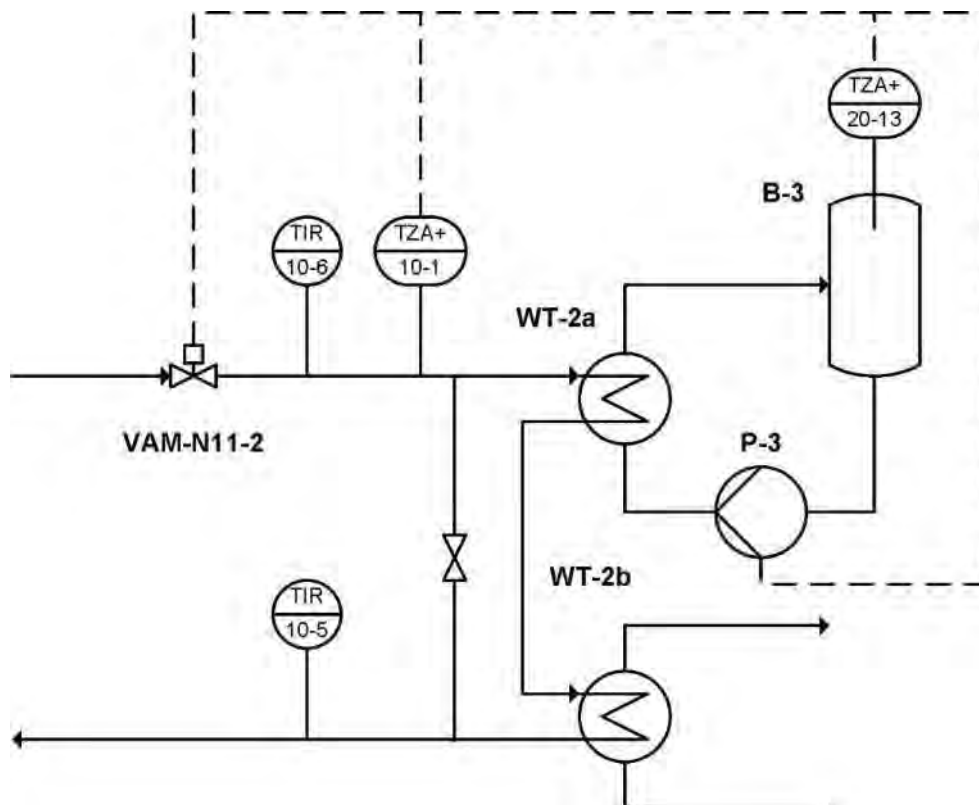


Abb. 92: Verfahrensschema der Baugruppe 10.

In der Baugruppe 10 befinden sich zwei Temperatursensoren TIR-10-6 und TIR-10-5 sowie zwei Sicherheits-Temperatur-Begrenzer (STB) TZA+ 10-1 und TZA+ 20-13. Die Klappe VAM-N11-2 und die Pumpe P-3 werden gesteuert. Die STB schützen die Wärmeauskopplung und die Dampftrömmel B-3 vor Überhitzung. Der STB TZA+ 10-1 ist auf eine Ansprechtemperatur von 245 °C und der STB TZA+ 20-13 auf eine Ansprechtemperatur von 195 °C eingestellt. Wenn der STB TZA+ 10-1 auslöst, wird die Pumpe P-3 ausgeschaltet, die Klappe 10-VAM-N11-2 geschlossen und die Störmeldung ‚Sammelstörung‘ gesetzt, so dass der Kollektorkreis ausgeschaltet und die Kollektoren aus der Sonne gedreht werden. Die DSKM schaltet sich aus. Löst der STB TZA+ 20-13 aus, wird die Pumpe P-3 ausgeschaltet und die Klappe 10-VAM-N11-2 geschlossen. Die DSKM bleibt weiterhin in Betrieb, auch in diesem Fall müssen die Kollektoren aus der Sonne gedreht werden, damit sie nicht überhitzen.

8.2.2 Baugruppe 22 – Füllstandsregelungen

Mit der BG 22 werden die Füllstände des Verdampfers B-2 und der Dampftrömmel B-3 geregelt. Der Füllstand LIRC-20-12 wird mittels Drehzahlregelung der Speisewasserpumpe P-4 und einem PID-Regler gefahren. Die Regelung des Füllstands LIRC-20-37 erfolgt als Zwei-Punkt-Regelung mit dem Drosselventil VAM-N206-11. Die Mess- und Regelungstechnik der Baugruppe 22 ist in Abb. 93 dargestellt.

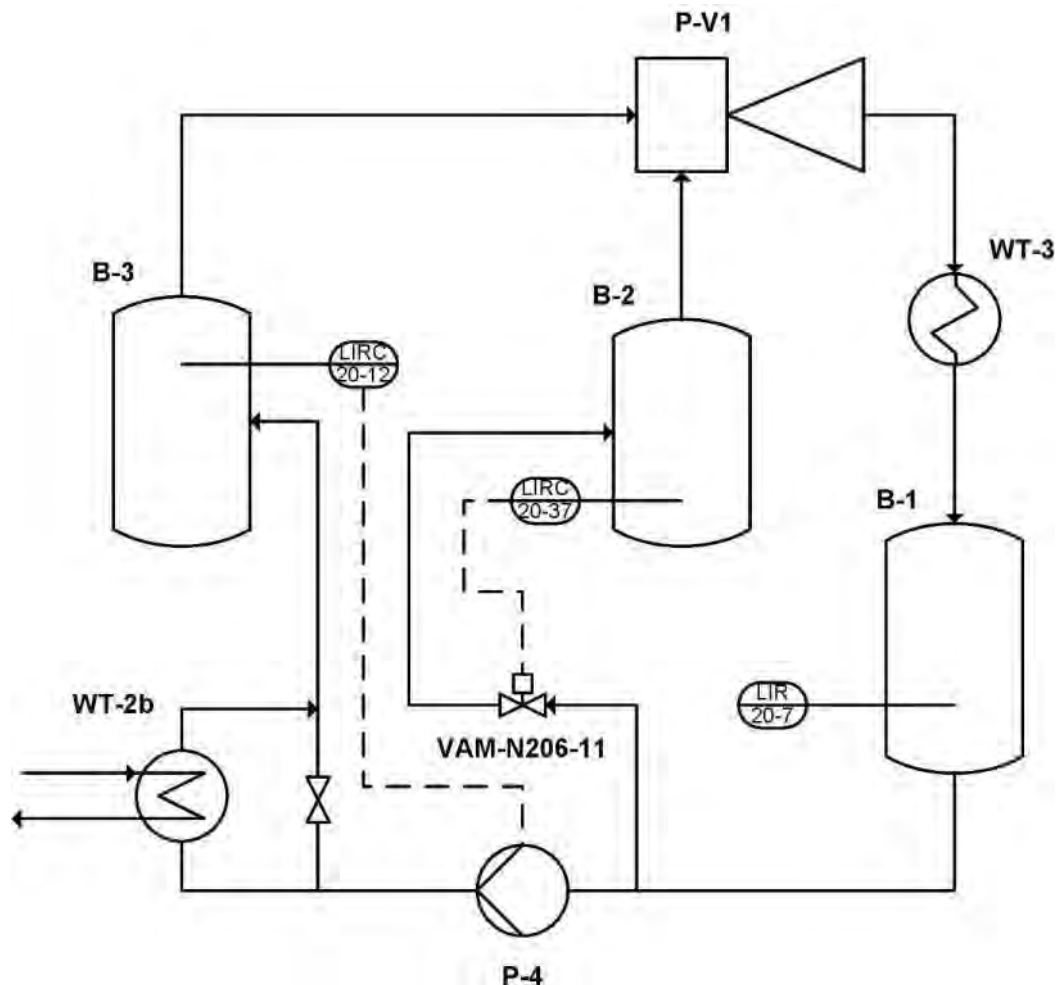


Abb. 93: Verfahrensschema der Baugruppe 22.

Sobald der Füllstand LIR-20-7 in der Kondensatvorlage B-1 kleiner als ein zulässiger Mindestfüllstand ist, wird die Meldung Störmeldung ‚Sammelstörung‘ gesetzt und die DSKM und die Solarkollektoren außer Betrieb genommen.

8.2.3 Baugruppe 24 – Treibdampfregelung

In der Baugruppe 24 werden die beiden Drücke PIR-20-4 und PIR-20-16 der Kondensatvorlage B-1 und der Dampftrommel B-3 gemessen und das Druckverhältnis PFC zwischen dem Treibdampfdruck PIR-20-17 und dem Druck der Kondensatvorlage PIR-20-4 geregelt. Dabei wird das Druckverhältnis PFC durch Änderung des Treibdampfdrucks PIR-20-17 eingestellt. Darüber hinaus wird die Temperatur des Dampfs aus der Dampftrommel TIR-20-15 erfasst.

Zuschaltkriterium für den Strahlverdichter P-V1 ist - neben der Abweichung der Kaltwasser Ist-Temperatur von der Soll-Temperatur in Kaltwasserkreislauf BG 30 - ein ausreichender Dampfdruck in der Dampftrommel B-3. Dieser ausreichende Dampfdruck in der Dampftrommel ist dann gegeben, wenn der Druck in der Dampftrommel PIR-20-16 zusätzlich einer Anfahrdruckdifferenz größer ist, als der notwendige Treibdampfdruck PIR-20-17 zum Erreichen des geforderten Druckverhältnisses PFC. Die Mess- und Regelungstechnik der Baugruppe 24 ist in Abb. 94 dargestellt.

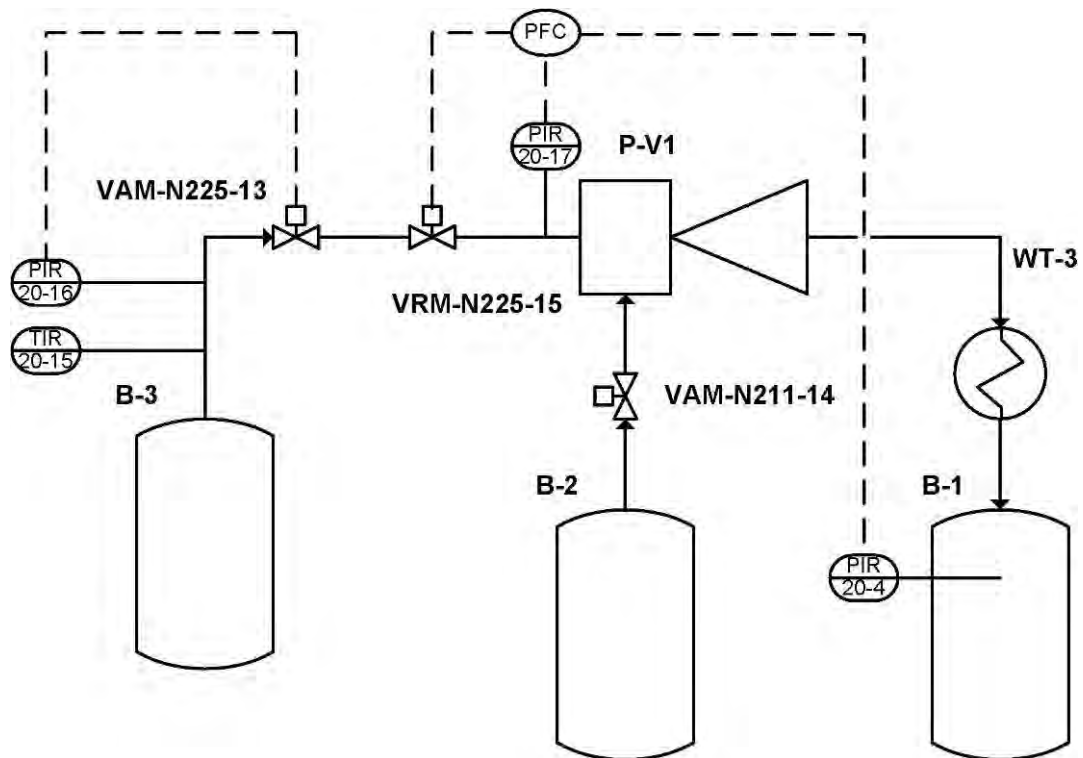


Abb. 94: Verfahrensschema der Baugruppe 24.

Das benötigte Druckverhältnis PFC wird individuell für jeden Strahlverdichter bestimmt und muss vom Hersteller angefragt werden. Bei der DSKM wird ein funktionaler Zusammenhang zwischen dem Treibdampfdruck PIR-20-17 und dem Druck der Kondensatvorlage PIR-20-4 genutzt, um das benötigte Druckverhältnis PFC einzustellen. Wird ein zu hoher Treibdampfdruck gefahren, ist der Treibdampfverbrauch höher als notwendig und das Wärmeverhältnis der DSKM reduziert. Ist der Treibdampfdruck geringer als notwendig, kann der Strahlverdichter „kippen“. Das bedeutet, dass die Förderleistung des Strahlverdichters und folglich auch die Kälteleistung der DSKM einbrechen. Diese Betriebsituation ist unerwünscht.

8.2.4 Baugruppe 26 – Entlüftung

Der Kälteprozess wird unter Vakuum betrieben. Aufgrund von nicht vermeidbaren Leckagen tritt kontinuierlich eine kleine Menge Leckluft in die DSKM ein. Im Betrieb sammelt sich die Leckluft in der Kondensatvorlage B-1 und muss von dort mit Hilfe der Vakuumpumpe P-5 entfernt werden. Die Mess- und Regelungstechnik der Baugruppe 26 ist in Abb. 95 dargestellt.

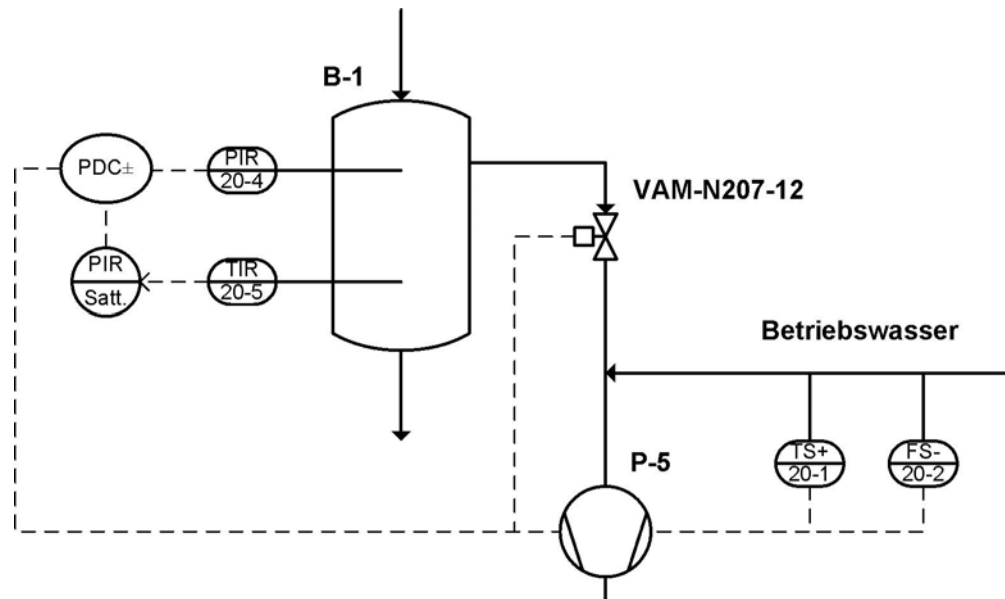


Abb. 95: Verfahrensschema der Baugruppe 26.

In der Baugruppe 26 werden die Vakuumpumpe P-5 und das Ventil VAM-N207-12 in Abhängigkeit des Drucks in der Kondensatvorlage PIR-20-4 und der Temperatur TIR-20-5 gesteuert. Im Idealfall entspricht der Druck in der Kondensatvorlage B-1 dem Sattedampfdruck des Kondensats PIR-Satt. bei der Temperatur TIR-20-5. Steigt der Leckluftanteil im Kondensator WT-3 und der Kondensatvorlage B-1 an, erhöht der Partialdruck der Luft den Druck in der Kondensatvorlage PIR-20-4. Dementsprechend steigt auch die Differenz zwischen dem Druck in der Kondensatvorlage PIR-20-4 und dem Sattedampfdruck des Kondensats PIR-Satt. an. Diese Druckdifferenz ist somit ein direkter Indikator für den Leckluftanteil und dient als Schaltkriterium für die Vakuumpumpe P-5 und das Ventil VAM-N207-12. Der Sattedampfdruck des Kondensats wird mit folgender Gleichung berechnet:

Formel 13

$$\text{PIR-Satt.} = 0,0009 \cdot [\text{TIR-20-5}]^3 - 0,0131 \cdot [\text{TIR-20-5}]^2 + 0,843 \cdot [\text{TIR-20-5}] + 4,8112.$$

Für einen ordnungsgemäßen Betrieb der Vakuumpumpe P-5 ist eine ausreichende Menge Betriebsflüssigkeit notwendig. Die Temperatur der Betriebsflüssigkeit gibt den erreichbaren Vakuum-Enddruck der Vakuumpumpe P-5 vor und sollte einen Maximalwert nicht überschreiten. Diese beiden Betriebsbedingungen werden mit den beiden Sensoren TS+ 20-1 und FS- 20-2 geprüft. Spricht einer der beiden Sensoren während des Betriebs der Vakuumpumpe P-5 an, wird die Vakuumpumpe P-5 sofort abgeschaltet und die Störmeldung ‚Sammelstörung‘ gesetzt.

8.2.5 Baugruppe 30 – Kaltwasserkreislauf

In der BG 30 wird die Kaltwassertemperatur der Kältemaschine geregelt. Da die Förderleistung des Strahlverdichters P-V1 durch die Verdampfertemperatur TIRC-20-24 bestimmt und die Kälteleistung der DSKM durch Zu- und Abschalten des Strahlverdichters P-V1 geregelt wird, ist die Verdampfertemperatur TIRC-20-24 auch die Führungsgröße bei der Leistungsregelung. Die Mess- und Regelungstechnik der Baugruppe 30 ist in Abb. 96 dargestellt.

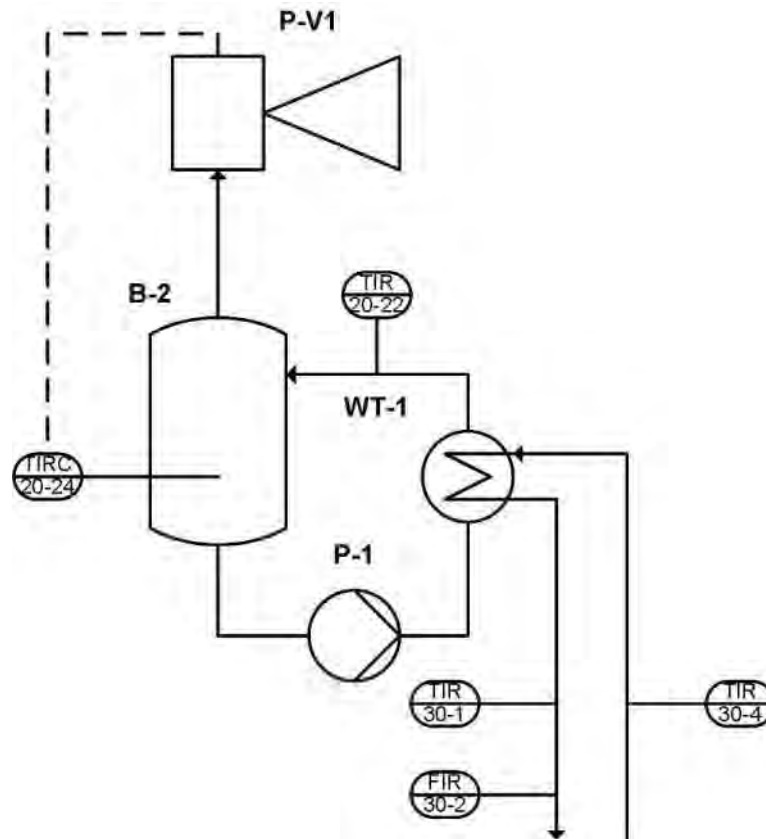


Abb. 96: Verfahrensschema der Baugruppe 30.

In der Baugruppe wird die Temperatur im Verdampfer B-2 durch Zu- und Abschalten des Dampfstrahlverdichters P-V1 geregelt. Die DSKM fährt die Temperatur TIRC-20-24 entsprechend einer Soll-Kaltwassertemperatur innerhalb einer Hysterese.

8.2.6 Baugruppe 40 – Kühlwasserkreislauf

Die Mess- und Regelungstechnik der Baugruppe 40 ist in Abb. 97 dargestellt.

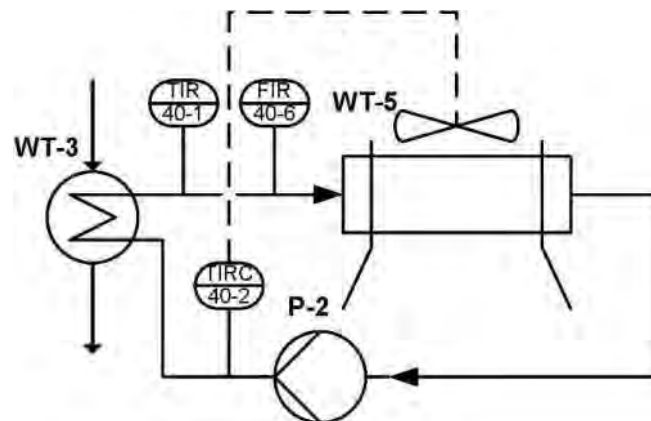


Abb. 97: Verfahrensschema der Baugruppe 40.

In der Baugruppe wird die Kühlwassertemperatur TIRC-40-2 mit dem Gebläse der Rückkühleinheit WT-5 geregelt. Das Gebläse wird über eine Phasenanschnittsteuerung drehzahl geregelt. Wird die Drehzahl des Gebläses erhöht, steigt die Rückkühlleistung und infolgedessen sinkt die Kühlwassertemperatur TIRC-40-2.

8.2.7 Baugruppe 50 – Besprühung

Die Besprühung dient der adiabaten Zuluftkühlung. Durch Befeuchtung der Zuluft kann die Temperatur der Zuluft gesenkt und die Rückkühlleistung des Rückkühlers WT-5 gesteigert werden. Niedrige Kühlwassertemperaturen erhöhen das Wärmeverhältnis der DSKM.

Um mittels adiabater Befeuchtung der Zuluft die Temperatur der Zuluft zu senken, muss die Luft Feuchtigkeit aufnehmen können bzw. entsprechend trocken sein. Das bedeutet, dass bei sehr hoher Luftfeuchtigkeit eine Befeuchtung der Zuluft kaum eine Senkung der Lufttemperatur bewirkt. Darüber hinaus ist das Vermögen der Luft Feuchtigkeit aufzunehmen von der Lufttemperatur abhängig: Mit sinkender Lufttemperatur kann die Luft weniger Feuchtigkeit aufnehmen. Entsprechend dieser beiden Sachverhalte dient als Schaltkriterium für die Besprühung die Differenz zwischen Außenlufttemperatur TIR-40-7 und Feuchtkugeltemperatur TIR-Feuchte. Ab einer vorgegebenen Differenz wird die Besprühung eingeschaltet. Die Mess- und Regelungstechnik der BG 50 ist in Abb. 98 dargestellt.

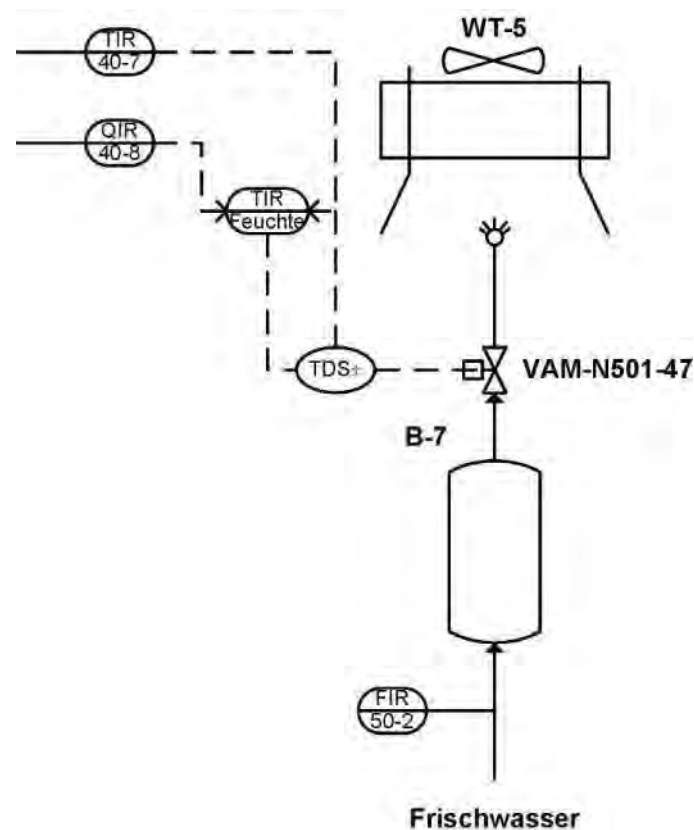


Abb. 98: Verfahrensschema der Baugruppe 50.

Die Feuchtkugeltemperatur TIR-Feuchte wird aus der Außenlufttemperatur TIR-40-7 und der relativen Luftfeuchte QIR-40-8 berechnet. Schaltbedingung der Besprühung ist, dass das Gebläse des Rückkühlwerks WT-5 in Betrieb ist. Die Besprühung wird durch Aufsteuern der Klappe VAM-N501-47 und Zuschalten der Wasseraufbereitung B-7 aktiviert.

9 Bau der Einzelkomponenten für das Gesamtsystem

9.1 Kollektorkreis

Von Dagmar Jähmig, Waldemar Wagner (AEE INTEC), Matthias Knopf (Button Energy) und Manfred Peritsch (IMG)

9.1.1 Kollektoren

Für den Test des Gesamtsystems wurden 10 Parabolrinnenkollektoren von der Firma Button Energy gefertigt. Die Kollektoren unterscheiden sich in mehreren Punkten von dem für den Test des Einzelkollektors verwendeten Kollektor.

- Die Kollektoren wurden aus den in Abschnitt 5.4 beschriebenen tiefgezogenen Parabelsegmenten gefertigt.
- Der Spalt zwischen Receiver und Glashüllrohr ist mit Edelgas (Krypton) gefüllt, um die Konvektionsverluste zu reduzieren (siehe Abschnitt 5.2).
- Die Receiver wurden mit der in Abschnitt 5.3 beschriebenen selektiven Beschichtung versehen.

Die Kollektoren sind mit einer Achsneigung von 24° nach Süden ausgerichtet und werden von Ost nach West der Sonne nachgeführt. Siehe dazu Abschnitte 5.6 und 5.7.



Abb. 99: 10 Parabolrinnenkollektoren am Teststand in Gleisdorf

9.1.2 Pumpe

Für die Anforderungen im Kollektorkreis war eine Pumpe notwendig, die einerseits das Arbeitsmedium Ammoniak-Wasser toleriert, andererseits aber auch bei hohen Temperaturen und Drücken arbeiten kann. Durch die hohen Temperaturen und den Zusatz von Ammoniak muss der Druck im Rücklauf des Kollektorkreises etwa 25 bar betragen. Das Medium darf im Rücklauf (also im Innenrohr) der Kollektoren nicht verdampfen sondern erst, wenn das Dampfventil öffnet und das Medium in das Außenrohr eingespritzt wird.

Die Pumpe muss also den Druck im Rücklauf immer auf mindestens 25 bar (plus eine Hysterese von ca. 4 bar) halten. Auf der Saugseite der Pumpe dagegen herrschen niedrigere Drücke (knapp 20 bar). Der Durchfluss, der gefördert werden muss, ist dagegen sehr gering (ca. 15 l/h).

Für die Messungen am Einzelkollektor wurde eine Kolbenpumpe der Firma Button Energy eingesetzt. Die Pumpe verträgt allerdings auf der Saugseite nicht mehr als 2 bar. Da das Medium dort flüssig sein muss, bedeutet das, dass dort sehr niedrige Temperaturen herrschen müssen (unter ca. 70°C). Das ist für den Betrieb der Dampfstrahlkältemaschine aber nicht immer möglich.

Darum wurde für dieses Projekt eine Sonderanfertigung einer Kolbenmembranpumpe, die standardmäßig in der Ammoniakkältemaschine der Firma Pink (Langenwang) eingesetzt wird, gebaut. Durch die Membrantechnik kommt das ammoniakhaltige Medium nicht direkt mit den Pumpenbauteilen in Berührung. Um die hohen Temperaturen bewältigen zu können, wurde die Pumpeneinheit räumlich getrennt und die Zu- und Ableitungsrohre mit Kühlrippen versehen (siehe Abb. 100).



Abb. 100: Kolbenmembranpumpe, die im Primärkollektorkreis eingesetzt wird

9.1.3 Übrige Hydraulik

Viele Komponenten wurden von den Tests des Einzelkollektors wiederverwendet. Das betrifft das Sicherheitsventil und das Ausdehnungsgefäß. Allerdings wurde ein zweites Ausdehnungsgefäß hinzugefügt, so dass jetzt 4,8 l Ausdehnungsvolumen zur Verfügung stehen. Die Pumpe wird über einen Drucksensor auf der Druckseite der Pumpe gesteuert.

Für die Tests des Kollektorfeldes ohne Kältemaschine wurde der gleiche Wärmetauscher wie beim Einzelkollektor verwendet und sekundärseitig über einen Pufferspeicher gekühlt.

Abb. 101 zeigt ein Schema des Kollektorkreises mit den verwendeten Messstellen.

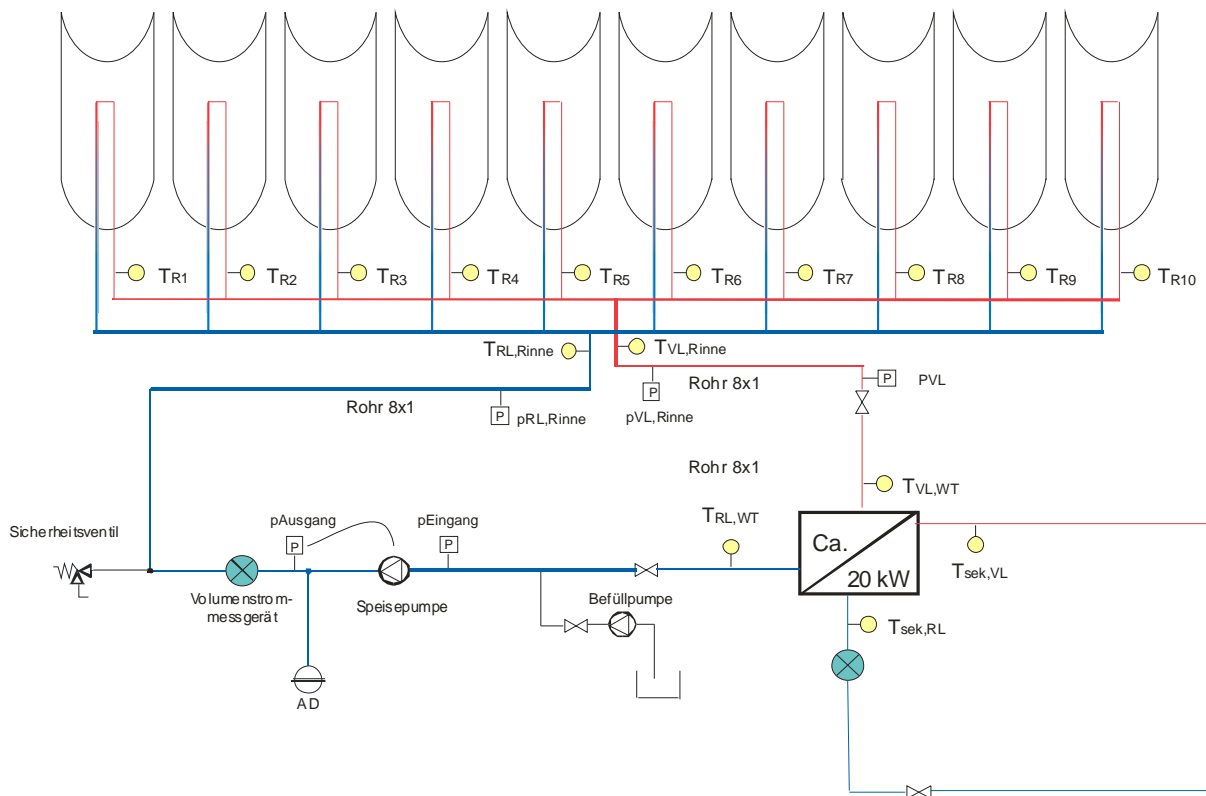


Abb. 101: Schema des Kollektorkreises mit eingezeichneten Messstellen

9.2 Dampfstrahlkältemaschine

Von Clemens Pollerberg und Christian Dötsch (Fraunhofer UMSICHT)

Die Dampfstrahlkältemaschine wurde von der Firma Reisner AG in Holzwickede in Deutschland entsprechend den Planungsvorgaben von FhI UMSICHT montiert. Darüber hinaus wurde bei der Fa. Reisner AG die Funktion der einzelnen Baugruppen der Anlage geprüft und die Gesamtanlage im Rahmen von Versuchsfahrten getestet. Abb. 102 zeigt eine dreidimensionale Darstellung der DSKM basierend auf den isometrischen Zeichnungen der Rohrleitungen und Anlagenkomponenten.

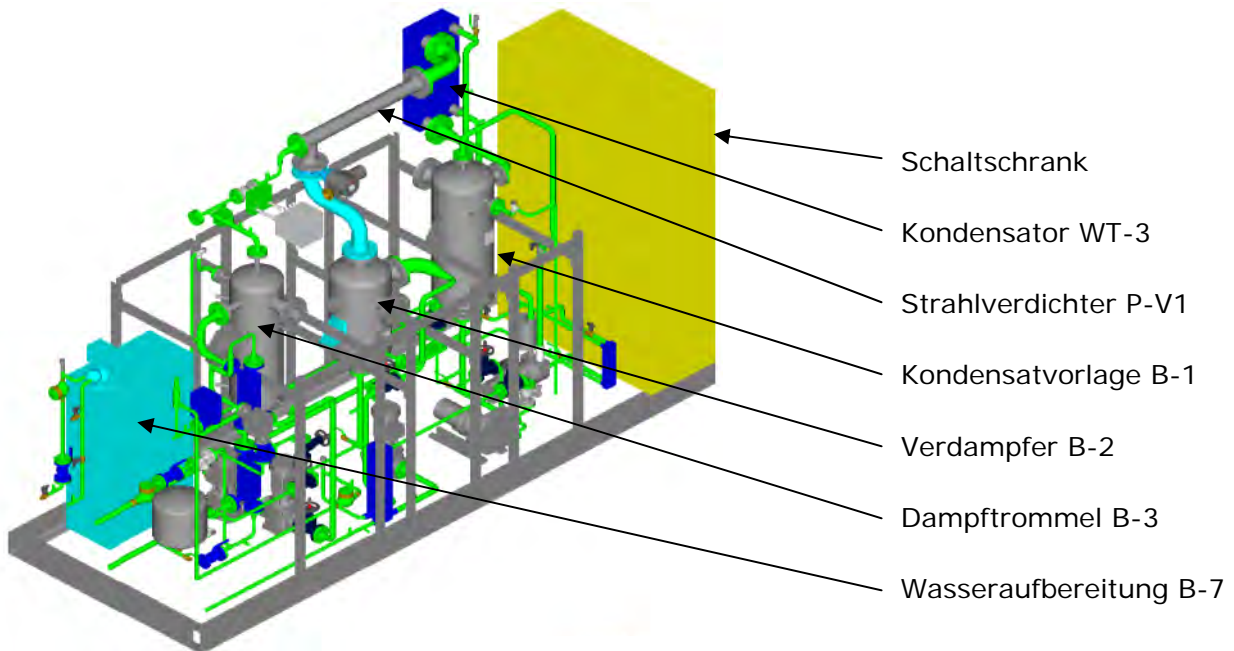


Abb. 102: Dreidimensionale Darstellung der DSKM.

Die gesamte Anlage ist auf ein mobiles Gestell montiert und somit beweglich. Die DSKM ist für die Innenaufstellung konzipiert. Die Rückkühleinheit wird allerdings im Freien betrieben und befindet sich nicht im Gestell der DSKM. Die Wasseraufbereitung B-7 hingegen befindet sich im Gestell. Die Anbindung der Rückkühleinheit an die DSKM erfolgt mit Hilfe von drei Schläuchen. Die Behälter Kondensatvorlage B-1, Verdampfer B-2 und Dampftrommel B-3 wurden von der Firma Krick GmbH in Mülheim an der Ruhr gefertigt. Die Auslegung der Behälter und das Anfertigen der Konstruktionszeichnungen, Abb. 103, Abb. 104 und Abb. 105 erfolgten durch das FhI UMSICHT.

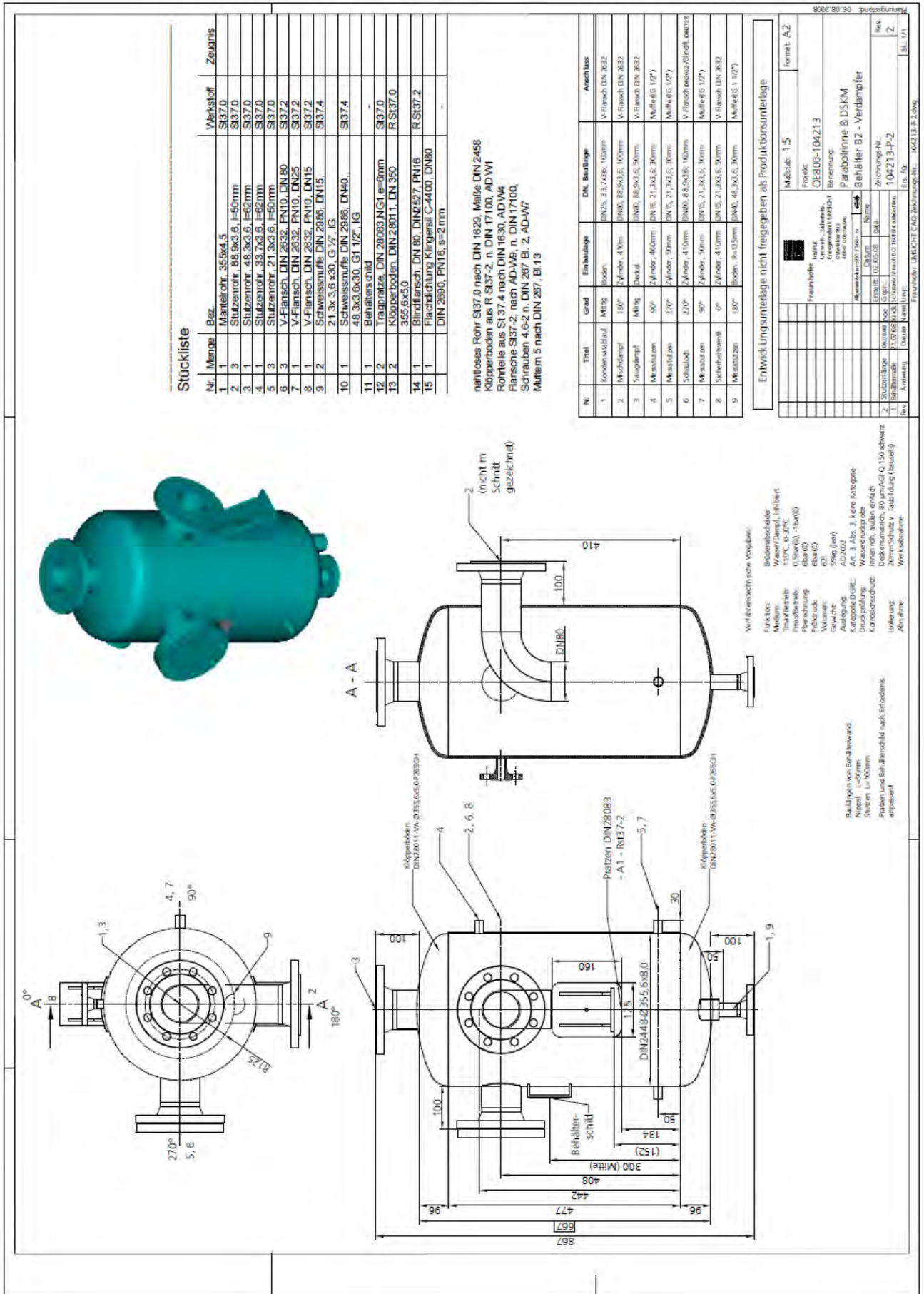


Abb. 104: Verdampfer B-2

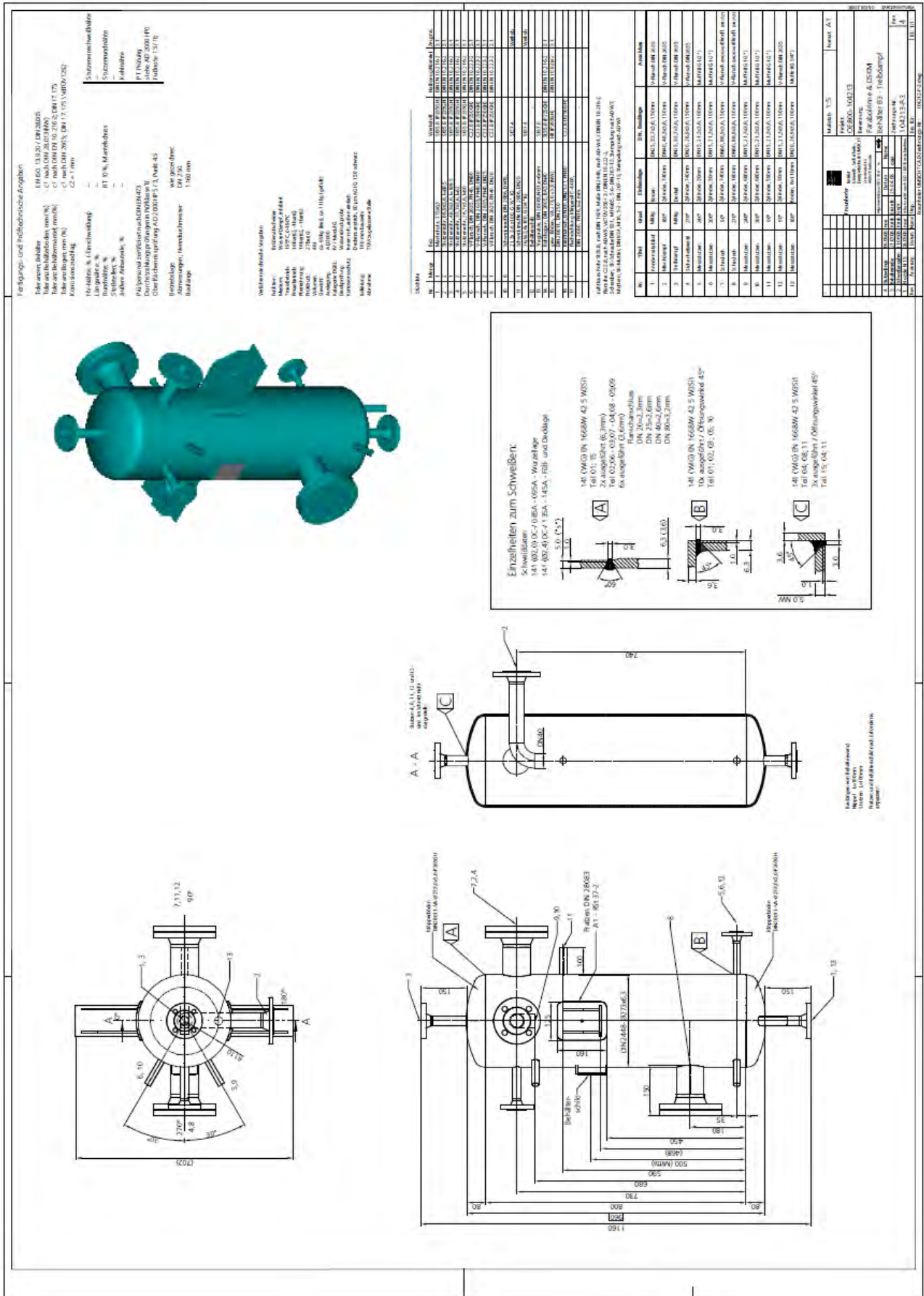


Abb. 105: Dampftrommel B-3

Abb. 106 zeigt ein Foto der DSKM am Tage der Auslieferung bei der Fa. Reisner AG. Links im Gestell befinden sich die Wärmeauskopplung die Dampftrommel und die Wasseraufbereitung. Auf der rechten Seite sind der Kondensator, die Kondensatvorlage und die Entlüftung montiert. Mittig im Gestell befinden sich der Verdampfer und der Kaltwasserkreislauf. Der Dampfstrahlverdichter selbst sitzt über dem Verdampfer und verbindet die Dampftrommel, den Verdampfer und den Kondensator hydraulisch miteinander.

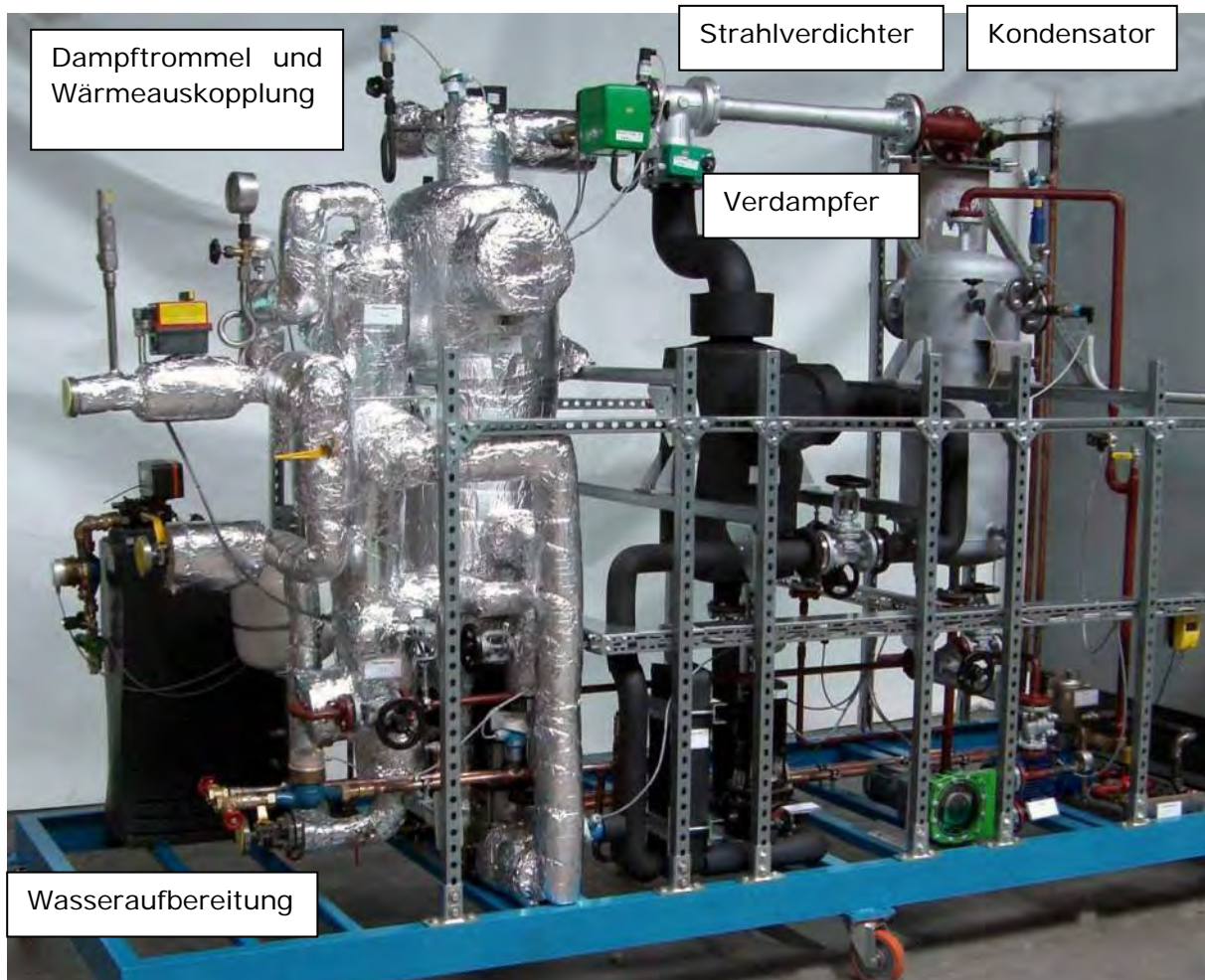


Abb. 106: DSKM am Tage der Auslieferung bei der Fa. Reisner AG
[Bildquelle: Fa. Reisner AG].

Die Heißwasserpumpe P-3, die Kühlwasserpumpe P-2, die Kaltwasserpumpe P-1, die Speisewasserpumpe P-4 und die Vakuumpumpe P-5 sind im unteren Bereich des Gestells montiert. Auf dem Foto Abb. 107 befinden sich die Speisewasserpumpe P-4 links unten und die Vakuumpumpe P-5 mittig. Rechts von der Vakuumpumpe P-5 befindet sich der Betriebsflüssigkeits-Kreislauf der Vakuumpumpe mit den beiden Sicherheitsschaltern TS+ 20-1 und FS- 20-2. Auf dem Foto Abb. 108 ist die Position der Kaltwasserpumpe P-1 zu ersehen.

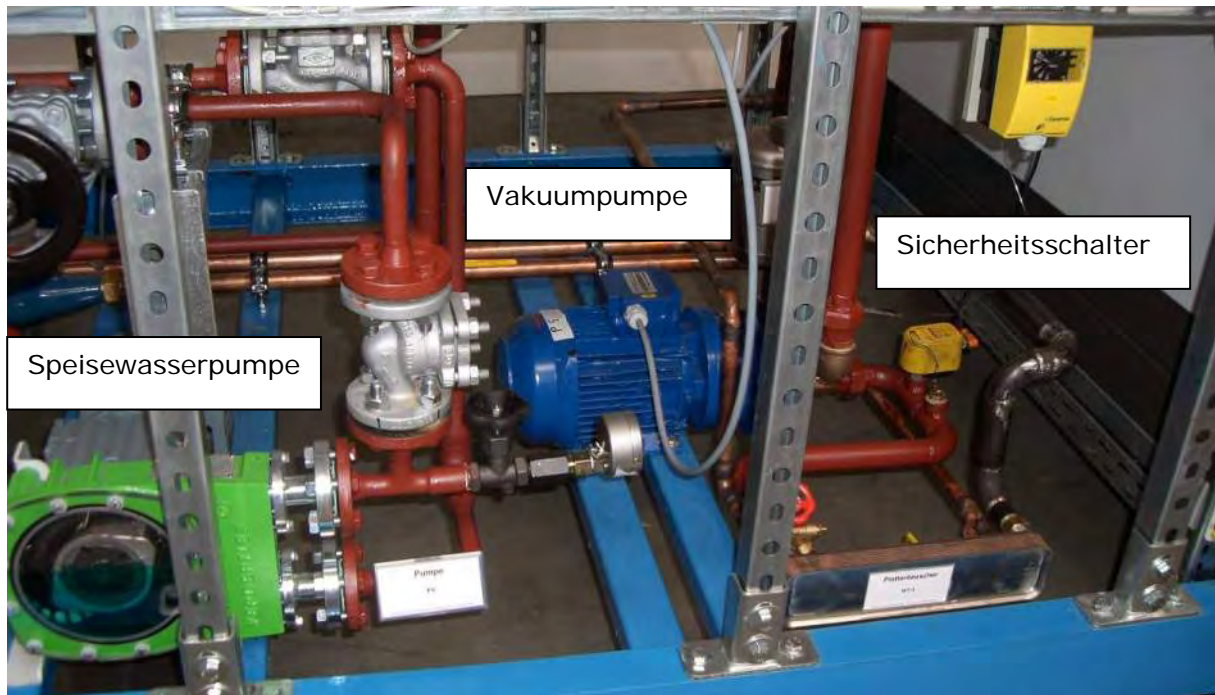


Abb. 107: Detailansicht: Speisewasserpumpe P-4 und Vakuumpumpe P-5 mit den beiden Sicherheitsschaltern TS+ 20-1 und FS- 20-2 [Bildquelle: Reisner AG].

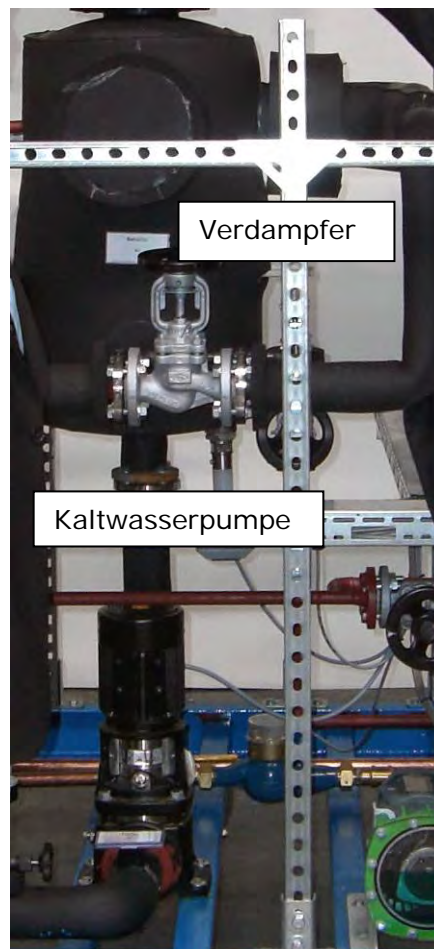


Abb. 108: Detailansicht - Verdampfer B-2 und Kaltwasserpumpe P-1 [Bildquelle: Reisner AG].

Tabelle 23: Messstellenliste der DSKM.

Nr.	Bez.	BG	Nr.	Sensor	Hersteller	Modell	Anschluss	Signal	Einheit	Messbereich	Schutzart	Standort	Versorgung	Anmerkung
1	FIR-50-2	50	2	FIR	Elster	Kontaktwassermengenzähler MRn-K, Qn 1,5 mit 1 l/imp	1" AG	Reed-Kontakt	l/h	0,012 - 15000	-	N501	-	Wassermengenzähler 1 l/imp
2	TIR-40-1	40	1	TIR	EH	Easytemp TSM 487	G1/2"	4-20 mA	°C	0 - 100	IP 65	N403	8-35 V DC	PT100, Tauchhülse
3	TIRC-40-2	40	2	TIRC	EH	Easytemp TSM 487	G1/2"	4-20 mA	°C	0 - 100	IP 65	N402	8-35 V DC	PT100, Tauchhülse
4	FIR-40-6	40	6	FIR	Elster	Kontaktwassermengenzähler MRn-K, Qn 6 mit 10 l/imp	1" AG	Reed-Kontakt	l/h	240 - 12400	-	N402	-	Wassermengenzähler 10 l/imp
5	TIR-40-7	40	7	TIR	Oppermann	KLU 100	Wand	4-20 mA	°C	-50 - 50	IP54	Dach	24V AC/DC, 1VA	Außenlufttemperatur
6	QIR-40-8	40	8	QIR	Oppermann	KLU 100	Wand	4-20 mA	%	0 - 100%	IP55	Dach	24V AC/DC, 1VA	Außenluftfeuchte, gem. mit Pos 10
7	TIR-30-1	30	1	TIR	EH	Easytemp TSM 487	G1/2"	4-20 mA	°C	0 - 100	IP 65	N301	8-35 V DC	PT100, Tauchhülse
8	FIR-30-2	30	2	FIR	Elster	Kontaktwassermengenzähler MRn-K, Qn 2,5, 10 l/imp	3/4" AG	Reed-Kontakt	l/h	120 - 5000	-	N301	-	Wassermengenzähler, 10 l/imp
9	TIR-30-4	30	4	TIR	EH	Easytemp TSM 487	G1/2"	4-20 mA	°C	0 - 100	IP 65	N302	8-35 V DC	PT100, Tauchhülse
10	TS+ 20-1	20	1	TS+	Sauter	Universalthermostat RAK82.4/3728	G1/2"	Öffner	-	TS=45 °C	IP 40	N216	250 VAC	Temperaturschalter, Einschweißmuffe ST37.0
11	FS- 20-2	20	2	FS-	Turck	FCS-G1/2A4P-AP8X-H1141	G1/2"	Öffner	-	0,05 - 3 m/sec	IP 67	N216	21 - 26 V DC	Einschweißmuffe ST37.0
12	PIR-20-3	20	3	PIR	EH	Cerabar T PMC131	G1/2"	4-20 mA	bar	0 - 1,6	IP 65	B1	11 - 35 V DC	Absolutdruckmessung
13	PIR-20-4	20	4	PIR	EH	Cerabar T PMC131	G1/2"	4-20 mA	bar	0 - 0,2	IP 65	B1	12 - 35 V DC	Absolutdruckmessung
14	TIR-20-5	20	5	TIR	EH	Easytemp TSM 487	G1/2"	4-20 mA	°C	0 - 100	IP 65	B1	8-35 V DC	PT100
15	LIR-20-7	20	7	LIR	Martens	Unicon-CL-2-04-1-2-G3/4A-750	G3/4"	4-20 mA	m	0 - 0,75	IP 65	B1	14-30 V DC	Füllstandsmessung
16	TIR-20-11	20	11	TIR	Wilka	Typ-TR70, Temperaturschalter	G1/2"	4-20 mA	°C	0 - 200	IP 65	B3	12 - 30 V DC	Temperaturschalter + Temperaturmessung
17	LIRC-20-12	20	12	LIRC	EH	Liquicap M FM 151	G3/4"	4-20 mA	m	0 - 0,75	IP66	B3	12-36 V DC	Füllstandsmessung
18	TZA+ 20-13	20	13	TZA+	Wilka	TR-70-B-0, inkl. Analogausgang	G1/2"	Öffner	-	TS=195 °C	IP65	B3	12-30 V DC	Temperaturschalter
19	TIR-20-15	20	15	TIR	EH	Easytemp TSM 487	G1/2"	4-20 mA	°C	0 - 200	IP65	N225	8-35 V DC	PT100, Einschweißmuffe (ST37.0)
20	PIR-20-16	20	16	PIR	EH	Cerabar T PMC131	G1/2"	4-20 mA	bar	-1 - 15	-	N225	33,7	Relativdruckmessung, Einschweißmuffe (ST37.0), Manometerventil, Wassersackrohr
21	PIR-20-17	20	17	PIR	EH	Cerabar T PMC131	G1/2"	4-20 mA	bar	-1 - 15	-	N225	33,7	Relativdruckmessung, Einschweißmuffe (ST37.0), Manometerventil, Wassersackrohr
22	LIRC-20-37	20	37	LIRC	Martens	Unicon-CL-2-04-1-2-G3/4A-350	G3/4"	4-20 mA	m	0 - 0,35	IP65	B2	14-30 V DC	Füllstandsmessung
23	TIR-20-22	20	22	TIR	EH	Easytemp TSM 487	G1/4"	4-20 mA	°C	0 - 100	-	N209	26,9	PT100, Einschweißmuffe (ST37.0)
24	TIRC-20-24	20	24	TIRC	Martens	Unicon-CL-2, Temperaturausgang, 20-LIC-20	G1/2"	4-20 mA	°C	0-120	IP 65	B2	14 - 30 V DC	PT100
25	TIR-20-25	20	25	TIR	Martens	Unicon-CL-2, Temperaturausgang, 20-LI-7	G1/2"	4-20 mA	°C	0-120	IP 65	B1	14 - 30 VDC	PT100
26	TZA+ 10-1	10	1	TZA+	Martens	STL50-1-1R-0-00 STB, TR296-00-2-9/6-50-160	G1/2"	Öffner	°C	TS=245 °C	IP20	N18	230 VAC, 5 VA	Sicherheitstemperaturbegrenzer, Einschweißmuffe (1.4571)
27	TIR-10-5	10	5	TIR	Martens	Sicherheits-PT100 PT100 Rohranlegel. 7122, MU500L, 3-Leiter	Schelle	4-20 mA	°C	0 - 250	-	N14	230 VAC	PT100
28	TIR-10-6	10	6	TIR	Martens	PT100 Rohranlegel. 7122, MU500L, 3-Leiter	Schelle	4-20 mA	°C	0 - 250	-	N11	230 VAC	PT100

Tabelle 24: Liste der elektrischen Antriebe der DSKM.

Nr.	Pos.	Fabrikat/ Hersteller	Art	Ph/U/n	Schutzart	P _{nenn}	Einheit	Drehzahl	Strom	Ansteuerung	Anmerkung	Stellung
1	P-1	CR1-3, Grundfos	Pumpenmotor	3x230/400V, 50 Hz	IP 55	250	W	1450	1,48	direkt, Stern	-	-
2	P-2	CR3-3, Grundfos	Pumpenmotor	3x230/400V, 50 Hz	IP 55	370	W	2900	1,74	direkt, Stern	-	-
3	P-3	CRN1-3, Grundfos	Pumpenmotor	3x230/400V, 50 Hz	IP 55	250	W	1450	1,48	direkt, Stern	-	-
4	P-4	VF10FCN, Verder	Pumpenmotor	3x240/400V, 50 Hz	IP54	120	W	120	0,30	FU, Stern	-	-
5	WT-5	VT0180, Guentner	Ventilatormotoren (2 Stk)	3x240/400, 50Hz	IP54	2x260	W	560	1,40	Phasenanschnitts- steuerung	Ventilator FH065 von Ziehl-Abegg, mit Thermostatschalter	-
6	P-5	V30, Speck Pumps	Motor Flüssig- keitsringvakuump.	3x240/400, 50Hz	IP55	750	W	2850	1,88	direkt	-	-
7	VAM-N501-47	Typ 6213, bürkert	Magnetventil	1x230V, 50 Hz	IP65	8	W	-	0,02	direkt	-	stromlos geschl.
8	VAM-N207-12	Typ 0256, bürkert	Magnetventil	1x230V, 50 Hz	IP65	10	W	-	0,03	direkt	-	stromlos geschl.
9	VAM-N206-11	Typ 0256, bürkert	Magnetventil	1x230V, 50 Hz	IP65	10	W	-	0,03	direkt	-	stromlos geschl.
10	VAM-N211-14	VFA80/DAG2+M, joventa	Absperrklappe	1x230V, 50 Hz	IP54	5,5	W	-	0,01	Auf/zu	-	-
11	VAM-N225-13	85720, buschjost	Magnetventil	1x230V, 50 Hz	IP65	29	W	-	0,07	direkt	-	stromlos geschl.
12	B-7 (Enthärtung)	Fleck-Europe, Typ 4600, Reisner	Enthärtungsani.	1x230V, 50 Hz	IP22	3	W	-	0,01	direkt	Steckergerät	-
13	STB - TZA+ 10-1	STL-50-1-1R-0-00, Martens	Steuergerät	1x230V, 50 Hz	IP20	4	VA	-	0,01	direkt	1 Ausgang, Relaiswechsler	-
14	VAM-N011-2	H-20, 20 NM, Alfred Meyer	Schwenkantrieb	1x230V, 50 Hz	IP65	21,78	VA	-	0,05	direkt	-	-
15	VRM-N225-15	RTK, Stellantrieb ST 5112-32	Stellventil	1x230V, 50 Hz	IP65	11	VA	-	0,03	3P-Schrittregler	zwei Endlagenschalter	-

Die Fa. Reisner AG übernahm die programmtechnische Umsetzung des Betriebskonzepts und die komplette Automatisierung inklusive Schaltschrankbau. Tabelle 23 listet die elektrischen Messstellen und Tabelle 24 die elektrischen Antriebe der DSKM. Die Positionen der einzelnen Messstellen und Antriebe können dem zuvor beschriebenen Automatisierungskonzept entnommen werden. Die Bedienung der Anlage erfolgt über das Bedienfeld am Schaltschrank der DSKM. Hierfür sind Hardwareschalter zur direkten Steuerung aller elektrischen Antriebe der Anlage und ein „Touchpanel“ zur Prozessvisualisierung bzw. Bedienung der Automatisierung angebracht. Abb. 109 zeigt ein Foto des Bedienfeldes am Schaltschrank der DSKM. Die Messwerte aller Messstellen und die Betriebsmodi aller Antriebe werden mit Hilfe des „Touchpanels“ visualisiert. Die Daten werden kontinuierlich aufgezeichnet. Darüber hinaus können die Regelparameter der Regelstrecken über das „Touchpanel“ gesetzt werden.



Abb. 109: Bedienfeld am Schaltschrank der DSKM [Bildquelle: Reisner AG].

10 Test des Gesamtsystems

Die Parabolrinnenkollektoren wurden bereits im Jahr 2008 am Teststand der AEE INTEC in Gleisdorf aufgebaut. Die Dampfstrahlkältemaschine sowie das Rückkühlwerk folgten dann im Frühsommer 2009. In den folgenden Abschnitten werden nach einer Fotodokumentation des Aufbaus der Anlage die Testergebnisse dargestellt und analysiert.

10.1 Aufbau des Gesamtsystems

Von Dagmar Jähnig (AEE INTEC)



Abb. 110: Unterkonstruktion für die Kollektoren vor dem Anheben auf 24° Neigungswinkel



Abb. 111: Einstellen der Receiverposition. Überall dort, wo der Reflektor schwarz erscheint, spiegelt sich das schwarze Receiverrohr. Dieses ist damit im Fokus.



Abb. 112: Einhängen der einzelnen Kollektoren



Abb. 113: Kollektormontage

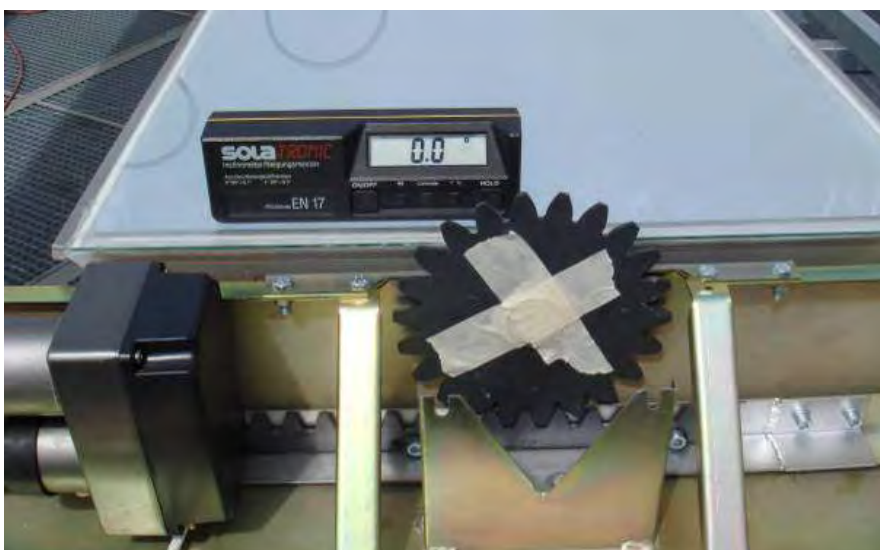


Abb. 114: Abgleich des Drehwinkels aller Kollektoren

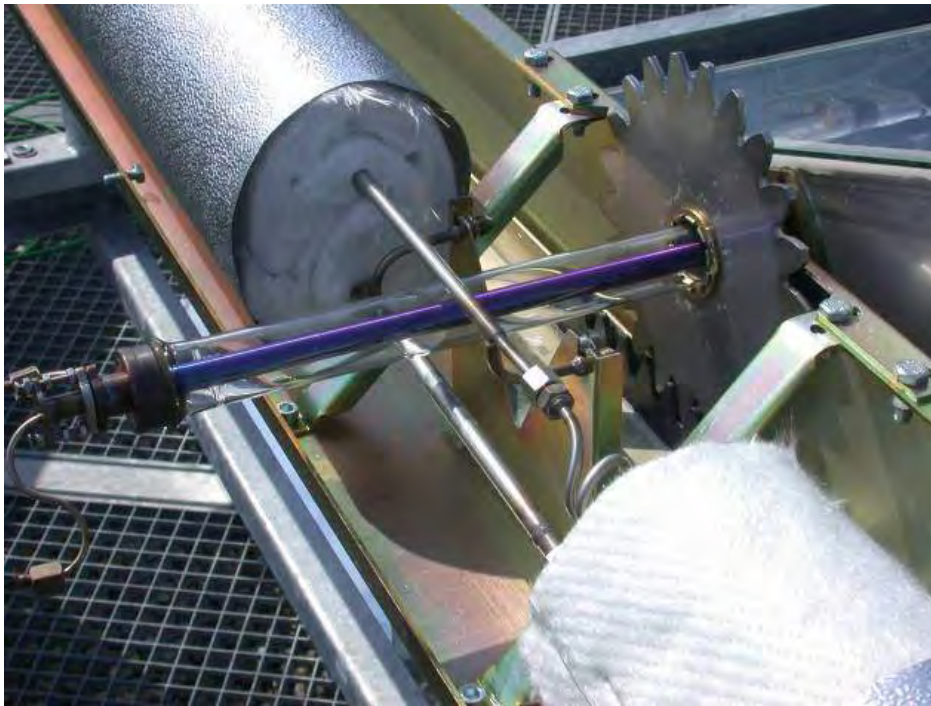


Abb. 115: Montage der Receiverrohre



Abb. 116: Anlieferung der Dampfstrahlkältemaschine



Abb. 117: Abladen der Dampfstrahlkältemaschine - auf dem Dach des Laborgebäudes sind Teile der Kollektoren zu sehen sowie die Wetterstation mit Schattenringpyranometer

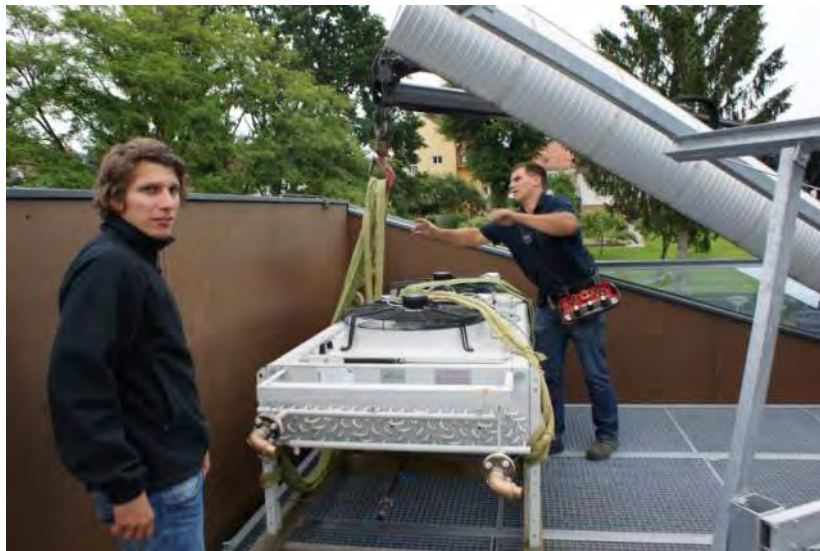


Abb. 118: Montage des Rückkühlwerks auf dem Labordach



Abb. 119: Dampfstrahlkältemaschine im Labor der AEE INTEC in Gleisdorf

10.2 Test der Kollektoranlage

Von Waldemar Wagner, Robert Hausner und Dagmar Jähmig (AEE INTEC)

10.2.1 Eingesetzte Messtechnik

Für die Tests der Kollektoranlage mit 10 Kollektoren wurden größtenteils die gleichen Messgeräte eingesetzt wie beim Test des Einzelkollektors (siehe Kapitel 6). Bei den 10 parallel geschalteten Kollektoren wurde zusätzlich am Austritt jedes Kollektors die Temperatur gemessen. Tabelle 25 zeigt die eingesetzte Messtechnik.

10.2.2 Berechnung der direkten Strahlung auf die Kollektorfläche

Die Globalstrahlung sowie die diffuse Strahlung werden horizontal gemessen. Es ist aber notwendig, daraus die direkte Strahlung, die auf die Kollektorfläche trifft, zu berechnen.

Dazu wird zunächst die Differenz aus Global- und Diffusstrahlung bestimmt

$$I_{\text{dir}} = I_{\text{g}} - I_{\text{d}} \quad \text{Formel 14}$$

Um die direkte Strahlung jetzt auf den jeweiligen Neigungswinkel des nachgeführten Kollektors umrechnen zu können, braucht man den Neigungswinkel β des Kollektors, der vom Neigungswinkel der Kollektorachse β' abweicht (Klein et al. 2003). Außerdem benötigt man den Azimutwinkel des Sonnenstrandes zu der jeweiligen Uhrzeit γ_s , den Einfallswinkel der Direktstrahlung θ' auf eine Fläche mit Azimut und Neigungswinkel wie die Kollektorachse und den Zenithwinkel θ_z zur jeweiligen Uhrzeit. Der Azimutwinkel der Kollektorachse γ' ist im gegenständlichen Fall gleich Null.

Der Azimutwinkel der nachgeführten Kollektorfläche ist dann

$$\gamma = \gamma' + \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta_z \cdot \sin(\gamma_s - \gamma')}{\sin \beta' \cdot \cos \theta'} \right) \quad \text{Formel 15}$$

Damit kann man dann den Neigungswinkel des nachgeführten Kollektors bestimmen mit

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \beta'}{\cos(\gamma - \gamma')} \right) \quad \text{Formel 16}$$

Wie sich die Azimut- und Neigungswinkel über den Tag ändern ist beispielhaft für den 16. Juli in Abb. 120 dargestellt.

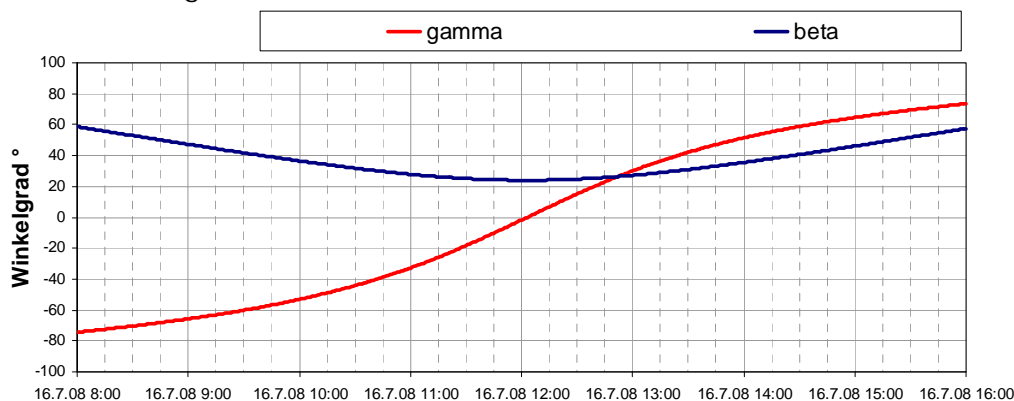


Abb. 120: Tagesverlauf des Neigungs- und des Azimutwinkels der nachgeführten Kollektorfläche

Tabelle 25: Messstellen bei den Kollektortests (10 Kollektoren)

Messgröße		Einheit	Messgerät	Max. Messfehler
Globalstrahlung horizontal	I_g	W/m ²	Pyranometer Kipp&Zonen CM11, Wellenlängenmessbereich: 305 – 2800 nm	Linerarität: ± 0,6% ±10 W/m ²
Globalstrahlung in Kollektorebene	$I_{g,T}$	W/m ²	Pyranometer Kipp&Zonen CM11, Wellenlängenmessbereich: 305 – 2800 nm	Linerarität: ± 0,6% ±10 W/m ²
Diffusstrahlung horizontal	I_d	W/m ²	Pyranometer mit Schattenring Kipp&Zonen CM11, Wellenlängenmessbereich: 305 – 2800 nm	Linerarität: ± 0,6% ±10 W/m ²
Umgebungstemperatur	T_u	°C	PT 100 1/3 DIN B (4-Leiter-Schaltung)	0,10 + 0,005 t
Vorlauftemperatur (am Kollektorfeld)	$T_{VL,Rinne}$	°C	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)	0,06 +0,005 t
Rücklauftemperatur (am Kollektorfeld)	$T_{RL,Rinne}$	°C	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)	0,06 +0,005 t
Druck im Vorlauf (am Kollektorfeld)	$p_{VL,Rinne}$	bar	GEMS Sensors, 1000BGB 2501A3UA, 0 – 25 bar	0,25% vom Messbereich
Druck im Rücklauf (am Kollektorfeld)	$p_{RL,Rinne}$	bar	GEMS Sensors, 1000BGB 2501A3UA, 0 – 25 bar	0,25% vom Messbereich
10 x Temperatur am Kollektoraustritt	T_{R1} ... T_{R10}	°C	PT 100 1/3 DIN B (4-Leiter-Schaltung)	0,10 + 0,005 t
Druck am Pumpeneingang	$p_{eingang}$	bar	GEMS Sensors, 1000BGB 2501A3UA, 0 – 25 bar	0,25% vom Messbereich
Druck am Pumpenausgang	$p_{ausgang}$	bar	GEMS Sensors, 1000BGB 2501A3UA, 0 – 25 bar	0,25% vom Messbereich
Vorlauftemperatur (am WT)	$T_{VL,WT}$	°C	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)	0,06 +0,005 t
Rücklauftemperatur (am WT)	$T_{RL,WT}$	°C	PT 100 1/5 DIN B (4-Leiter-Schaltung)	0,06 +0,005 t
Volumenstrom (primär)	\dot{V}	l/h	SIEMENS MAGFLOW MAG6000, Messaufnehmer MAG1100 Ceramic (magnetisch induktiv)	Abhängig vom Durchfluss, siehe Tabelle 19.
Temperatur sekundär Vorlauf	$T_{sek,VL}$	°C	PT 100 1/3 DIN B (3-Leiter-Schaltung)	0,10 + 0,005 t
Temperatur sekundär Rücklauf	$T_{sek,RL}$	°C	PT 100 1/3 DIN B (3-Leiter-Schaltung)	0,10 + 0,005 t

10.2.3 Testergebnisse

10.2.3.1 Inbetriebnahme mit Wasser als Wärmeträgermedium

Die Kollektoranlage wurde zunächst einmal ohne Dampfstrahlkältemaschine in Betrieb genommen. Ziel der Tests war zunächst die Dichtheit des Kollektorkreises zu prüfen und die Dampfventile an den Kollektoren so einzustellen, dass alle Kollektoren die geplante Vorlauftemperatur liefern.

Außerdem wurde im Laufe der Tests die Nachführung mit dem neuen Nachführungssensor (siehe Kapitel 5.7) getestet und optimiert.

Die folgende Abbildung zeigt einen Testlauf, bei dem die Pumpe um kurz vor 10 Uhr gestartet wurde. Man sieht, dass der Volumenstrom auf etwa 4 l/h ansteigt. Das ist der Leckvolumenstrom, der durch die Dampfventile auch in geschlossenem Zustand durchgeht, wenn der Druck im Rücklauf durch die Pumpe entsprechend hoch gehalten wird.

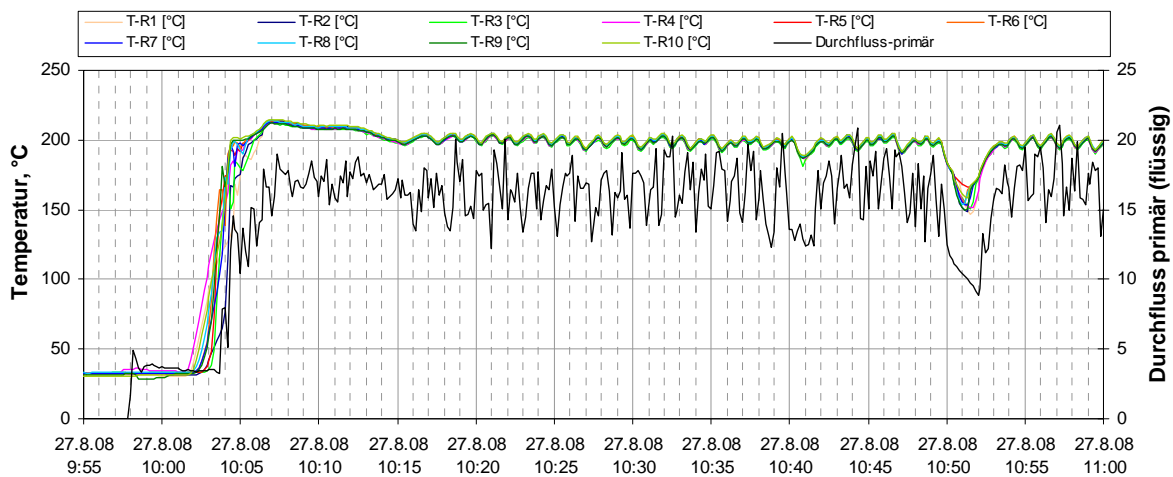


Abb. 121: Vorlauftemperaturen und Durchfluss im primären Kollektorkreis

Um kurz nach 10 Uhr wurden die Kollektoren in den Fokus gedreht. Die Vorlauftemperaturen aller 10 Kollektoren steigen sehr schnell auf etwa 200°C an. Innerhalb von etwa 2 min ist die Vorlauftemperatur am Kollektorausstritt erreicht. Die Temperatur wird dann bis auf wenige Grad konstant gehalten. Der Durchfluss dagegen schwankt zwischen etwa 14 und 18 l/h. Der Grund hierfür ist, dass die Dampfventile in den einzelnen Kollektoren jeweils zu unterschiedlichen Zeiten geöffnet werden, in Abhängigkeit von der Temperatur im jeweiligen Kollektor.

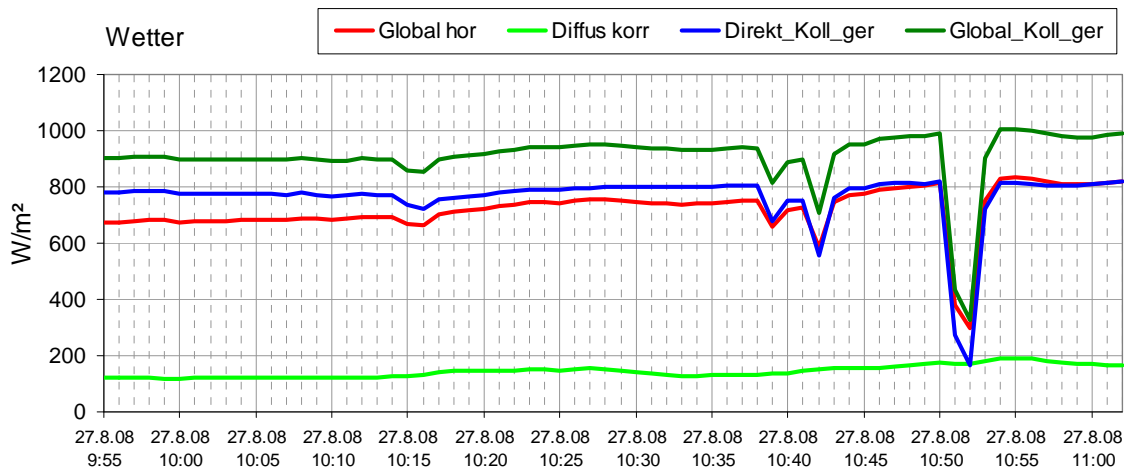


Abb. 122: Strahlung auf die Horizontale und auf die Kollektorebene

Abb. 122 zeigt für den gleichen Testlauf die gemessene Strahlung in der Horizontalen sowie die berechnete Global- und Direktstrahlung in Kollektorebene. Zu der hier gezeigten Uhrzeit liegt die Strahlung auf die nachgeführte Fläche deutlich höher als auf die Horizontale. Das Diagramm zeigt außerdem zwei Strahlungseinbrüche. Erst ein sehr geringer, ausgelöst durch eine winzige Wolke oder möglicherweise auch einen Kondensstreifen eines Flugzeugs und dann einen etwas größeren von etwa drei Minuten.

Wie Abb. 121 zeigt, war der erste Strahlungseinbruch an den Vorlauftemperaturen gar nicht zu erkennen, wohl aber am etwas verminderten Durchfluss in dieser Phase. Beim zweiten Strahlungseinbruch dagegen sinkt die Vorlauftemperatur um etwa 50 K ab und auch der Durchfluss sinkt deutlich. Sobald direkte Strahlung wieder vorhanden ist, ist das System aber innerhalb von 2 Minuten wieder auf Temperatur.

Das Ergebnis der Inbetriebnahme der Kollektoren war insgesamt zufriedenstellend. Die Ansprechzeit der Kollektoren ist sehr kurz. In etwa 2 Minuten ist die Solltemperatur am Kollektorausgang erreicht. Die Temperaturkonstanz ist sehr gut. Die Nachführungseinrichtung hat nach einer Optimierungsphase gut funktioniert.

10.2.3.2 Tests mit Ammoniakwasserlösung

Wegen Zeitverzögerungen beim Bau der Dampfstrahlkältemaschine konnte das Gesamtsystem nicht mehr im Sommer 2008 in Betrieb genommen werden. Daher wurde das Parabolrinnenfeld zum Frostschutz im Winter mit Ammoniaklösung gefüllt und die Anlage außer Betrieb genommen.

Im Juni 2009 wurde die Anlage dann wieder in Betrieb genommen. In Abb. 123 sind die Temperaturverläufe der Solarkollektoren und der Volumenstrom zum Solarkollektorfeld der Versuchsfahrt vom 19.06.09 dargestellt. Die Pumpe wurde um 7:30 Uhr in Betrieb genommen und die Parabolrinnenkollektoren zur Sonne ausgerichtet. Binnen 6 Minuten stiegen die Temperaturen aller 10 Kollektoren auf mindestens 180-190°C. Die Temperatur der Kollektorvorläufe blieb während der gesamten Versuchsfahrt annähernd konstant. Bei 5 der 10 Kollektoren ist die Temperatur nahezu identisch, die anderen 5 Kollektoren liegen etwas darüber (bis max. 240°C). Der Volumenstrom wird auf der flüssigen Seite des Kollektorprimärkreislaufs gemessen und betrug zu Beginn der Versuchsfahrt ca. 7 l/h und gegen Ende knapp 15 l/h. Die Direktstrahlung auf die Kollektoren stieg im gleichen Zeitraum von etwa 15 kW auf 17 kW. Hier zeigt sich der Selbstregelungseffekt der temperaturgesteuerten Ventile in den Kollektoren, die bewirken, dass die Vorlauftemperatur

des Systems konstant bleibt und sich bei sich ändernder Strahlungsleistung nur der Durchfluss ändert.

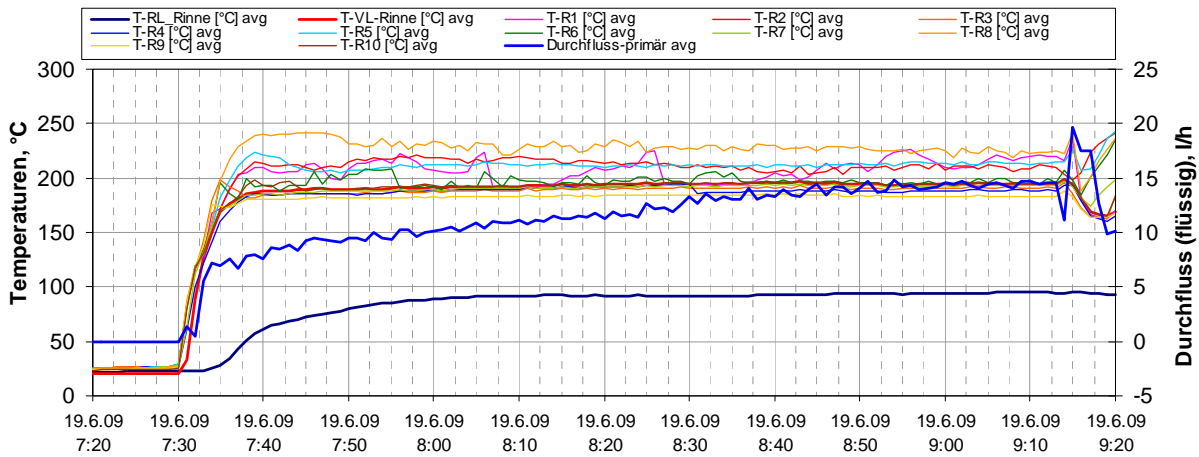


Abb. 123: Vorlauftemperaturen der 10 Parabolrinnenkollektoren sowie Vor- und Rücklauftemperatur des gesamten Feldes und Durchfluss im Primärkreisrücklauf (flüssig)

Aus den Messdaten kann außerdem der Kollektorertrag berechnet werden. Dazu muss bekannt sein, ob die Ammoniaklösung vollständig oder nur teilweise verdampft ist. Da im Kollektorvorlauf sowohl die Temperatur als auch der Druck gemessen wurde, ist der Zustand des Ammoniakdampfes damit bekannt. Abb. 124 zeigt den Druck und die Temperatur im Kollektorvorlauf. Die beiden gelben Kurven (Siedelinie und Kondensationslinie) begrenzen den Bereich innerhalb dessen bei dem gemessenen Vorlaufdruck die Ammoniaklösung (14 Gew.-%) verdampft. Die rote Kurve der Kollektorvorlauftemperatur liegt während des gesamten Testlaufs oberhalb dieses Bereichs. Das bedeutet, dass die Ammoniaklösung vollständig verdampft und leicht überhitzt ist.

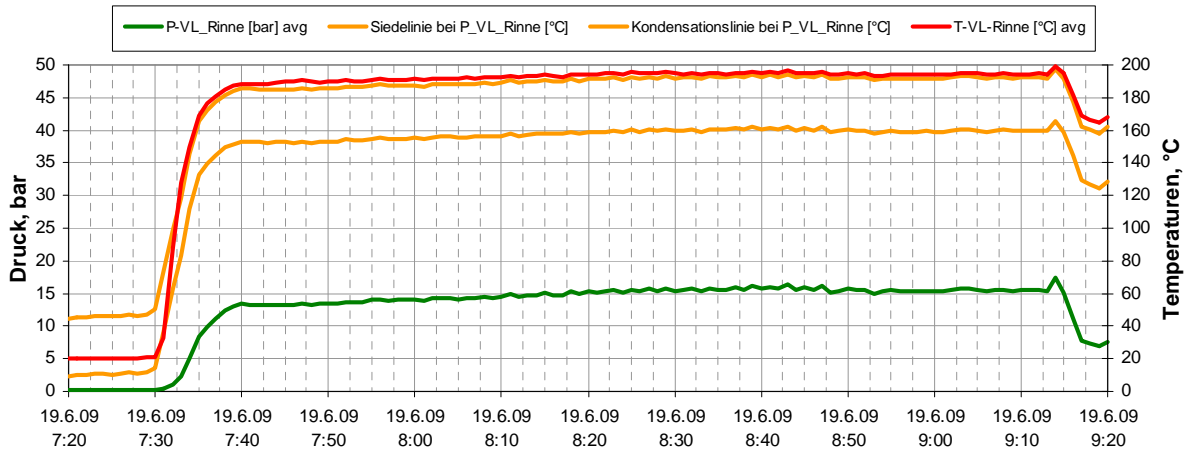


Abb. 124: Zustandswerte der Verdampfung der Ammoniaklösung

Mit dieser Information kann man den Kollektorertrag berechnen, indem man die sensible Erwärmung des flüssigen Mediums bis zur Siedelinie, die Verdampfungsenthalpie der Ammoniaklösung und die sensible Erwärmung des Dampfes von der Kondensationslinie bis zur gemessenen Vorlauftemperatur addiert (siehe Formel 7).

Die drei Anteile des Kollektorertrags sind noch einmal in Abb. 125 dargestellt. Die unterste Kurve ist die sensible Erwärmung des Dampfes. Da das Medium nur sehr gering überhitzt ist, ist dieser Anteil nahe Null. Die zweitunterste Kurve (grün) stellt die sensible Erwärmung des flüssigen Mediums dar. Obwohl hier das Medium immerhin von rund 90°C

auf 160°C, erwärmt wird, ist dieser Anteil doch um eine Größenordnung kleiner als jener der Verdampfung.

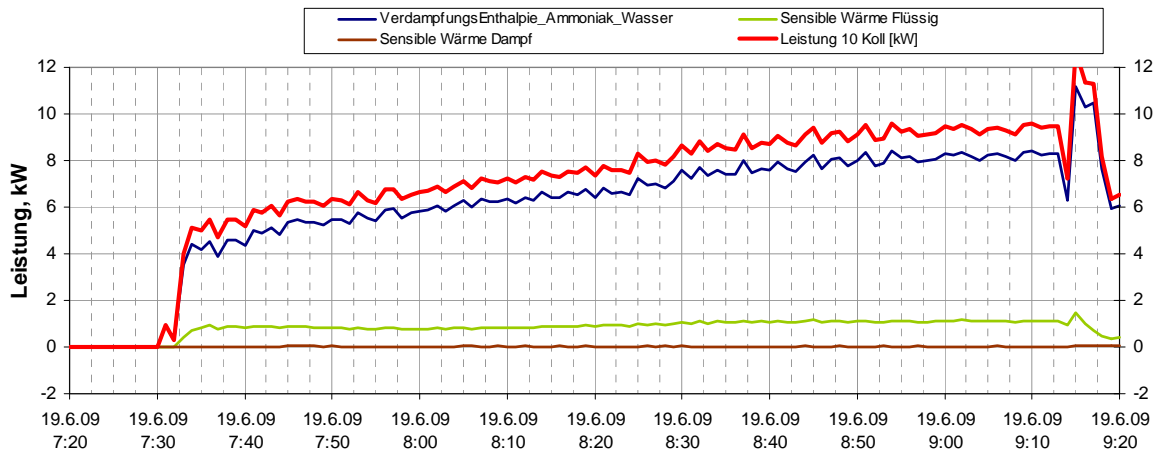


Abb. 125: Kollektorertrag, Anteile sensibel / Verdampfung

Der Wirkungsgrad kann durch Dividieren der so ermittelten Leistung des Kollektorfeldes durch die Direktstrahlung auf die Kollektoren bestimmt werden. Der Wirkungsgrad lag bei diesem Versuch zwischen 40 und 55%, gemessen am Austritt der Kollektoren.

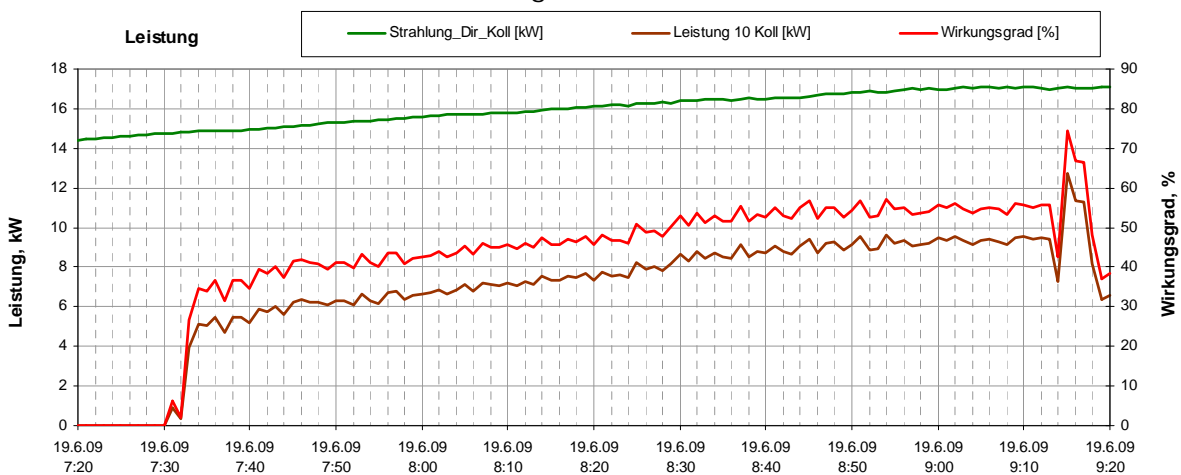


Abb. 126: Auf das Kollektorfeld fallende Direktstrahlung und Kollektorertrag („Leistung 10 Koll“) in kW und Kollektorstufenwirkungsgrad in %

10.2.4 Aufgetretene Probleme

Kollektortemperaturen

Wie in Abb. 123 zu erkennen ist, streuten die Kollektortemperaturen bei den Messungen im Jahr 2009 wesentlich stärker als im Jahr 2008 (siehe Abb. 121). Sowohl lagen die Temperaturen der einzelnen 10 Kollektoren nicht mehr so dicht beieinander als auch schwankten die Temperaturen stärker über die Zeit.

Zwischen den beiden Messungen lag bedingt durch die starken zeitlichen Verzögerungen im Projekt (Fertigstellung der DSKM) ein Winter. Aus Frostsicherheitsgründen war die Anlage mit Ammoniaklösung befüllt worden und es gab auch keine offensichtlichen Frostschäden. Die erste Vermutung war, dass das verwendete destillierte Wasser nicht rein genug war. Um diesen Verdacht zu bestätigen, wurde einer der Receiver nach Abschluss der Versuche aufgeschnitten. Dabei zeigte sich keinerlei Verschmutzung und nur gering-

füfige Korrosion (siehe Abb. 127). Damit lässt sich aber nicht das veränderte Betriebsverhalten erklären.



Abb. 127: Demontierter Receiver mit Korrosionsflecken (Außenansicht des inneren Rohres)

Eine andere Möglichkeit wäre, dass es durch die Druckverhältnisse im System Probleme bei der Verdampfung mit Ammoniaklösung gegeben hat. Beim Test mit nur einem Kollektor war das allerdings kein Problem. Möglicherweise ergeben sich durch 10 in Reihe geschaltete Kollektoren ungünstige Druck- und Verdampfungszustände in einzelnen Kollektoren. Hier besteht sicherlich noch weiterer Forschungsbedarf.

Koaxialrohranschluss mit Ventileinstellung

Am unteren Kollektorende sind sowohl der Vor- als auch der Rücklauf am Koaxialrohr angeschlossen. Abb. 128 zeigt Detailaufnahmen von diesem Anschluss. Dabei kann über zwei Schrauben/Muttern die Einstellung des Dampfventils verändert werden. Gleichzeitig wird hier aber auch das System nach außen über einen O-Ring abgedichtet. Dieses System erwies sich als problematisch, da an den Dichtungen häufig Undichtigkeiten auftraten. Außerdem war das Einstellen des Dampfventils durch die Doppelfunktion der Schrauben und Muttern schwierig zu bewerkstelligen. Bei einer künftigen Weiterentwicklung des Kollektors sollte hier eine neue Lösung gefunden werden. Allerdings sollte auch erwähnt werden, dass eine Einstellung des Dampfventils in einer realen Anwendung nicht nötig sein wird.

Wichtig für einen Dauerbetrieb einer solchen Anlage ist allerdings, dass der Kollektorkreis hundertprozentig dicht ist. Die Versuchsanlage wies offenbar winzige Undichtigkeiten auf, die immer wieder zum Druckabfall im System führten. Diese Leckagen waren zwar so klein, dass nur sehr geringe Mengen von Medium austraten (auch über den Geruch der Ammoniaklösung nicht detektierbar), reichten aber aus, um den Systemdruck immer wieder abfallen zu lassen, was dann zu Problemen beim Anfahren der Pumpe führte. Ein Großteil der Verbindungen im Kollektorkreis war bei dieser Testanlage bereits geschweißt, dies sollte für eine reale Anwendung standardmäßig erfolgen.



Abb. 128: Koaxialrohranschluss mit Ventileinstellung an einem Kollektor

Stabilität der Receiverbeschichtung

Im Laufe der Tests hat sich die Beschichtung der Receiver an vielen Stellen deutlich von dunkelblau ins Gräuliche oder Gelbliche verfärbt. Der gemessene Wirkungsgrad liegt allerdings trotzdem in einem guten Bereich. Trotzdem besteht hier sicherlich noch weiterer Entwicklungsbedarf hinsichtlich der Temperaturstabilität sowie der Langzeitstabilität der Receiverbeschichtung.

10.3 Test der Dampfstrahlkältemaschine

Von Clemens Pollerberg und Christian Dötsch (Fraunhofer UMSICHT)

10.3.1 Versuchsfahrten der Dampfstrahlkältemaschine

Die DSKM wurde am 12.06.2009 vor Ort an das Kollektorfeld und das Kaltwassernetz des Laborgebäudes der AEE INTEC in Gleisdorf angebunden. Die Rückkühleinheit wurde auf dem Dach des Gebäudes aufgestellt und mit Schläuchen an die DSKM angeschlossen. Abb. 129 und Abb. 130 zeigen Fotos der Installation der DSKM vor Ort.



Abb. 129: DSKM im Technikum der AEE INTEC in Gleisdorf, Österreich.

Links auf dem Foto befindet sich der Schaltschrank der DSKM. Auf der rechten Seite des Fotos sind die Schlauchanbindungen zur Rückkühleinheit und zum Kaltwassernetz zu erkennen.



Abb. 130: Rückkühleinheit auf dem Dach des Laborgebäudes der AEE INTEC in Gleisdorf, Österreich.

Im Rahmen von zwölf Versuchsfahrten, davon acht Versuchsfahrten in Österreich, wurde die Funktionstüchtigkeit der DSKM geprüft und das Betriebsverhalten untersucht. Nachfolgend werden exemplarisch die Messdaten der Versuchsfahrt vom 16.06.2009 ausgewertet und das Betriebsverhalten der DSKM analysiert. Im Diagramm in Abb. 131 sind die Temperaturverläufe der DSKM während der Versuchsfahrt aufgetragen.

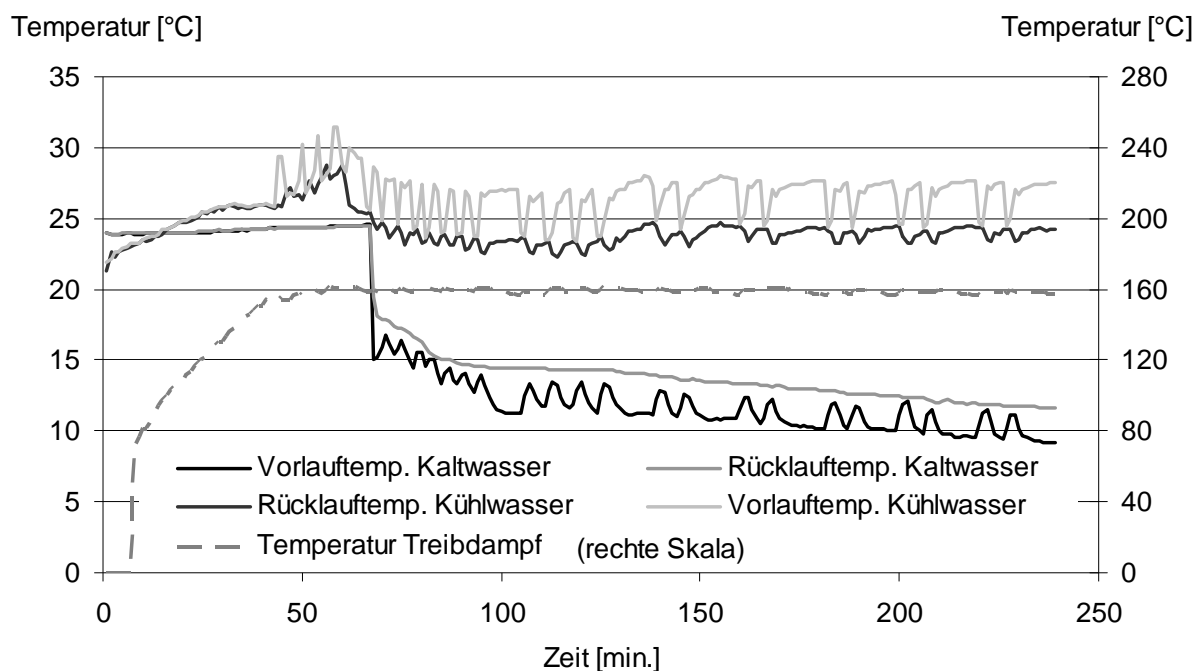


Abb. 131: Versuchsfahrt vom 16.06.2009, Temperaturverläufe: Treibdampf, Kaltwasser (nutzbare Kälte) und Kühlwasser (Rückkühlung).

Die Versuchsfahrt startete morgens um 10:00 Uhr und dauerte ca. 240 Minuten. Zunächst wurde die Dampftrommel aufgeheizt, bis der Dampfdruck der Dampftrommel 6 bar betrug. Dies entspricht einer Dampftemperatur von 159 °C. Die DSKM startete den Betrieb in der 43. Minute. Die Umwälzpumpe im Kaltwassernetz wurde 25 Minuten später in Betrieb genommen. Während der Versuchsfahrt sank die Kaltwasservorlauftemperatur des Kaltwassernetzes bis unter 10 °C. Die Kühlwasserrücklauftemperatur schwankte zwischen 23 und 25 °C.

In der Abb. 132 sind die Kälteleistung der Kältemaschine sowie die Kälteleistung Kaltwassernetz, dabei handelt es sich um die ins Kaltwassernetz eingespeiste Kälteleistung, aufgetragen. Darüber hinaus sind der zeitliche Verlauf der Verdampfertemperatur und der Kühlwassertemperatur aufgetragen.

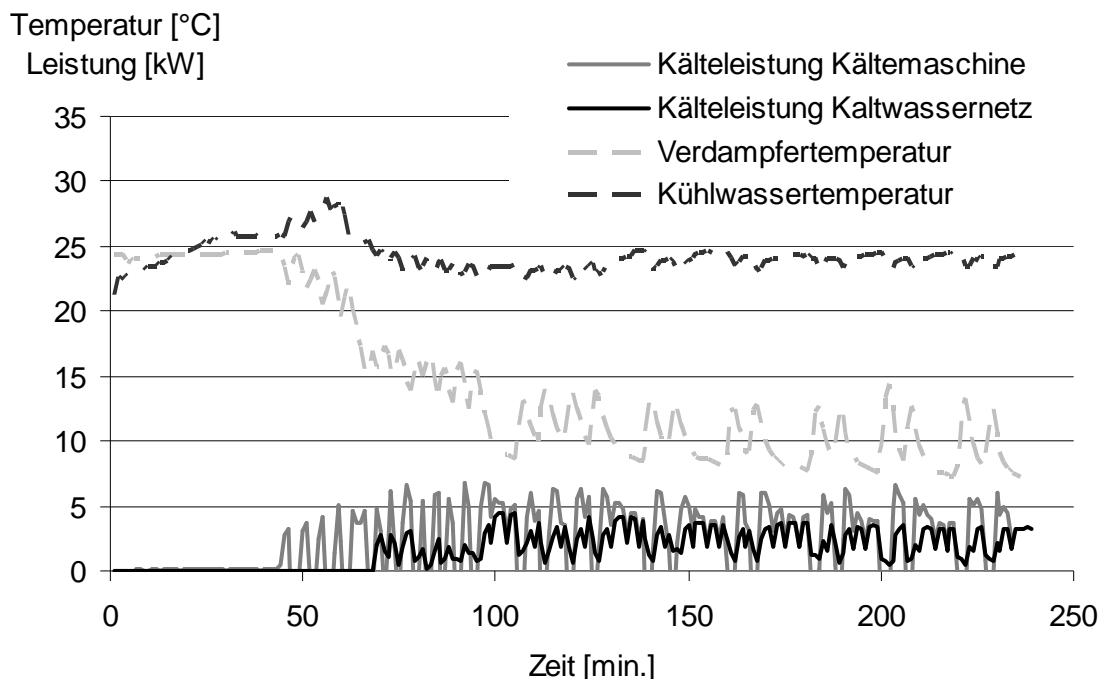


Abb. 132: Versuchsfahrt vom 16.06.2009, Kälteleistung der DSKM und Temperaturverläufe Kaltwasser sowie Kühlwasser.

Die Kälteleistung der DSKM erreichte Spitzenwerte über 5 kW_{th}, während die Kälteleistung zum Kaltwassernetz zwischen 2 und 4 kW_{th} variierte. Der Grund für die stark schwankenden Leistungsverläufe war ein nicht konstanter Betrieb der DSKM während der Versuchsfahrt. Die Verdampfertemperatur der DSKM sank im Verlauf dieser Versuchsfahrt bis auf 7 °C.

In dem Diagramm in Abb. 133 sind die Temperaturverläufe Kühlwasser Vor- und Rücklauf, die Außenlufttemperatur und die Feuchtkugeltemperatur aufgetragen. Darüber hinaus werden die zeitlichen Verläufe der Rückkühlleistung und der Volumenstrom der Besprühung dargestellt.

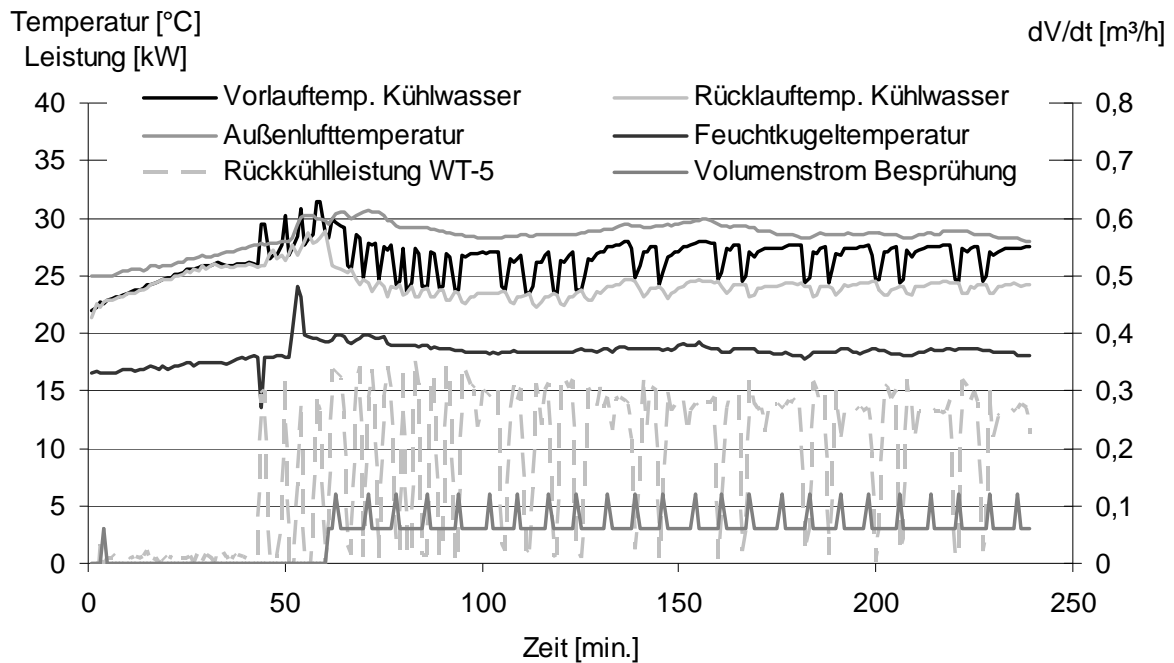


Abb. 133: Versuchsfahrt vom 16.06.2009, Betriebsparameter Rückkühleinheit: Vor- und Rücklauftemperatur Kühlwasser, Außenlufttemperatur, Feuchtkugeltemperatur, Volumenstrom Besprühung und Rückkühlleistung.

Die Außenlufttemperatur erreichte während der Versuchsfahrt Spitzenwerte von 30 °C. Die Kühlwasservorlauftemperatur betrug ca. 27 °C und die Kühlwasserrücklauf-temperatur schwankte zwischen 23 und 25 °C. Zum Start der DSKM war die Besprühung der Rückkühleinheit nicht in Betrieb. Zu diesem Zeitpunkt waren die Kühlwassertemperaturen deutlich höher und die Vorlauftemperatur erreichte dabei einen Spitzenwert von über 30 °C. Nach Zuschalten der Besprühung lagen die Kühlwassertemperaturen deutlich unterhalb der Außenlufttemperatur. Die Feuchtkugeltemperatur lag während des Versuchs um 18 °C. Der positive und negative Ausschlag der Feuchtkugeltemperatur um die 50. Minute sind sehr wahrscheinlich Messfehler. Die Rückkühlleistung erreichte zu Beginn der Versuchsfahrt Spitzenwerte von 17 kW_{th}, sank aber im weiteren Verlauf der Versuchsfahrt auf 15 kW ab. Auch der zeitliche Verlauf der Rückkühlleistung war aufgrund des taktenden Betriebsverhaltens immer wieder unterbrochen. Abb. 134 zeigt ein Foto, das während der Besprühung der Rückkühleinheit aufgenommen wurde.

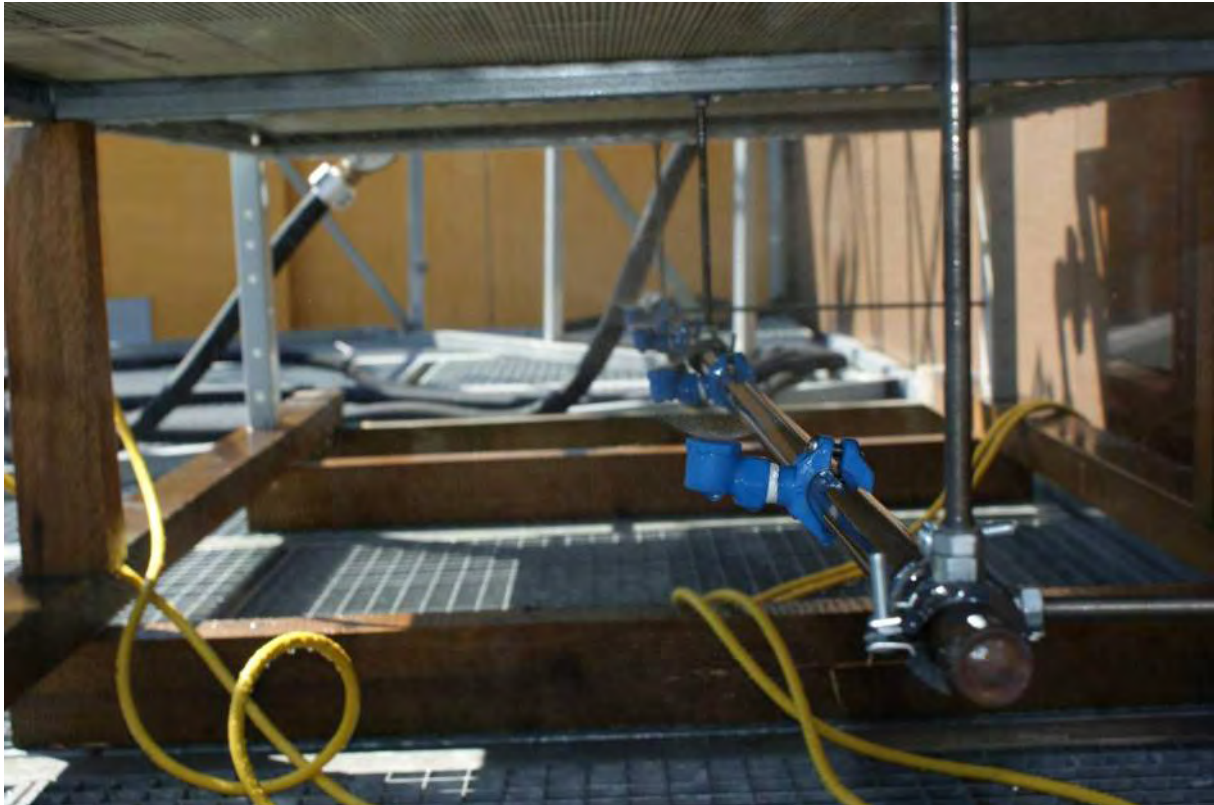


Abb. 134: Besprühung während des Betriebs der Rückkühleinheit.

Um den Wasserverbrauch zu minimieren, wurde der Sprühwasserdruck nur so hoch eingestellt, dass die Sprühdüsen gerade einen ordentlichen Sprühkegel ausbilden. Der daraus resultierende Sprühwasserverbrauch liegt dabei unter der vom Hersteller empfohlenen Menge von 120 l/h. Dennoch führt dieser Sprühkegel nicht nur zur adiabaten Befuchtung der Zuluft, sondern auch zur Benetzung der Wärmeübertragerlamellen, des Gestells und der angrenzenden Bauteile.

10.3.2 Analyse des Betriebsverhaltens

Anhand der Messdaten der Versuchsfahrt vom 16.06.2009 wird das Betriebsverhalten der DSKM analysiert. In dem Diagramm Abb. 135 ist der zeitliche Verlauf des Wärmeverhältnisses aufgetragen.

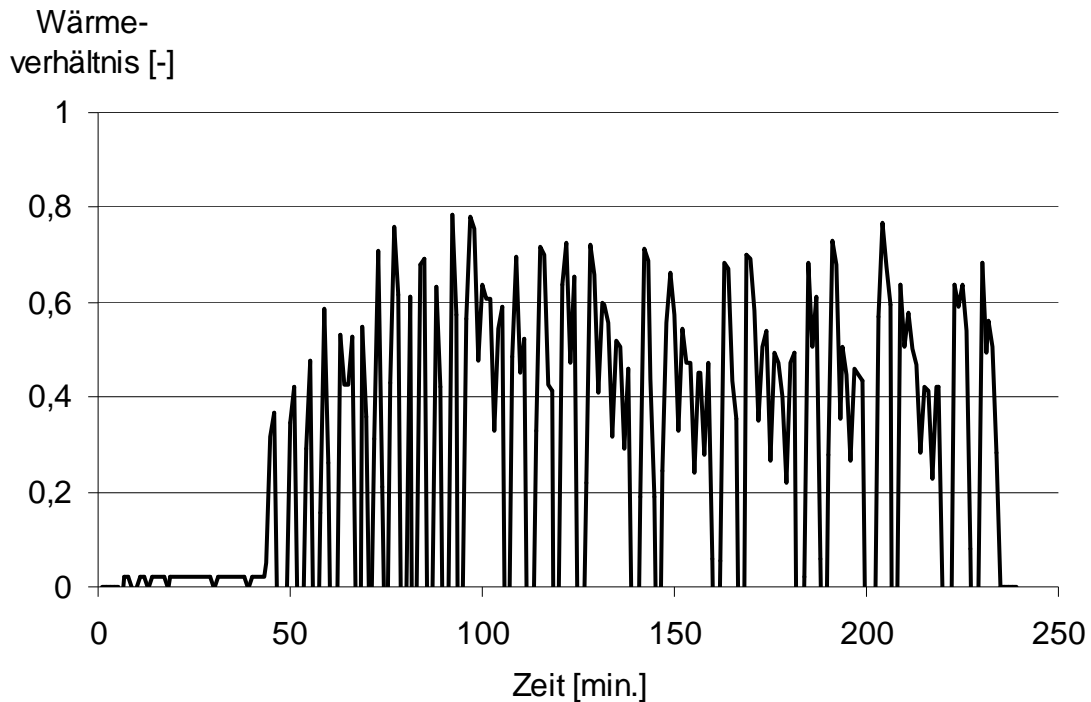


Abb. 135: Versuchsfahrt vom 16.06.2009, Wärmeverhältnis der DSKM.

Das Wärmeverhältnis der DSKM schwankt während des Versuchs zwischen 0,3 und 0,7. Auch hier macht sich der nicht konstante Betrieb der DSKM deutlich bemerkbar. Die Ursache für den taktenden Betrieb der DSKM wird in Abb. 136 deutlich. In dem Diagramm sind der Dampftrommel-, der Treibdampf- und der Druck in der Kondensatvorlage während der Versuchsfahrt dargestellt.

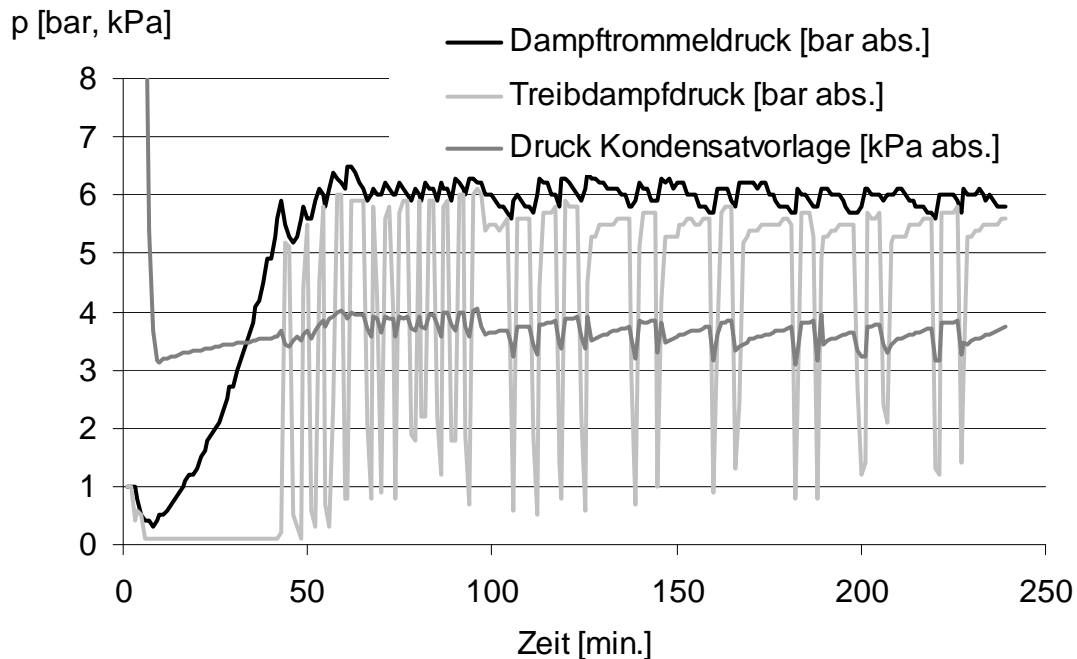


Abb. 136: Versuchsfahrt vom 16.06.2009, Druckverläufe: Dampftrommel, Treibdampf und Kondensatvorlage.

Der Druck in der Kondensatvorlage bestimmt die Höhe des Treibdampfdrucks, welcher zum Betrieb des Strahlverdichters notwendig ist. Um einen sicheren Betrieb des Dampfstrahlverdichters zu gewährleisten, wurde mit einem erhöhten Treibdampfdruck gefahren. Zu Beginn der Versuchsfahrt betrug der Druck in der Kondensatvorlage ca. 40 mbar. Die Wärmeleistung und infolgedessen der Druck in der Dampftrommel ist nicht ausreichend hoch genug, um einen entsprechend hohen Treibdampfdruck über einen längeren Zeitraum bereitzustellen. Sobald der Treibdampfdruck den Druck in der Dampftrommel erreicht, wird die DSKM abgeschaltet. Dies erzeugt ein taktendes Betriebsverhalten der DSKM. Im weiteren Verlauf der Versuchsfahrt sinken dann der Druck in der Kondensatvorlage unter 40 mbar und dementsprechend auch der notwendige Treibdampfdruck, so dass die DSKM weniger häufig taktet.

10.4 Bewertung des Gesamtsystems

Von Dagmar Jähniq (AEE INTEC) und Clemens Pollerberg (Fraunhofer UMSICHT)

Das Betriebsverhalten der Kollektoren ist sicherlich geeignet, um eine Dampfstrahlkältemaschine anzutreiben. Im Projekt erwies es sich durch mangelnde Langzeitstabilität der Kollektoren als schwierig, die im Anlagenkonzept vorgesehenen 200-210 °C Kollektorvorkauftemperatur zu erreichen.

Obwohl solche Temperaturen mit verbesserten Kollektoren sicher erreichbar sind, sollte man sich für ein mögliches weiterführendes Forschungsprojekt oder bereits eine erste Demonstrationsanlage überlegen, den Treibdampfdruck für die Dampfstrahlkältemaschine auf 5-6 bar abzusenken. Dadurch reduziert sich zwar das Wärmeverhältnis der DSKM geringfügig, es erleichtert aber die Konstruktion des gesamten Systems, indem die Temperatur- und Druckanforderungen vor allem in Kollektorkreis deutlich reduziert werden.

Der erreichte Wirkungsgrad der Kollektoren ist mit 50 bis 55% ebenfalls zufrieden stellend. Er könnte aber durch eine Weiterentwicklung des Kollektors noch verbessert werden z.B.:

- Verbesserte selektive Beschichtung
- Evakuierung des Glashüllrohres

Im Rahmen des Projekts wurde eine funktionstüchtige, vollautomatisierte DSKM realisiert. Die Kälteleistung der DSKM schwankt zwischen 2 und 4 kW_{th}, wobei Spitzenwerte von über 5 kW_{th} am Verdampfer ermittelt wurden. Das Wärmeverhältnis schwankt entsprechend der Betriebssituation zwischen 0,3 und 0,7.

Das Automatisierungskonzept der DSKM funktionierte einwandfrei. Die Treibdampfregelung erwies sich auch bei einem sehr dynamischen Betrieb der Anlage, bedingt durch häufiges Zu- und Abschalten des Dampfstrahlverdichters, als zuverlässig.

Die Besprühung an der Rückkühleinheit WT-5 zeigt einen deutlichen Effekt auf die Kühlwassertemperatur. So konnte durch Zuschalten der Besprühung die Kühlwassertemperatur deutlich unter die Außenlufttemperatur gesenkt werden. Allerdings ist ein dauerhafter Betrieb der Besprühung gemäß Herstellerangaben nicht zulässig. In Hinblick auf den starken Einfluss der Kühlwassertemperatur auf das Wärmeverhältnis der DSKM wäre zu prüfen, ob bzw. wie die Betriebszeit der Besprühung verlängert werden kann.

Die im gegenständlichen Projekt gebaute DSKM weist derzeit ein großes Volumen auf, da für den Prototyp bei der Planung keine Optimierung hinsichtlich Anlagenabmessungen vorgenommen wurde. Im Hinblick auf die Leerräume im Anlagengestell sollte eine Reduk-

tion der Anlagengröße problemlos realisierbar sein. Auch bei dem Schaltschrank, der entsprechend Industriestandard gefertigt wurde, ist eine Reduktion der Abmessungen möglich. Zudem sollte die Anzahl und Größe der Komponenten deutlich reduziert werden.

Die Kühlung der Betriebsflüssigkeit der Vakuumpumpe P-5 bereitete bei hohen Kühlwassertemperaturen Schwierigkeiten, indem der Volumenstrom der Betriebsflüssigkeit über dem Wärmeübertrager WT-4 zusammenbrach und infolgedessen sich die Betriebsflüssigkeit zu stark erwärmte. Entweder muss die Rohrführung für die Betriebsflüssigkeit und die Position des Wärmeübertragers dahingehend geändert werden, dass sich die benötigte Förderleistung zum Umwälzen der Betriebsflüssigkeit reduziert, oder eine Pumpe wird installiert, die die Umwälzung der Betriebsflüssigkeit gewährleistet.

11 Beitrag zu den Zielen der Programmlinie „Fabrik der Zukunft“

Die im Rahmen dieses Projektes entwickelten Technologien dienen zur Senkung des Ressourceneinsatzes und zur Reduktion von Emissionen bei der Energieversorgung in der Industrie und der Wirtschaft durch Nutzbarmachung der regenerativen Energiequelle Sonne für die Wärme- und Kälteversorgung. Diese auf den fossilen Energieeinsatz bezogene Effizienzsteigerung liefert einen Beitrag zu mehr Nachhaltigkeit und steigert die Wettbewerbsfähigkeit von Industrie und Wirtschaft.

Die Dampfstrahlkältemaschine ist eine thermisch angetriebene Kältemaschine, welche Wasser als Treib- und Kältemittel nutzt. Der Kälteprozess kann mit solarer Wärme oder industrieller Abwärme betrieben werden und liefert Kaltwasser für die Prozesskühlung oder Klimatisierung.

Innerhalb der Programmlinie „Fabrik der Zukunft“ fallen beide Technologien in den Bereich „Technologien und Innovationen bei Produktionsprozessen“, da sie eine Reduktion des Ressourceneinsatzes durch Entwicklung und Einsatz neuer Technologien bewirken.

Derzeit erfolgt die Kälteerzeugung fast ausschließlich unter Verwendung von Strom mit konventionellen Kompressionskältemaschinen. Diese sind verfahrenstechnisch einfach aufgebaut und eine Vielzahl von Produkttypen für unterschiedlichste Einsatzbereiche sind marktverfügbar. Im vorliegenden Projekt wurde eine Technologie zur Kaltwassererzeugung erprobt, die Kompressionskältemaschinen zukünftig ersetzen könnte. Diese Technologie, die Dampfstrahlkältemaschine, kann mit Solarthermie oder Abwärme angetrieben werden und ermöglicht so, neben einer Ressourcenschonung, auch eine Senkung der Betriebskosten bei der Energiebereitstellung.

Das System ist überall dort einsetzbar, wo Kälte benötigt wird. Ein möglicher Einsatzbereich vor allem für die Kombination von Parabolrinnenkollektoren und Dampfstrahlkältemaschine, sind Anwendungen, die speziell in den Sommermonaten Kälte für die Kühlung von Maschinen oder Produktionshallen benötigen. Weitere Einsatzbereiche sind die Kühlung von EDV-Anlagen und die Klimatisierung von Bürogebäuden.

Im vorliegenden Projekt wurde ein solares Kühlsystem für den kleinen Leistungsbereich von 2 bis 50 kWth entwickelt und erprobt. Der realisierte und getestete Prototyp besitzt eine Kälteleistung von 5 kWth. Zur Dampferzeugung für die Dampfstrahlkältemaschine wurden Parabolrinnenkollektoren weiterentwickelt und getestet. Diese Kollektoren eignen sich zum Antrieb der Dampfstrahlkältemaschine, der solarthermisch erzeugte Dampf kann aber auch als Prozessdampf in Produktionsprozessen eingesetzt werden. Mit diesem Projekt wird jetzt die Möglichkeit geschaffen, erste Demonstrationsanlagen zu errichten und die Verbreitung der Technologie zunächst in Österreich und Deutschland, anschließend vor allem in sonnenreichen Ländern voranzutreiben. Bei letzterem liegt der Gewinn der heimischen Wirtschaft bei dem Exportprodukt, eine solarthermische Kühlung auf Basis des in diesem Projekt entwickelten Know-Hows.

12 Schlussfolgerungen und Ausblick

Im ersten Teil des Projektes wurde ein Wärmeträgerscreening durchgeführt, mit dem Ziel ein Medium zu finden, das sowohl in der Dampfstrahlkältemaschine verwendet werden als auch einen frostgeschützten Betrieb der Kollektoren sicherstellen kann. Es wurde eine ganze Reihe an in Frage kommenden Medien analysiert, aber keines gefunden, das beide Bedingungen erfüllt. Daher wurde in diesem Projekt eine Systemtrennung mit zwei verschiedenen Wärmeträgermedien realisiert. Nichtsdestotrotz wäre es lohnend, das Wärmeträgerscreening in einem möglichen weiteren Forschungsprojekt noch fortzuführen. Eine weitere Möglichkeit, die hier nur im Rahmen einer Simulationsstudie betrachtet wurde, ist es Wasser als Medium für beide Anlagenteile zu verwenden. Dadurch würde der Wärmetauscher wegfallen, allerdings muss dann eine Lösung gefunden werden, die Kollektoren vor Frostschäden zu schützen. Mit der hier verwendeten Kollektorbauart zur Direktverdampfung ist dies nicht auf einfache Weise möglich. In einem evtl. möglichen weiteren Forschungsprojekt könnten aber hierfür Lösungsvorschläge erarbeitet werden.

Die Parabolrinnenkollektoren wurden in mehreren Punkten weiterentwickelt und optimiert. Die Konstruktion des Kollektors wurde komplett überarbeitet. Die neue tiefgezogene Parabelform ist ein großer Schritt in Richtung Serienreife des Produktes.

Im Rahmen des Projektes wurde das Glashüllrohr um den Receiver mit Edelgas befüllt, was eine Reduktion der Wärmeverluste bewirkt. Für eine Serienproduktion wäre aber wünschenswert, das Glashüllrohr zu evakuieren, was eine weitere Reduktion der Wärmeverluste bedeuten würde. Dies könnte Teil eines Folgeprojektes sein. Die Receiverbeschichtung wurde im Rahmen dieses Projektes zwar verbessert, aber auch hier besteht weiterer Forschungsbedarf, um die Beschichtung weiter zu optimieren und die Temperatur- und Langzeitstabilität sicherzustellen.

Im Zuge dieses Projektes wurde aber ein – im Vergleich zum Vorprojekt deutlich verbessertes - Kollektorfeld gebaut und erfolgreich getestet. Weiterer Forschungsbedarf besteht bei der Receiverbeschichtung, der Einstellbarkeit der Kollektortemperatur und dem Betrieb eines Feldes mit vielen parallel geschalteten Kollektoren.

Für das Gesamtsystem (Parabolrinnenkollektorfeld und Dampfstrahlkältemaschine) wurde ein Systemkonzept erstellt. Aufgrund der Verwendung zweier Wärmeträgermedien ist eine Systemtrennung nötig, die hier durch zwei Plattenwärmetauscher umgesetzt wurde. Ein Plattenwärmetauscher diente zur Beheizung der Dampftrommel, der zweite Wärmetauscher zur Vorwärmung des Speisewassers zur Dampftrommel.

Die Dampfstrahlkältemaschine wurde für die in diesem Projekt angestrebte Anwendung geplant, detailliert berechnet und ausgelegt. Die Kältemaschine ist komplett automatisiert und hat in den Testläufen gut funktioniert. Weiterer Optimierungsbedarf besteht insbesondere bei der Anlagengröße. Potenziale zur Reduktion der Anlagengröße sind vorhanden.

Das vorliegende Forschungsvorhaben hat gezeigt, dass die einzelnen Komponenten des Systems zufrieden stellend im Testbetrieb funktionierten. Allerdings sind noch einige Detailfragen sowohl bei der DSKM als auch bei den Parabolrinnenkollektoren zu klären bzw. Komponenten zu optimieren, um ein marktfähiges Endprodukt zu erhalten. Dies könnte Bestandteil eines möglichen weiteren Forschungsprojektes sein. Das Ziel weiterer Entwicklungen wäre eine standardisierte Kältemaschine bzw. Parabolrinnenkollektoren, die in Kooperation mit einem Industriepartner in Serie gefertigt werden können.

13 Literaturhinweise

Angelino et al., 2001

Angelino, Gianfranco; Colonna di Paliano, Piero: Air cooled siloxane bottoming cycle for molten carbonate fuel cells, Fuel Cell Seminar, Portland, Oregon, 30. Oktober – 2. November 2000.

ASHRAE, 1997

ASHRAE Handbook Fundamentals, SI Edition, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA, 1997.

Cube et al., 1997

von Cube, H., L., Steimle, F., Lotz, H., Kunis, J.: Lehrbuch der Kältetechnik, Band 1, 4. Auflage, C. F. Müller Verlag Heidelberg, ISBN: 3-7880-7509-0, 1997

D'Ans-Lax, 1983

D'Ans, Jean, Lax, Ellen, Taschenbuch für Chemiker und Physiker, Band 2: Organische Verbindungen, Springer-Verlag, 4. Auflage, ISBN: 3-540-12263-X, 1983.

D'Ans-Lax, 1992

D'Ans, Jean, Lax, Ellen, Heiland, W., Hertel, P., Jovanovic, S., Kratz, J.V., Lechner, M.D., Markert, B., Neumann, M., Nordmeier, E., Rosemeyer, H., Steinmeier, D., Thiemann, O., Wöhlecke, M., Taschenbuch für Chemiker und Physiker, Band 1: Physikalisch-chemische Daten, 4. Neubearb. u. rev. Aufl., ISBN: 3-540-52895-4, 1992.

Falbe et al., 1995

Falbe, J.; Regitz, M.: CD Römpp Chemielexikon - Version 1.0, Georg Thieme Verlag, Stuttgart/New York, 1995

Fratzscher et al., 1993

Fratzscher W., Picht P.: Stoffdaten und Kennwerte der Verfahrenstechnik, 4. überarbeitete Auflage, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig/Stuttgart, 1993, ISBN 3-342-00633-1

Frie, 1986

Frie, W.: Untersuchungen zu einem Prozess für ein Waermekraftwerk mit Ammoniak-Wasser als Arbeitsmedium, Siemens- Forsch- u. Entwickl.-Ber. Bd. 15 (1986) Nr. 2, Springer Verlag, 1986.

Gmelius, 1955

Gmelius Handbuch der Anorganischen Chemie, 8. Auflage, Band 23 (Ammonium; Kapitel: System NH₃ – H₂O), 1936 (Nachdruck 1955), VCH Weinheim.

Hammerschmid et al., 2003

Hammerschmid, Alfred; Obernberger, Ingwald; Reisenhofer, Erwin; Thonhofer, Peter: Biomasse- Kraft- Wärmekopplung auf Basis des ORC- Prozesses- Vorstellung der EU- Demonstrationsprojekte Holzindustrie STIA/Admont und Fernheizkraftwerk Lienz (Österreich), OTTI – Energie aus Biomasse, Tagungsband, Ostbayerisches Technologie Transfer Institut e.V., 2003

Klein et al., 2003

Klein, S.A.; Beckman, W.A.; Mitchell, J.W.; Duffie, J.A.; Duffie, N.A., Freeman, T.L.; Mitchell, J.C.; Braun, J.E.; Evans, B.L.; Kummer, J.P.; Urban, R.E.; Fiksel A.; Thornton, J.W.; Blair, N.J.; Williams, P.M.; Bradley, D.E., Holst, S.: Users Manual zu TRNSYS – A Transient System Simulation Program, Version 16, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin – Madison.

Krist, 2004

Krist, Kevin: Removing the key technical barrier to widespread use of advanced absorption cooling. Consultant report. California Energy Commission. April 2004.

Messing, 1954

Messing, Th. „Über den Energieverbrauch von Dampfstrahlverdichtern“. Kältetechnik, Heft 2, 1954.

METEO, 1999

Remund, J., Lang, R., Kunz, S.: METEONORM Version 4.00, Wetterdatenbank, METEOTEST, Fabrikstrasse 14, 3012 Bern, Schweiz, 1999.

Pettersen et al, 1992

Pettersen, J., Lilleheie, N., Maehlum, H.: Temperature stability of ammonia in power cycle applications, Sintef Report STF F92032, www.energy.sintef.no, 1992.

Plank, 1959

Plank, R. (Hrsg.): Handbuch der Kältetechnik, Siebenter Band Sorptions-Kältemaschinen, Springer-Verlag, 1959.

Plank, 1966

Plank, R. (Hrsg.): Handbuch der Kältetechnik, Fünfter Band Kaltgasmaschinen und Kaltdampfmaschinen, Springer-Verlag, 1966.

Stine et al., 2001

Stine, William B.; Geyer, Michael: Power From The Sun, Chapter 12, 2001
<http://www.powerfromthesun.net/chapter12/Chapter12new.htm>

Sicherheitsdatenblatt Octamethylcyclotetrasiloxan

<http://physchem.ox.ac.uk/MSDS/OC/octamethylcyclotetrasiloxane.html>

Sicherheitsdatenblatt Hexamethyldisiloxan:

<http://siri.org/msds/f2/bzr/bzrkp.html>

Sicherheitsdatenblatt Octamethyltrisiloxan:

<https://fscimage.fishersci.com/msds/95557.htm>

Verder

Verderflex: Industrielle Schlauchpumpen Modell VF10, Produktdatenblatt, Verder Deutschland GmbH, Rheinische Straße 43, 42781 Hanau.

Speck, 2010

Kennlinienblatt: GST 30 + V 30. Speck Pumpen Walter Speck GmbH & Co. KG, Regensburger Ring 6 – 8, 91154 Roth, Deutschland, 2010.

Zürcher, Frank 2004:

Zürcher, Ch., Frank, T.: Bauphysik – Bau und Energie, Leitfaden für Planung und Praxis, vdf Hochschulverlag AG, 2004.

Sicherheitsdatenblatt Octamethyltrisiloxan:

<https://fscimage.fishersci.com/msds/95557.htm>

Zürcher, Frank 2004:

Zürcher, Ch., Frank, T.: Bauphysik – Bau und Energie, Leitfaden für Planung und Praxis, vdf Hochschulverlag AG, 2004.

14 Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: 600 kW-Maschine der Energieversorgung Gera (Bildquelle: Fraunhofer UMSICHT)	10
Abb. 2: Parabolrinnenkollektor der Firma Button Energy am Teststand der AEE INTEC (Bildquelle: AEE INTEC)	11
Abb. 3: Schnittschema durch eine halbe Parabolrinne mit Verlauf von drei Lichtstrahlen	11
Abb. 4: Silikonöl	16
Abb. 5: Hexamethyldisiloxan.....	16
Abb. 6: Octamethyltrisiloxan.....	17
Abb. 7: Octamethylcyclotetrasiloxan (Me = CH ₃).....	17
Abb. 8: Erstarrungsdiagramm von Wasser - Ammoniak – Mischungen (ausgewertet aus Plank 1959)	20
Abb. 9: Siedediagramm von Wasser - Ammoniak – Mischungen bei 15 bar (ausgewertet aus Plank 1959)	21
Abb. 10: Siedebeginn für Ammoniak-Wasser-Mischungen verschiedener Konzentration im Vergleich mit dem Siedepunkt von Wasser.....	23
Abb. 11: Toluol	23
Abb. 12: Dampfdruckkurven (Siedebeginn) der Wärmeträgermedien	26
Abb. 13: Dichte der Wärmeträgermedien in Abhängigkeit von der Temperatur	26
Abb. 14: Dynamische Viskosität der Wärmeträgermedien in Abhängigkeit von der Temperatur.....	27
Abb. 15: Spezifische Wärmekapazität der Wärmeträgermedien in Abhängigkeit von der Temperatur (massenbezogen).....	28
Abb. 16: Spezifische Wärmekapazität der Wärmeträgermedien in Abhängigkeit von der Temperatur (volumenbezogen)	28
Abb. 17: Verdampfungsenthalpie von verschiedenen in Frage kommenden Wärmeträgermedien in Abhängigkeit vom Druck	30
Abb. 18: Verdampfungsenthalpie von den für die Verdampfung in Frage kommenden Wärmeträgermedien	31
Abb. 19: Wärmeleitfähigkeit der flüssigen Wärmeträgermedien in Abhängigkeit von der Temperatur	32
Abb. 20: Aspen-Plus-Modell für eine Dampfstrahlkältemaschine, hier mit Prozessdaten für Trifluorethanol.....	45
Abb. 21: Bestimmung des Auslegungspunktes für die solare DSKM: Kollektorstufenwirkungsgrad, Wärmeverhältnis der DSKM und Gesamtwirkungsgrad der Anlage.....	49
Abb. 22: Zweistoffdiagramm Ammoniaklösung mit 30 K Temperaturspreizung, in dem eine 14%-ige Lösung verdampft bzw. kondensiert	49
Abb. 23: Verfahrensschema des Gesamtsystems.	50
Abb. 24: Monatliche DNI-Summe in Graz.....	53
Abb. 25: Außentemperaturverteilung in Graz.....	53
Abb. 26: Einstrahlungs-unabhängige thermische Verluste des Kollektors	55
Abb. 27: Einstrahlungs-abhängiger Kollektorstufenwirkungsgrad	55
Abb. 28: Wasser-Ammoniak-Wasser-System.....	56
Abb. 29: Wasser-System.....	57
Abb. 30: Wasser-System, 170 °C, 13. Juli	58
Abb. 31: Wasser-System, 170 °C, 20. Februar	59
Abb. 32: Vergleich: Betrieb mit 170 °C und mit 200 °C, 20. Februar.....	59
Abb. 33: Monatlicher Ertrag des Wasser-Ammoniak-Systems, 200 °C	61
Abb. 34: Monatlicher Ertrag des Wasser-Systems, 170 °C	62

Abb. 35: Monatlicher Wärmeertrag beider Systeme	63
Abb. 36: Receiver für Durchflussprinzip	65
Abb. 37: Receiver für Direktverdampfung	66
Abb. 38: Wärmedurchlasszahl bei mit Edelgas gefüllten doppelt verglasten Fenstern in Abhängigkeit von der Spaltbreite (Zürcher, Frank 2004)	67
Abb. 39: Prinzip DC-Sputtern	68
Abb. 40: Sputteranlage (schematisch).....	69
Abb. 41: Gemessene Reflexionsgrade der 11 Proben in Abhängigkeit von der Wellenlänge	70
Abb. 42: Abhängigkeit des Emissionsgrades von der Temperatur	71
Abb. 43: Neue tiefgezogene Parabelform (Bildquelle: Button Energy).....	73
Abb. 44: Ansicht des Kollektors während der Messungen im Januar 2008	74
Abb. 45: Kollektor-Ende mit Absorberrohr, Glashüllrohr, Kunststofflagerung	74
Abb. 46: Details Kollektor-Apertur	75
Abb. 47: Rückseite des Kollektors aus profiliertem Aluminiumblech mit Silikonabdichtung	76
Abb. 48: Ansichten des Kollektors mit rot gefärbtem Absorberrohr. Aus der Ausdehnung der roten Flächen lassen sich Rückschlüsse über die Konzentratorqualität ziehen. Oben: aus 7,7 m Entfernung, Mitte: Messbild in optischer Achse aus 7,7 m Entfernung, unten: in optischer Achse aus 35 m Entfernung.....	77
Abb. 49: Steigungsabweichungen des Reflektors in mrad; positive Werte: Spiegelverlauf flacher als bei Parabel	78
Abb. 50: Fokusabweichungen des reflektierten Strahls in mm; positive Werte: reflektierter Strahl oberhalb der Fokallinie	78
Abb. 51: Interceptfaktor-Verteilung auf dem Reflektor für einen Einfallswinkel von 30°	79
Abb. 52: Nummerierungs-Konvention für die Spiegel-Abschnitte (links Anschlussseite), vgl. Abb. 49.....	80
Abb. 53: Abweichungen der reflektierten Strahlung von der Mitte des Absorberrohres (Radius 5 mm) aufgrund von Formfehlern des Moduls, ohne Berücksichtigung weiterer Fehlereinflüsse.....	80
Abb. 54: Zahnrad am Kollektor und Zahnstange, links: Elektromotor und Schubstange	82
Abb. 55: Ansicht der Kollektoren auf dem Teststand vor dem Anheben des Gestells.	82
Abb. 56: Versteifungskonstruktion zur Stützung der beiden mittleren Kollektoren	83
Abb. 57: Alte Bauart des Doppelstrahlungssensors.....	84
Abb. 58: Neue Bauart des Doppelstrahlungssensors	84
Abb. 59: Button Energy Kolbenpumpe von vorn (links) und von der Seite (rechts).....	87
Abb. 60: Sicherheitsventil im Kollektorkreis	87
Abb. 61: Membrandruckspeicher im Kollektorkreis	87
Abb. 62: Messkonzept und Messstellen.....	88
Abb. 63: Drucksensor im Kollektorkreis	90
Abb. 64: Gemessene Kennlinie, Durchflussprinzip mit Ammoniak-Wasser-Gemisch 14%	91
Abb. 65: Temperaturverläufe und Durchfluss für eine Messung am 8.11.2006.....	92
Abb. 66: Druckverläufe für eine Messung am 8.11.2006	93
Abb. 67: Temperaturen und Volumenstrom für eine Messung am 7.11.2006 (Nassdampf)	94
Abb. 68: Druckverlauf für eine Messung am 7.11.2006 (Nassdampf)	94
Abb. 69: Verfahrensschema der DSKM.	98
Abb. 70: Schematische Darstellung eines Dampfstrahlverdichters.	98
Abb. 71: Zustandsänderung in einem Dampfstrahlverdichter im h,s-Diagramm.	99

Abb. 72: Wärmeverhältnis einer DSKM als Funktion des Treibdampfdrucks für unterschiedliche Gütegrade.	100
Abb. 73: Zeitlicher Verlauf der Volumenkonzentration an Leckluft σ	103
Abb. 74: Schematische Darstellung einer Flüssigkeitsstrahl-Vakuumpumpe mit einem Betriebsflüssigkeits-Kreislauf.	104
Abb. 75: Dampfdruck von Wasser als Funktion der Temperatur.	104
Abb. 76: Schematischer Aufbau einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe.	105
Abb. 77: Verschaltung einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe.	105
Abb. 78: Schematischer Aufbau einer Drehschieber-Vakuumpumpe.	106
Abb. 79: Schematischer Aufbau einer Scroll-Vakuumpumpe.	107
Abb. 80: Schematischer Aufbau einer Membran-Vakuumpumpe.	107
Abb. 81: Kennlinie der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe mit Gasstrahlverdichters der Fa. Speck, Typ V30 mit GST 30 aus [Speck, 2010].	108
Abb. 82: Mehrstufige Kreiselradpumpe.	110
Abb. 83: Schematischer Aufbau einer Peripheralradpumpe.	110
Abb. 84: Schematischer Aufbau einer Seitenkanalpumpe.	111
Abb. 85: Schematischer Aufbau einer Zahnradpumpe, oben als Außenzahnradpumpe und unten als Innenzahnradpumpe.	111
Abb. 86: Schematischer Aufbau einer Schlauchpumpe.	112
Abb. 87: Kennlinie der Schlauchpumpe Typ VF10 der Fa. Verder Deutschland GmbH mit Ergänzung aus [Verder].	112
Abb. 88: Wärmeverhältnis einer DSKM mit unterschiedlichen Gütegraden für den Strahlverdichter.	113
Abb. 89: Trockenkühler mit Befeuchtung der Zuluft.	114
Abb. 90: Außenluft- und Feuchtkugeltemperaturverlauf über das Jahr für den Standort Graz in Österreich und Betriebszustände der DSKM sowie der Besprühung.	115
Abb. 91: Verfahrensschema des Gesamtsystems mit Regelungsgrößen.	116
Abb. 92: Verfahrensschema der Baugruppe 10.	118
Abb. 93: Verfahrensschema der Baugruppe 22.	119
Abb. 94: Verfahrensschema der Baugruppe 24.	120
Abb. 95: Verfahrensschema der Baugruppe 26.	121
Abb. 96: Verfahrensschema der Baugruppe 30.	122
Abb. 97: Verfahrensschema der Baugruppe 40.	122
Abb. 98: Verfahrensschema der Baugruppe 50.	123
Abb. 99: 10 Parabolrinnenkollektoren am Teststand in Gleisdorf.	124
Abb. 100: Kolbenmembranpumpe, die im Primärkollektorkreis eingesetzt wird.	125
Abb. 101: Schema des Kollektorkreises mit eingezeichneten Messstellen.	126
Abb. 102: Dreidimensionale Darstellung der DSKM.	127
Abb. 103: Kondensatbehälter B-1.	128
Abb. 104: Verdampfer B-2.	129
Abb. 105: Dampftrommel B-3.	130
Abb. 106: DSKM am Tage der Auslieferung bei der Fa. Reisner AG [Bildquelle: Fa. Reisner AG].	131
Abb. 107: Detailansicht: Speisewasserpumpe P-4 und Vakuumpumpe P-5 [Bildquelle: Reisner AG].	132
Abb. 108: Detailansicht - Verdampfer B-2 und Kaltwasserpumpe P-1 [Bildquelle: Reisner AG].	132
Abb. 109: Bedienfeld am Schaltschrank der DSKM [Bildquelle: Reisner AG].	135
Abb. 110: Unterkonstruktion für die Kollektoren vor dem Anheben auf 24° Neigungswinkel.	136

Abb. 111: Einstellen der Receiverposition. Überall dort, wo der Reflektor schwarz erscheint, spiegelt sich das schwarze Receiverrohr. Dieses ist damit im Fokus.....	136
Abb. 112: Einhängen der einzelnen Kollektoren	137
Abb. 113: Kollektormontage	137
Abb. 114: Abgleich des Drehwinkels aller Kollektoren	137
Abb. 115: Montage der Receiverrohre	138
Abb. 116: Anlieferung der Dampfstrahlkältemaschine.....	138
Abb. 117: Abladen der Dampfstrahlkältemaschine - auf dem Dach des Laborgebäudes sind Teile der Kollektoren zu sehen sowie die Wetterstation mit Schattenringpyranometer	139
Abb. 118: Montage des Rückkühlwerks auf dem Labordach	139
Abb. 119: Dampfstrahlkältemaschine im Labor der AEE INTEC in Gleisdorf	139
Abb. 120: Tagesverlauf des Neigungs- und des Azimutwinkels der nachgeführten Kollektorfläche	140
Abb. 121: Vorlauftemperaturen und Durchfluss im primären Kollektorkreis.....	142
Abb. 122: Strahlung auf die Horizontale und auf die Kollektorebene	143
Abb. 123: Vorlauftemperaturen der 10 Parabolrinnenkollektoren sowie Vor- und Rücklauftemperatur des gesamten Feldes und Durchfluss im Primärkreisrücklauf (flüssig)	144
Abb. 124: Zustandswerte der Verdampfung der Ammoniaklösung	144
Abb. 125: Kollektorertrag, Anteile sensibel / Verdampfung.....	145
Abb. 126: Auf das Kollektorfeld fallende Direktstrahlung und Kollektorertrag („Leistung 10 Koll“) in kW und Kollektorwirkungsgrad in %.....	145
Abb. 127: Demontierter Receiver mit Korrosionsflecken (Außenansicht des inneren Rohres)	146
Abb. 128: Koaxialrohranschluss mit Ventileinstellung an einem Kollektor.....	146
Abb. 129: DSKM im Technikum der AEE INTEC in Gleisdorf, Österreich.	147
Abb. 130: Rückkühleinheit auf dem Dach des Laborgebäudes der AEE INTEC in Gleisdorf, Österreich.	148
Abb. 131: Versuchsfahrt vom 16.06.2009, Temperaturverläufe: Treibdampf, Kaltwasser (nutzbare Kälte) und Kühlwasser (Rückkühlung).	148
Abb. 132: Versuchsfahrt vom 16.06.2009, Kälteleistung der DSKM und Temperaturverläufe Kaltwasser sowie Kühlwasser.	149
Abb. 133: Versuchsfahrt vom 16.06.2009, Betriebsparameter Rückkühleinheit: Vor- und Rücklauftemperatur Kühlwasser, Außenlufttemperatur, Feuchtkugeltemperatur, Volumenstrom Besprühung und Rückkühleistung.	150
Abb. 134: Besprühung während des Betriebs der Rückkühleinheit.	151
Abb. 135: Versuchsfahrt vom 16.06.2009, Wärmeverhältnis der DSKM.	152
Abb. 136: Versuchsfahrt vom 16.06.2009, Druckverläufe: Dampftrommel, Treibdampf und Kondensatvorlage.	152

15 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Physikalische Eigenschaften von leicht flüchtigen Silikonölen.....	18
Tabelle 2: Stoffdaten von reinem Ammoniak (ASHRAE 1997)	19
Tabelle 3: Gefrierpunkte von Ammoniak - Wasser - Mischungen bei einem äußeren Druck von 1,013 bar (Gmelius 1955)	20
Tabelle 4: Siedepunkte von Ammoniak - Wasser - Mischungen bei einem Druck von 1,013 bar (Gmelius 1955)	21
Tabelle 5: Physikalische Stoffdaten der Wärmeträgermedien	25
Tabelle 6: Druckverluste bei nicht verdampfenden Wärmeträgermedien für 20 kW übertragene Leistung, bei 150 °C, 15 K Temperaturdifferenz, einer Rohrlänge von 10 m und einem Rohrlinnendurchmesser von 20 mm.	29
Tabelle 7: Druckverluste auf der Flüssigseite bei verdampfenden Medien für 20 kW übertragene Leistung, unter der Annahme, dass nur die Verdampfungsenergie und keine sensible Energie zur Wärmeübertragung genutzt wird, einer Rohrlänge von 10 m und einem Rohrlinnendurchmesser von 6 mm.....	31
Tabelle 8: Nicht verdampfende Medien	33
Tabelle 9: Verdampfende Medien.....	34
Tabelle 10: Flammpunkte, Brennpunkt und Zündpunkte der Wärmeträgermedien.....	35
Tabelle 11: Gegenüberstellung der verschiedenen Arbeitsmedien - Leistungsangaben für einen Kondensatmassenstrom von 1 kg/sec, - Abschätzung der Hold- up-Menge für eine Anlage mit 5 kW Kälteleistung	46
Tabelle 12: Jahresertrag des Wasser-Ammoniak-Systems, 200 °C.....	60
Tabelle 13: Jahresertrag des Wasser-Systems, 170 °C	62
Tabelle 14: 11 Proben verschiedener Beschichtungen ohne AR Schicht.....	70
Tabelle 15: Messergebnisse der 11 Proben.....	71
Tabelle 16: Ergebnis-Tabelle Steigungsabweichung des untersuchten Kollektormoduls .	79
Tabelle 17: Ergebnisse des Interceptfaktors, exemplarisch für 0°, 30° und 60° Einfallswinkel	80
Tabelle 18: Messstellen bei den Kollektortests	89
Tabelle 19: Messfehler für Volumenstrommessgerät MAGFLOW6000.....	89
Tabelle 20: Auslegungsdaten des Strahlverdichters.	101
Tabelle 21: Volumina der Hauptkomponenten der DSKM, nur wesentliche Rohrleitungen und ohne Pumpen.....	102
Tabelle 22: Auslegungsdaten der Speisewasserpumpe P-4.	109
Tabelle 23: Messstellenliste der DSKM.....	133
Tabelle 24: Liste der elektrischen Antriebe der DSKM.	134
Tabelle 25: Messstellen bei den Kollektortests (10 Kollektoren).....	141

16 Anhang 1: Veröffentlichungen

Veröffentlichte Fachartikel:

Jähni^g et al. 2007:

Jähni^g, Dagmar; Hausner, Robert; Pietschnig, Rudolf: Direktverdampfung mit einem Parabolrinnenkollektor – Wärmeträgermedien für Mitteltemperaturkollektoren, OTTI - Symposium Thermische Solarenergie, Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e.V.. 2007.

Jähni^g 2008:

Jähni^g, Dagmar: Dampfstrahlkältemaschine und Parabolrinnenkollektoren, Symposium Gleisdorf Solar 2008.

Jähni^g et al. 2009:

Jähni^g, Dagmar; Lüpfer^t Eckhard; Knopf, Richard-Matthias: Qualifizierung eines kleinen Parabolrinnenkollektors mit Direktverdampfung für Anwendungen in Prozesswärme und solarer Kühlung, OTTI - Symposium Thermische Solarenergie, Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e.V., 2009.

Pollerberg et al. 2009:

Pollerberg, C. ; Jähni^g, D. ; Dötsch, C.: Prototype of a solar driven steam jet ejector chiller, OTTI - Solar air-conditioning. 3rd international conference 2009 : Palermo, Sicily, Italy, Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e.V.. 2009.

Pollerberg, Jähni^g 2009:

Pollerberg, C. ; Jähni^g, D.: Prototyp einer solarbetriebenen Dampfstrahlkältemaschine. In: Erneuerbare Energie: EE (2009), Nr.4, S.10-13

Jähni^g et al. 2010 (eingereicht):

Jähni^g, Dagmar; Lüpfer^t Eckhard; Knopf, Richard-Matthias: Qualification of a small-scale parabolic trough collector with direct steam generation for process heat and solar cooling applications, Abstract eingereicht bei EUROSUN 2010 Konferenz, September 2010, Graz.

Projektpräsentationen und Ausstellungen auf Messen:

BMBF-Forum für Nachhaltigkeit in Leipzig 08.05.2007 – 10.05.2007, Standbetreuung FhI UMSICHT

Hannover Messe 21.04.2008 – 25.04.2008, Standbetreuung FhI UMSICHT

Achema in Frankfurt 11.05.2009 – 15.05.2009, Standbetreuung FhI UMSICHT

17 Anhang 2: Datenblatt Bariumgetter der Fa. Saes



Doc. LD00CC19821 Rev. 0

420715

ST14/O/13 R

TECHNICAL SPECIFICATION



A) GETTER MIXTURE

Type : St14
 Nominal composition (wt%) : Ba 25, Al 22, Ni 53

B) GETTER CONTAINER MATERIAL

Getter Container : NICKEL PLATED IRON

C) GETTER DIMENSIONS

See drawings No. L0250C00122 Rev. 0 herewith enclosed.

D) GETTER CHARACTERISTICS

Total getter weight (nominal) : 140 mg
 Mixture content (nominal) : 45 mg
 Barium content : 11 ± 1.3 mg

F) FLASHING CONDITIONS

As per yield curve class L0250Y00122 Rev. 0 herewith enclosed.

Prepared: RL <i>RL</i>	Checked: ST <i>ST</i>	Approved: DM <i>DM</i>
------------------------	-----------------------	------------------------

¹ Determined as per ASTM F111-78 - after frit cycle

