

Fraunhofer Institut Umwelt-,  
Sicherheit-, Energietechnik UMSICHT  
Osterfelderstr. 3  
46047 Oberhausen

Untersuchung und Optimierung eines Verfahrens zur solaren  
Kälteerzeugung auf Basis von Parabolrinnenkollektoren und einer  
Dampfstrahlkältemaschine

Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben,  
gefördert unter dem AZ 22692 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

Clemens Pollerberg  
Dr. Christian Dötsch

Fraunhofer Institut UMSICHT,  
Oberhausen

Oberhausen, Juni 2006

**Projektkennblatt**  
der  
**Deutschen Bundesstiftung Umwelt**



Az	<b>22692</b>	Referat	<b>24/0</b>	Fördersumme	<b>50.000,00 €</b>
----	--------------	---------	-------------	-------------	--------------------

**Antragstitel**                      **Untersuchung und Optimierung eines Verfahrens zur solaren Kälteerzeugung auf Basis von Parabolrinnenkollektoren und einer Dampfstrahlkältemaschine**

**Stichworte**                      Energie, Solarthermie

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
<b>9 Monate</b>	<b>26.11.2004</b>	<b>03.03.2006</b>	

Zwischenberichte	26.08.2005
------------------	------------

<b>Bewilligungsempfänger</b> Fraunhofer Institut Umwelt-, Sicherheits-, Energietechnik UMSICHT Osterfelder Straße 3 46047 Oberhausen	Tel	0208/8598-1195
	Fax	0208/8598-1423
	Projektleitung Dr. Christian Dötsch	
	Bearbeiter Clemens Pollerberg	

**Kooperationspartner**

### ***Zielsetzung und Anlass des Vorhabens***

Die Möglichkeit mittels einer solaren Dampfstrahlkältemaschine (DSKM) mit Parabolrinnenkollektoren und Wasser als Kältemittel Kälte zu erzeugen wurde bislang nur theoretisch untersucht. Gegenstand des Projektes ist der Bau einer Versuchsanlage mit der das reale Verhalten einer solaren DSKM untersucht werden kann. Mit Hilfe dieser Versuchsanlage soll die Funktionsfähigkeit dieses Konzeptes praktisch gezeigt und die bisher vorliegenden nur theoretischen Berechnungen unter realen Versuchsbedingungen überprüft werden. Dabei soll insbesondere das Betriebsverhalten optimiert und die Einsatzgrenzen ausgelotet werden. Das über das Projekt hinzuweisende Ziel ist die Grundlagen für eine Pilotanlage zu ermitteln.

### ***Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden***

Auf Basis vorhandener Kenntnisse wird eine solare DSKM mit Parabolrinnenkollektor als Versuchsanlage konzipiert. Die Einzelkomponenten werden für eine Kälteleistung von 1-2 kW dimensioniert. Der Planung schließt sich der Bau der Versuchsanlage an. Mit Hilfe der Versuchsanlage werden die Funktionalität und das Betriebsverhalten der solaren DSKM untersucht. Dies geschieht zunächst im Rahmen von Freilandversuchen. Die bei den Versuchen aufgenommenen Betriebsdaten werden ausgewertet und insbesondere das Betriebsverhalten der PRK sowie des Strahlverdichters mit 1,7 mm Treibdüse analysiert. Anschließend werden kleinere technische Optimierungen an der Versuchsanlage durchgeführt und die Anlage für Indoor-Versuche am Kollektorteststand an der Ruhr-Uni-Bochum vorbereitet. Mit den Versuchsfahrten am Kollektorteststand wird dann das Betriebsverhalten des Strahlverdichters mit einer 1,5 mm Treibdüse sowie das „Umkipp-Verhalten“ des Strahlverdichters untersucht. Ferner werden bei diesen Versuchen alternativ zu dem Parabolrinnenkollektoren auch ein Vakuumröhrenkollektor eingesetzt. Abschließend werden die Messdaten ausgewertet und Wirkungsgrade der Anlage bestimmt und ein Regelkonzept zum Betrieb des Strahlverdichters erarbeitet.

## **Ergebnisse und Diskussion**

Die Kennwerte der PRK konnten im Rahmen der Freilandversuche ermittelt werden. Die PRK zeigt ähnliche gute Wirkungsgrade wie der VRK. Die spezifische Wärmekapazität der VRK ist deutlich höher als die des PRK, was sich durch geringere Leistungsschwankungen bei Wolkendurchgängen bemerkbar machen dürfte. Der Wirkungsgrad der Versuchsanlage liegt bei der 1,7 mm Treibdüse bei 0,15 – 0,5 und bei der 1,5 mm Treibdüse bei 0,3 – bis 0,7. Die Treibdüsenwirkungsgrade sind mit 0,7 für die 1,5 mm und 0,55 für die 1,7 mm Treibdüse geringer als erwartet. Im Rahmen von „Umkippsversuchen“ wird die Charakteristik des Strahlverdichters, die das Betriebsverhalten der DSKM bestimmt, untersucht und ein mindestens erforderlicher Treibdampfdruck  $p_{tr}$  ermittelt. Dieser mindestens erforderliche Treibdampfdruck  $p_{tr}$  wird als Funktion des Saugdampfdruckes  $p_s$  und des Kondensatordruckes  $p_k$  dargestellt und als Regelgröße für den Treibdampf vorgeschlagen. Ferner wird der Zusammenhang zwischen Wirkungsgrad und Rückkühltemperatur sowie Kaltwassertemperatur dargestellt und auf den daraus resultierenden hohen jährlichen mittleren Wirkungsgrad einer DSKM hingewiesen.

Die Jahresertragsrechnung und anschließende wirtschaftliche Betrachtung zeigt, dass die solare DSKM durchaus mit solaren Absorptionskältemaschinen konkurrieren kann. Dabei schneidet die solare DSKM besonders an Standorten mit niedriger durchschnittlicher Feuchtkugeltemperatur  $T_f$  gut ab. Dies sind gleichzeitig auch oft Standorte mit hoher Direktstrahlung  $I_{dir}$ , so dass die Parabolrinnenkollektoren und die DSKM sich gut ergänzen. Unter ökologischen Gesichtspunkten scheint die solare DSKM gegenüber anderen Kältemaschinen vorteilhafter.

## **Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation**

Eine Veröffentlichung der Projektergebnisse ist durch eine Fachveröffentlichung und Vortrag auf der Solar Heating and Cooling International Session 61st ATI National Congress in Perugia, Italien 2006, geplant.

## **Fazit**

Die solare DSKM ist unter ökonomischen und ökologischen Gesichtspunkten eine interessante Alternative zu anderen Verfahren der solaren Kühlung. Bislang wurde jedoch dieser Technik kaum Beachtung geschenkt, so dass Demonstrationsanlagen bislang nicht realisiert wurden.

Eine genauere Betrachtung des Betriebsverhaltens der DSKM zeigt jedoch, dass die DSKM im Teillastbereich und bei guten Rückkühlbedingungen hohe COP Werte erreichen kann, was sich bei einer Jahresbetrachtung durch einen guten mittleren COP bemerkbar macht.

Nach Abschluss des Projektes wäre nun der Bau einer ersten Demonstrationsanlage der folgerichtige Schritt diese Technik weiter voranzutreiben und am Markt zu etablieren.

## Inhaltsverzeichnis

1	Zusammenfassung	9
2	Aufgabenstellung und Zielsetzungen des Forschungsvorhabens	11
3	Stand der Technik	12
3.1	Solarkollektoren	12
3.2	Dampfstrahlkältemaschinen	14
3.3	Solare Dampfstrahlkältemaschinen	15
4	Beschreibung und Bau der Versuchsanlage	19
4.1	Allgemeines zur Versuchsanlage Solar DSKM	19
4.2	Der Dampfprozess	20
4.2.1	Beschreibung des Dampfprozesses	20
4.2.2	Inbetriebnahme der Dampfprozesses	22
4.2.3	Nachführung des PRKs	25
4.3	Der Kälteprozess	30
4.3.1	Beschreibung der DSKM mit Kaltwasserkreislauf	30
4.3.2	Inbetriebnahme des Kälteprozesses	32
4.4	Messdatenerfassung	35
5	Versuchsfahrten	37
5.1	Freilandmessungen	37
5.2	Versuchsfahrten am Kollektorteststand	40
5.2.1	Beschreibung des Kollektorteststandes	40
5.2.2	Indoor-Versuchsfahrten	44
6	Betriebsverhalten der Solar DSKM	48
6.1	Betriebsverhalten der Solarkollektoren	48
6.2	Betriebsverhalten und Wirkungsgrad der DSKM	52
6.2.1	Betriebsverhalten des Strahlverdichters	52
6.2.2	„Umkipverhalten“ des Strahlverdichters	55
6.2.3	Leistung und COP der DSKM	59
6.3	Regeltechnische Maßnahmen zur Absicherung eines stabilen Betriebes des Strahlverdichters	63
7	Ökologische und Ökonomische Betrachtung unter Berücksichtigung verschiedener Anlagenkonzepte	66

7.1	Erzielbarer Wärmepreis bei der Verwendung von VRK und PRK	66
7.2	Wirtschaftlicher Vergleich einer solaren DSKM mit anderen solarthermischen Kälteanlagen	70
7.3	Ökologische Vergleich einer Solaren DSKM mit konventionellen Systemen	75
8	Angaben zu internationalen Kontakten, wissenschaftlichen Arbeiten	79
9	Fazit	80
10	Literaturverzeichnis	81
11	Anhang	84

## Verzeichnis von Abbildungen und Tabellen

Abbildung 1: Zeitplan für die Umsetzung des Forschungsvorhabens	11
Abbildung 2: Funktionsweise eines Parabolspiegels	12
Abbildung 3: Betriebsverhalten eines Strahlverdichter nach /3/	15
Abbildung 4: Verfahrensschema des Dampfprozesses	20
Abbildung 5: Solar DSKM, Dampfprozess nicht isoliert	21
Abbildung 6: Solar DSKM bei der Inbetriebnahme des Dampfprozesses	22
Abbildung 7: Betriebsparameter während der Inbetriebnahme des Dampfprozesses	23
Abbildung 8: Parabolrinne mit Blick in den Parabolspiegel während des Betriebes	24
Abbildung 9: Solare Einstrahlung während der Inbetriebnahme des Dampfprozesses	24
Abbildung 10: Dampftrommel der Solar DSKM	25
Abbildung 11: Funktionsskizze des Solarsensors	28
Abbildung 12: Nachführung des Parabolrinnenkollektors	29
Abbildung 13: Schaltschrank mit der "Mini-SPS" sowie Antrieb der Nachführung	30
Abbildung 14: Verfahrensschema der DSKM	31
Abbildung 15: Solar DSKM bei der Inbetriebnahme des Kälteprozesses	33
Abbildung 16: Betriebsdrücke während der Inbetriebnahme	34
Abbildung 17: Temperaturverläufe des Verdampfers und des Kaltwasserkreises	35
Abbildung 18: Messstellenliste der Versuchsanlage solar DSKM	35
Abbildung 19: Visualisierung der Versuchsanlage solar DSKM	36
Abbildung 20: Einstrahlung und Kollektortemperaturen	37
Abbildung 21: Dampftrommeldruck und Treibdampfdruck während verschiedenen Versuchsfahrten	38
Abbildung 22: Treibdampfdruck, Saugdampfdruck und Kondensatordruck der DSKM39	
Abbildung 23: Verdampfertemperaturen während der Versuchsfahrten, exemplarisch	40
Abbildung 24: Schematische Darstellung des Kollektorteststandes an der Ruhr Universität Bochum	41
Abbildung 25: Spektrum Thorn-Strahler und Sonnenspektrum //	42
Abbildung 26: Spezifische Einstrahlungsleistung des Kollektorteststandes	43
Abbildung 27: Abnahme der Einstrahlungsleistung vom Zentrum des "Beams"	44
Abbildung 28: VRK bei den Versuchsfahrten am Kollektorteststand	44
Abbildung 29: Einstrahlung auf den VRK	45

Abbildung 30: PRK bei den Versuchsfahrten am Kollektorteststand	46
Abbildung 31: Direktstrahlung entlang des PRK	47
Abbildung 32: Wirkungsgrad des PRKs mit Fehlerbalken 10% vom Absolutwert	49
Abbildung 33: berechnet Wirkungsgradkurven und gemessene Werte bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen	50
Abbildung 34: Wirkungsgrad der VRK und Wirkungsgrad PRK	50
Abbildung 35: Kollektorleistung während des Anfahrvorganges der DSKM	51
Abbildung 36: Saugmassenstrom in Abhängigkeit des Verdampfdrucks	52
Abbildung 37: Treibdampfmassenstrom in Abhängigkeit des Treibdampfdrucks	53
Abbildung 38: Berechnete und ermittelte Treibmassenstrom zweier Versuchsfahrten	54
Abbildung 39: Thermografieaufnahme des Strahlverdichters	55
Abbildung 40: Thermografieaufnahmen während des "Umkippsversuches"	56
Abbildung 41: Betriebsdaten während des "Umkippsversuches"	57
Abbildung 42: Grenzdrücke des Strahlverdichters mit 1,5 mm Treibdüse	58
Abbildung 43: Grenzdrücke des Strahlverdichters mit 1,7 mm Treibdüse	59
Abbildung 44: Antriebswärmebedarf entsprechend Kondensatortemperatur, 1,5 mm Treibdüse	60
Abbildung 45: Antriebswärmebedarf entsprechend Kondensatortemperatur, 1,7 mm Treibdüse	60
Abbildung 46: Saugmassenstrom gegen Kondensatortemperatur für einen Saugdampfdruck von 10 mbar	61
Abbildung 47: COP-Werte in Abhängigkeit der Verdampfertemperatur	62
Abbildung 48: COP-Werte in Abhängigkeit der Verdampfertemperatur und der Kondensatortemperatur, gerechnet mit den Auslegungsdaten	62
Abbildung 49: Notwendiger Treibdampfdruck, Treibdampfdüse 1,5 mm	63
Abbildung 50: Notwendiger Treibdampfdruck, Treibdampfdüse 1,7 mm	64
Abbildung 51: Funktion zur Berechnung des Treibdampfes, Treibdüse 1,5 mm	65
Abbildung 52: Erzielbarer Wärmepreis der Solarthermie für die Standorte Toulouse und Safi	69
Abbildung 53: Erzielbarer Wärmepreis der Solarthermie für die Standorte Genova und St. Katrine	69
Abbildung 54: Wirtschaftlicher Vergleich der Kälteanlagen an unterschiedlichen Standorten mit unterschiedlichen Leistungen	75
Abbildung 55 Kohlendioxidemissionen der verglichenen solaren Kältemaschinen	77

Abbildung 56: Kohlendioxidemissionen der solaren DSKM und einer elektrischen Kältemaschine	78
Tabelle 1: Auslegungsdaten des Antriebes	28
Tabelle 2: Kennwerte des PRKs und des VRKs, wobei Kennwerte des VRKs aus []	52
Tabelle 3: Kennwerte der Kollektoren für die Ertragsrechnung	66
Tabelle 4: Ergebnisse der Ertragsrechnungen für die Solarthermie	67
Tabelle 5: Wirtschaftlichkeitsrechnung der Solarthermie für eine Kollektortemperatur von 130 °C	68
Tabelle 6: Lastprofile und COP-Werte der einzelnen Standorte	71
Tabelle 7: Wirtschaftliche Rahmenbedingungen	71
Tabelle 8: Wirtschaftlichkeitsrechnung einer 200 kW 1-stufigen ABS	72
Tabelle 9: Wirtschaftlichkeitsrechnung einer 200 kW 2-stufigen ABS	73
Tabelle 10: Wirtschaftlichkeitsrechnung einer 200 kW DSKM	74
Tabelle 11: Kennwerte zur Berechnung der Kohlendioxidemissionen	76

## Abkürzungen

COP	Coefficient of performance
DSKM	Dampf Strahl Kältemaschine
PRK	Parabolrinnenkollektor
RMT	Roof Mount Parabolic Troughs
SPS	Speicher programmierbare Steuerung
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
VRK	Vakuumröhrenkollektor

## Formelzeichen

$A$	Fläche
$C$	Konzentrationsverhältnis
$c$	Wärmekapazität
$K$	Kosten
$k_1$	Lineare Wärmeverluste
$k_2$	Quadratische Wärmeverluste
$I$	Strahlung
$\dot{m}$	Massenstrom
$m$	Masse
$n$	Tag im Jahr
$p$	Druck
$\dot{Q}$	Wärmeleistung
$Q$	Wärmearbeit
$T$	Temperatur
$t$	Zeit
$u$	Drehzahl

<i>a</i>	Absorptionsgrad
<i>g</i>	Auffangfaktor
<i>b</i>	Neigungswinkel
<i>d</i>	Deklination
<i>e</i>	Emissionsgrad
<i>j</i>	Breitengrad
<i>w</i>	Stundenwinkel
<i>r</i>	Reflexionsgrad
<i>t</i>	Transmissionsgrad
$\Theta$	Einstrahlungswinkel
<i>h</i>	Wirkungsgrad

## Indizes

0	Kälte/unteres Niveau/optisch
a	Apertur
A	Absorber
a	Kapital
b	Betrieb
Diff	Diffusor
dir	direkt
Düs	Düse
F	feuchte
grenz	Grenze
hor	horizontal
invest	Investition
k	Kondensator
Kol	Kollektor
m	Mittel/mittlerer
N – S	Nord – Süd

O-W

p

R

s

tr

Trom

U

v

V

Ost – West

isobar

Rücklauf

Saugdampf

Treibdampf

Trommel

Umgebung

isochor

Vorlauf

# 1 Zusammenfassung

Gegenstand des Projektes ist der Bau einer kleinen solaren Dampfstrahlkältemaschine (DSKM) mit einer Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  von 1 kW als Versuchsanlage. Mit Hilfe der Versuchsanlage sollen die technische Basis für eine Pilotanlage und deren effizienter Betrieb geschaffen werden. Ferner wird abschließend ein ökonomischer Vergleich der solaren DSKM mit solar betriebenen Absorptionskältemaschinen durchgeführt.

Die hier untersuchte solare DSKM wird mit Wasser als Kältemittel und Treibmittel in einem „offenen System“ betrieben. Aufgrund der Verwendung von Wasserdampf als Treibmittel werden Parabolrinnenkollektoren (PRK) und Vakuumröhrenkollektoren (VRK) verwendet, die auch bei höheren Temperaturen noch gute Wirkungsgrade erzielen.

Die Versuchsanlage kann in einem Dampf- und in einem Kälteprozess unterteilt werden. Der Dampfprozess besteht aus einem 10,5 m<sup>2</sup> großem PRK und einer Dampftrommel nebst Speisewasserversorgung. Der Kollektorkreislauf wird als Druckwasserkreislauf bis max. 8 bar (ü) betrieben. Die Dampftrommel dient zur Treibdampferzeugung und wird mit Hilfe einer Speisewasserpumpe mit Speisewasser versorgt. Die Nachführung der PRK erfolgt mit Hilfe einer „Mini-SPS“, die entsprechend des Sonnenstandes die PRK ausrichtet. Der Kälteprozess besteht aus dem Strahlverdichter, dem Verdampfer, einem Plattenwärmetauscher als Kondensator und einem Gebläselüfter als Kälteverbraucher. Der Strahlverdichter ist für die Nennbedingungen Treibdampfdruck  $p_{tr}$  3 bar (abs) Verdampferdruck  $p_s$  0,01 mbar (abs) und Kondensatordruck  $p_k$  0,05 mbar (abs) ausgelegt. Eine Wasserringvakuumpumpe dient zur Evakuierung des Kälteprozesses. Die gesamte Anlage ist mobil und kann somit an verschiedenen Orten betrieben werden. Ferner ist die Versuchsanlage mit einem Datenerfassungssystem ausgerüstet, welches gleichzeitig eine Prozessvisualisierung ermöglicht.

Während der Sommermonate 2005 wurden Versuchsfahrten auf dem Freilandgelände des Institutes durchgeführt. Im Winterhalbjahr 2005/06 wurden weitere Versuchsfahrten am Kollektorteststand der Ruhr-Universität Bochum absolviert, wobei neben der PRK auch ein VRK eingesetzt wurde.

Die Kennwerte der PRK konnten im Rahmen der Freilandversuche ermittelt werden. Die PRK zeigt ähnliche gute Wirkungsgrade wie der VRK. Die spezifische Wärmekapazität der VRK ist deutlich höher als die des PRK, was sich durch geringere Leistungsschwankungen bei Wolkendurchgängen bemerkbar

machen dürfte. Der COP der Versuchsanlage liegt bei der 1,7 mm Treibdüse bei 0,15 – 0,5 und bei der 1,5 mm Treibdüse bei 0,3 – bis 0,7. Die Treibdüsenwirkungsgrade sind mit 0,7 für die 1,5 mm und 0,55 für die 1,7 mm Treibdüse geringer als erwartet. Im Rahmen von „Umkippsversuchen“, bei denen der Strahlverdichter aus einem stabilen Betriebszustand in den instabilen Betriebszustand fällt, wird die Charakteristik des Strahlverdichters, die das Betriebsverhalten der DSKM bestimmt, untersucht und ein erforderlicher Mindesttreibdampfdruck  $p_{tr}$  ermittelt. Dieser mindestens erforderliche Treibdampfdruck  $p_{tr}$  wird als Funktion des Saugdampfdruckes  $p_s$  und des Kondensatordruckes  $p_k$  dargestellt und als Regelgröße für den Treibdampf vorgeschlagen. Ferner wird der Zusammenhang zwischen COP und Rückkühltemperatur sowie Kaltwassertemperatur dargestellt und auf den daraus resultierenden hohen jährlichen mittleren COP einer DSKM hingewiesen.

Abschließend wird auf Basis einer Jahresertragsrechnung ein ökologischer und ökonomischer Vergleich einer solaren DSKM mit solaren Absorptionskältemaschinen durchgeführt. Es zeigt sich, dass die solare DSKM durchaus mit solaren Absorptionskältemaschinen wirtschaftlich konkurrieren kann. Dabei schneidet die solare DSKM besonders an Standorten mit niedriger durchschnittlicher Feuchtkugeltemperatur  $T_f$ , also Standorten mit einem sehr trockenen Klima, gut ab. Dies sind gleichzeitig auch oft Standorte mit hoher Direktstrahlung  $I_{dir}$ , so dass die PRK und die DSKM sich gut ergänzen. Unter ökologischen Gesichtspunkten scheint die solare DSKM gegenüber anderen Kältemaschinen vorteilhafter.

## 2 Aufgabenstellung und Zielsetzungen des Forschungsvorhabens

Gegenstand des Projektes ist der Bau einer kleinen Versuchsanlage Parabolrinnen-DSKM mit einer Kälteleistung von 1 kW, die mit einem konzentrierenden Kollektorsystem von 10 m<sup>2</sup> betrieben wird.

Ziel des Forschungsvorhabens ist es, anhand der Versuchsanlage die technische Basis für eine Pilotanlage und deren effizienten Betrieb zu schaffen, wobei insbesondere folgende Fragestellungen untersucht werden:

1. Wie kann eine Parabolrinnenkollektor-DSKM optimal geplant und ausgelegt werden, um zu minimalen jährlichen Gesamtkosten zu gelangen?
2. Wie ist das Betriebsverhalten der solaren DSKM unter wechselnden Betriebsbedingungen? Welche Wirkungsgrade können erzielt werden, welche Faktoren können optimiert werden?
3. Welche regeltechnischen Maßnahmen können zur Absicherung des stabilen Betriebes der Anlage (des Strahlverdichters) herangezogen werden?

Ferner wird abschließend eine ökologische und ökonomische Bilanzierung des Verfahrens in Abgrenzung zum Stand der Technik vorgenommen. Die Abbildung 1 zeigt den geplanten Zeitplan für die Umsetzung des Forschungsvorhabens.

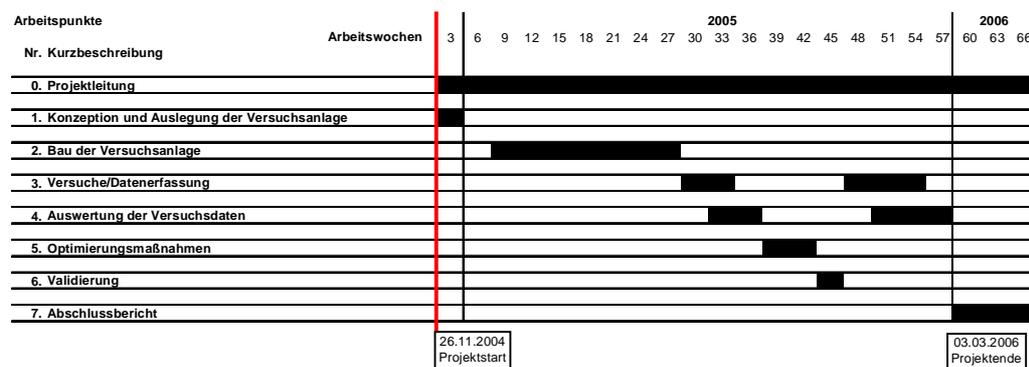


Abbildung 1: Zeitplan für die Umsetzung des Forschungsvorhabens

Herzlichen Dank an die Deutsche Bundesstiftung Umwelt für die Bereitstellung der Fördergelder ohne diese die Durchführung des Forschungsvorhabens nicht möglich gewesen wäre.

## 3 Stand der Technik

### 3.1 Solarkollektoren

Solarkollektoren lassen sich in konzentrierende und nichtkonzentrierende Kollektorsysteme unterscheiden. Zu den konzentrierenden oder fokussierenden Systemen zählen beispielsweise Parabolrinnenkollektoren (PRK), Paraboloid- und Fresnellinsenkollektoren. Nichtkonzentrierende Systemen sind zum Beispiel Vakuumröhrenkollektoren (VRK), Flach- und Luftkollektoren. Für die hier untersuchte DSKM mit Wasser als Treib- und Kältemittel werden entsprechend hohe Temperaturen zur Erzeugung des Treibdampfes benötigt. Dies erfordert solarthermische Kollektoren, die auch noch bei Temperaturen über 100 °C gute Wirkungsgrade erzielen. Für den Antrieb der DSKM wurden demzufolge Parabolrinnenkollektoren der Fa. Industrial Solar Technology Corp., USA, eingesetzt, sowie alternativ ein Vakuumröhrenkollektor der Fa. Paradigma, Deutschland. An dieser Stelle herzlichen Dank an die Fa. Paradigma für den gespendeten Kollektor.

Parabolrinnenkollektoren bestehen aus einem parabelförmigen Spiegel und einem in seiner Brennpunktlinie positioniertem Absorber. Die Parabolrinne nutzt die Eigenschaft der Parabel, parallel zur Parabelachse einfallende Strahlung in einem Brennpunkt entsprechend Abbildung 2 zu fokussieren.

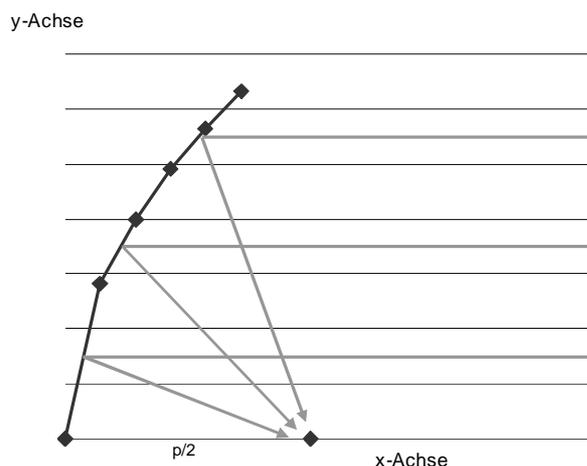


Abbildung 2: Funktionsweise eines Parabolspiegels

Die Parabel errechnet sich nach Bartsch /1/ mit Gleichung 3-1, wobei die Länge  $p$  bzw.  $\frac{p}{2}$  aus Abbildung 2 ersichtlich ist.

Gleichung 3-1

$$y = \pm\sqrt{2px} \quad x > 0$$

Durch die Fokussierung eines Parabolrinnenspiegels wird die Solarstrahlung in einer Brennlinie konzentriert und vom Absorber aufgenommen und als Wärmeenergie an ein Wärmeträgermedium abgegeben. Der Absorber besteht aus einem Absorberrohr, welches sich in einem Glashüllrohr befindet um Wärmeverlust zu reduzieren. Das Absorberrohr ist mit einer Selektivbeschichtung versehen, die die kurzwellige Sonnenstrahlung maximal absorbiert und die längerwellige Wärmestrahlung minimal emittiert. Diese Spezialbeschichtungen bestehen aus Metalloxiden und Sulfiden und haben meist eine mattschwarze Farbe wie z.B.: Schwarznickel (NiS-ZnS) und Schwarzchrom (Cr-Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>). Bei Absorptionsgraden  $\alpha$  um 0,95 weisen sie Emissionsgrade  $\epsilon$  von 0,08 bei 80 °C auf. Moderne Varianten, wie zum Beispiel Tinox oder Sunselect, schimmern bläulich und erreichen  $\alpha$ -Werte von 0,95 bei  $\epsilon$ -Werten von 0,05 – sie verlieren also weniger Wärme durch Abstrahlung. Wichtige Kenngrößen eines PRK ist das Konzentrationsverhältnis  $C$ . Das Konzentrationsverhältnis  $C$  ist entsprechend Gleichung 3-2 definiert als das Verhältnis der Aperturfläche  $A_a$  zur Fläche des Sonnenbildes in der Brennebene, welche im Idealfall der Absorberfläche  $A_A$  entspricht.

Gleichung 3-2

$$C = \frac{A_a}{A_A}$$

Der Wirkungsgrad eines Solarkollektors wird durch die optischen und thermischen Verluste bestimmt. Mit steigendem Konzentrationsverhältnis  $C$  nimmt der Einfluss von optischen Verlusten gegenüber von thermischen Verlusten an dem Wirkungsgrad zu. Die optischen Verluste werden nach /2/ durch den Reflexionsgrad  $r$  des Konzentrators, den Transmissionsgrad  $t$  des Glashüllrohrs und den Absorptionsgrad  $a$  des Absorbers bestimmt. Zur genauen Quantifizierung der Auffangverluste wird ein Auffangfaktor  $g$  herangezogen. Der Auffangfaktor  $g$  stellt den Anteil der vom Konzentratoren reflektierten Strahlung dar, der von der energieabsorbierenden Oberfläche des Receivers aufgefangen wird. Der Auffangfaktor  $g$  ist einerseits eine Eigenschaft des Konzentrators

(mikroskopische Unregelmäßigkeiten, Konturfehler des Spiegels) und seiner Orientierung bei der Projektion des Sonnenbildes, andererseits eine Eigenschaft des Empfängers und seiner Stellung relativ zum Konzentrator. Der Auffangfaktor  $g$  beträgt üblicherweise Werte zwischen 0,9 bis 0,95. Die thermischen Verluste sind abhängig von der Temperatur des Absorberrohrs und der Art der Absorberbeschichtung. Bei höheren Absorbertemperaturen darf der Einfluss des Emissionsgrades  $e$  nicht mehr vernachlässigt werden. PRKs können nur direkte Solarstrahlung nutzen, da nur diese Strahlung sich fokussieren lässt.

Vakuümrohrenkollektoren VRK bestehen aus mehreren, nebeneinander befestigten und evakuierten Glasröhren in denen ein Absorber, in der Regel aus Kupfer, montiert ist. Der Absorber besteht aus einem Blech mit Selektivbeschichtung, das mit einem Rohr verbunden ist. Infolge solarer Einstrahlung erwärmt sich das Blech und leitet die Wärmeenergie zu dem Rohr, das mit einem Wärmeträgermedium durchströmt wird und die Wärmeenergie abtransportiert. Das evakuierte Glasrohr reduziert die Wärmeverluste des Absorbers infolge Wärmekonvektion und Wärmeleitung. VRK können direkte und diffuse Solarstrahlung nutzen.

### 3.2 Dampfstrahlkältemaschinen

Die Dampfstrahlkältemaschine DSKM ist eine thermisch angetriebene Kältemaschine, die Treibdampf als Antriebsenergie für einen Strahlverdichter nutzt. Der Dampfstrahlkälteprozess gehört zu den Kaltdampfprozessen, bei denen ein Kältemittel bei niedrigem Druck- und Temperaturniveau verdampft und auf einem höheren Druck- und Temperaturniveau wieder kondensiert wird. Die beim Verdampfen aufgenommene Wärmeenergie stellt die Kälteleistung  $Q_0$  dar. Die notwendige Verdichtungsarbeit um das dampfförmige Kältemittel vom Verdampfendruck  $p_s$  auf den Kondensatordruck  $p_k$  zu verdichten leistet ein Strahlverdichter.

DSKMs besitzen in der Regel ein niedrigeres Wärmeverhältnis, im englischen auch Coefficient of Performance COP genannt, bei Nennlast als andere thermische Kältemaschinen. Hingegeben ist das Wärmeverhältnis im Teillastbereich oft sehr hoch. Da Kältemaschinen überwiegend über das Jahr gesehen im Teillastbereich arbeiten, kann mit der DSKM ein hohes mittleres jährliches Wärmeverhältnis erreicht werden, welches durchaus Werte über eins erreichen.

Die DSKM erlaubt eine offene Prozessführung. Das heißt, bei Einsatz von Wasser als Kältemittel benötigt die DSKM keine hydraulische Trennung zum Kaltwasserkreislauf der Kälteversorgung. Wird Wasser ebenfalls als Wärmeträgermedium im Solarkollektor und als Treibmedium für den Strahlverdichter eingesetzt, kann auch auf eine hydraulische Trennung auf der An-

triebsseite verzichtet werden. Eine derartige Prozessführung senkt die Investitionskosten, da Wärmetauscher eingespart werden können, und vermeidet die sonst notwendige Wärmeübertragungen und die dazugehörige Entropiezunahme.

Kernkomponente der DSKM ist der Strahlverdichter, der das Betriebsverhalten der DSKM charakterisiert. Das Diagramm in Abbildung 3 zeigt das Betriebsverhalten eines Strahlverdichters nach [3]. Dabei ist der Saugmassenstrom  $\dot{m}_s$  direkt proportional zur Kälteleistung  $Q_0$  der DSKM.

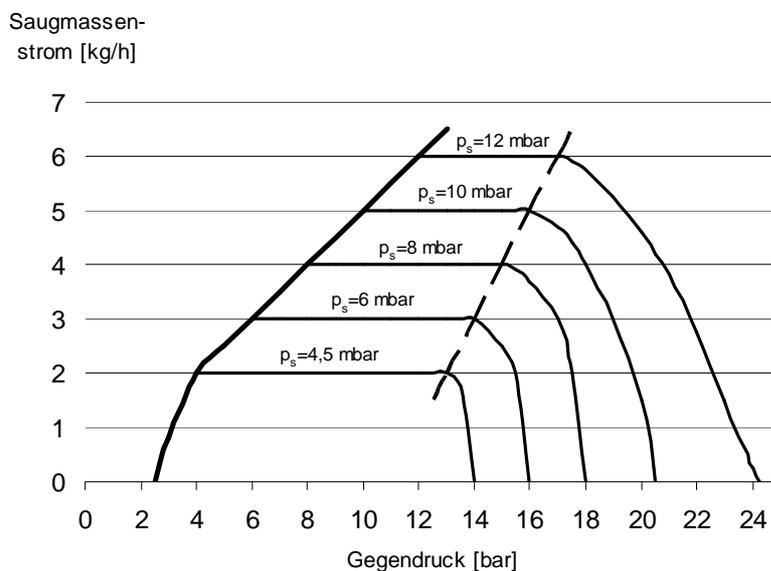


Abbildung 3: Betriebsverhalten eines Strahlverdichters nach [3]

Der Saugmassenstrom  $\dot{m}_s$  ist abhängig vom Verdampferrückdruck  $p_s$ . Bis zu einem gewissen Gegendruck fördert der Strahlverdichter mit konstantem Saugmassenstrom  $\dot{m}_s$ . Bei Überschreitung dieses Gegendruckes bricht der Saugmassenstrom  $\dot{m}_s$  zusammen.

### 3.3 Solare Dampfstrahlkältemaschinen

Kakabaev und Davletov konstruierten 1966 [4] eine erste solar DSKM als Versuchsanlage mit einer Kälteleistung von 1 kW. Die Anlage besteht aus einem 12 m<sup>2</sup> Parabolspiegel und einer Dampfstrahlkältemaschine die zur Klimatisierung eines 37 m<sup>3</sup> großen Raumes genutzt wird. Ein Freon dient als Treib- und als Kältemittel. Das Treibmittel wird im Parabolspiegel direkt erhitzt. Zur Rück-

kühlung wird Wasser verwendet. Der Gesamtwirkungsgrad der Versuchsanlage bezogen auf die solare Einstrahlung liegt zwischen 0,14-0,22.

Anderson /5/ untersuchte theoretisch eine solar angetriebene Dampfstrahlkältemaschine mit Butan als Kältemittel und verglich das Verfahren mit solarbetriebenen Absorptionskältemaschinen. Bei niedrigen Antriebstemperaturen ist der Wirkungsgrad der solaren Dampfstrahlkältemaschine höher als der Wirkungsgrad der absorptiven Kälteverfahren.

Zhadan /6/ untersuchte theoretisch den Einfluss von verschiedenen Kältemitteln und Betriebsparametern auf den Gesamtwirkungsgrad einer solaren DSKM. Für die untersuchten Kältemitteln 12V1, 142, 114 und S318 ergab sich eine optimale Antriebstemperatur der DSKM von 85 °C.

Alkasab /7/ meldete ein Patent auf ein Verfahren zum Heizen und Kühlen an. Unter Verwendung von Flachkollektoren und Wasser als Wärmeträger wird zunächst ein Wärmespeicher geladen. Die Wärme aus dem Wärmespeicher dient zu Heizzwecken oder zum Betrieb einer Dampfstrahlkältemaschine. Als Kältemittel für die DSKM wird R-11 vorgeschlagen. Die Rückkühlung erfolgt über einen Trockenkühler.

Abdel-Aal und Al-Zakri /8/ schlagen die Kombination von solarer Klimatisierung und Meerwasserentsalzung vor. Dabei soll Salzwasser mit Hilfe von Strahlverdichter in einem Flashverdampfer gekühlt werden. Das gekühlte Meerwasser dient zur Klimatisierung. Das beim Flashprozess verdampfende Wasser soll als Trinkwasser verwendet werden. Die notwendige Wärmeenergie für den Treibdampf soll mit Hilfe von Flachkollektoren solarthermisch erzeugt werden.

Chai und Lansing /9/ entwickelten ein Nomogramm mit dessen Hilfe man die Leistung einer solaren DSKM unter Berücksichtigung verschiedener Betriebsparametern ermitteln kann. Ferner weisen sie auf den starken Einfluss des Treibdüsen- und Diffusorwirkungsgrades hin, deren Kurven in das Nomogramm mit einfließen.

Sokolov /10/ untersucht eine solare DSKM mit R-114 als Kältemittel. Zur Erzeugung der Antriebswärme schlägt er Flachkollektoren mit Wasser als Wärmeträgermedium vor. Der Kälteprozess ist vom Solarkreislauf hydraulisch getrennt. Sokolov errechnet einen Gesamtwirkungsgrad von 0,13 - 0,26.

Neben der solaren Klimatisierung wurde auch die Möglichkeit der solaren Lebensmittelkühlung erforscht. So baute Hofer /11/ eine kleine Versuchsanlage bestehend aus einer DSKM mit dem Kältemittel Wasser. Zur Erzeugung der Antriebswärme wird ein Paraboloid verwendet, der die Solarstrahlung auf einen Dampferzeuger fokussiert. Die Kälteleistung des DSKM ist so bemessen,

dass ein kleiner Kühlschrank betrieben werden kann. Aufgrund des Kältemittels Wasser können Temperaturen unter 0 °C nicht erreicht werden. Das vorgeschlagene Verfahren ist nicht automatisiert und für „sonnenreiche“ Länder der dritten Welt angedacht.

Wolpert und Riffat /12/ planen eine 7 kW Versuchsanlage zur Klimatisierung eines Krankenhauses in Mexiko. Als Kälte- sowie Treibmittel soll Wasser verwendet werden. Bei fehlender solarer Einstrahlung soll die DSKM mit Hilfe eines gasgefeuerten Dampferzeugers betrieben werden. Weitere Informationen zu der Anlage oder ihrer Realisierung wurden bislang nicht veröffentlicht.

Von Huang, Petrenko und Chang /13/ wurde eine solare DSKM mit Flachkollektoren und R-141b als Kältemittel entwickelt. Aufgrund der Verwendung von R-141b liegt die Antriebstemperatur der DSKM bei 95 °C, was den Einsatz von Flachkollektoren erlaubt. Der solare Gesamtwirkungsgrad der Anlage liegt bei 0,22 bei einer Antriebstemperatur von 95 °C und einer solaren Einstrahlung von 700 W/m<sup>2</sup>. Ferner untersuchen Petrenko, Bulavin und Samofatov /14/ praktisch und theoretisch die Kältemittel R-142b, R-141b, R-600 und R-600a, wobei das Kältemittel R-142b bei den Untersuchungen als das Effizienteste benannt wird. Neben dem Einsatz von R-142b wird auch ein mehrstufiger Kälteprozess in Kaskade vorgeschlagen. Ferner stellen Huang und Petrenko /15/ einen kombinierten Prozess zur Wärme und Kälteversorgung vor. Mit Hilfe von Flachkollektoren und einem Heizwassererzeuger wird Wärmeenergie erzeugt, die dann wahlweise zur Wärmeversorgung oder als Antriebswärme für die DSKM verwendet wird. Als Kältemittel für die DSKM wird R-141b vorgeschlagen. Der kombinierte Prozess ist für den Einsatz in der Industrie gedacht, wobei insbesondere Industrieanlagen mit hohem Wärmeverbrauch und gleichzeitigem Kältebedarf als potentielle Anwender dieser Technik gesehen werden.

Noeres, Hölder und Hennecke /16/ schlagen in ihrer Patentschrift die Kombination von Parabolrinnenkollektoren mit einer DSKM vor. Als Kälte- und Treibmittel soll Wasser verwendet werden, wobei das Treibmittel direkt im Kollektor verdampft und dem Strahlverdichter zugeführt wird. Lechner /17/ untersuchte theoretisch diese Verfahrensvariante. Mit Hilfe eines statischen Modells und Wetterdaten führte er erste Jahressimulationen durch. Das DLR und UMSICHT /18/ untersuchen das Konzept der solaren mehrstufigen DSKM mit Parabolrinnenkollektoren zur Gebäudeklimatisierung. Es werden verschiedene anlagentechnische Aspekte betrachtet und sinnvolle Ausführungen aufgezeigt. Als Treib- und Kältemittel wird Wasser vorgeschlagen. Jahressimulationen zeigen, dass die solare DSKM durchaus mit solarthermisch betriebenen Absorptionskältemaschinen konkurrieren kann.

Pridasawas /19/ betrachtet verschiedene Möglichkeiten der solaren Kälteerzeugung. Dabei bewertet er die solare DSKM als kostengünstige Lösung, aber mit geringen Wirkungsgraden.

Bislang wurde noch keine solare DSKM mit Wasser als Kälte- und Treibmittel zur Gebäudeklimatisierung realisiert. Bei den bisher ausgeführten Versuchsanlagen wurden konventionelle Kältemittel verwendet. Diese haben den Vorteil, dass Antriebswärme auf relativ niedrigem Temperaturniveau zum Betrieb der DSKM ausreicht und kostengünstige Flachkollektoren verwendet werden können. Die dabei erzielbaren Wirkungsgrade sind entsprechend gering.

Aus ökologischen und ökonomischen Aspekten ist Wasser allerdings als natürliches Kältemittel konventionellen Kältemitteln vorzuziehen. Ferner ermöglicht Wasser die offene Prozessgestaltung des Gesamtsystems ohne hydraulische Trennung zum Kälteverbraucher bzw. zum Solarkollektor, was den Wirkungsgrad der Gesamtanlage erhöht. Die für die höhere Antriebstemperatur notwendigen effizienteren Solarkollektoren wie beispielsweise Parabolrinnenkollektoren (PRK) oder Vakuumröhrenkollektoren (VRK) lassen sich, neben der solaren Klimatisierung, auch zur Energieversorgung in ein vorhandenes Versorgungskonzept gut integrieren.

## 4 Beschreibung und Bau der Versuchsanlage

### 4.1 Allgemeines zur Versuchsanlage Solar DSKM

Der Bau und Betrieb des Solarkreislaufs und die Nachführung der Parabolrinnenkollektoren stellen die größte Unsicherheit dar. Die Inbetriebnahme der solaren DSKM erfolgte somit in zwei Phasen. In einer ersten Phase wurde der Solarkreislauf einschließlich Dampftrommel und Speisewasserversorgung in Betrieb genommen, wobei insbesondere die Erzeugung von Dampf angestrebt wurde, in der zweiten Phase wurde der Kälteprozess in Betrieb genommen.

Entsprechend des Zeitplanes wurde in den Arbeitswochen 1 bis 5 das genaue Konzept der solaren DSKM festgelegt und die Versuchsanlage ausgelegt. Anschließend fand die geplante Bauphase bis einschließlich Arbeitswoche 31 statt. Im Anschluss an die Bauphase erfolgte die Inbetriebnahme des Dampfprozesses und des Kälteprozesses im Rahmen von ersten Freilandversuchen. Ab Arbeitswoche 34 erfolgten unterschiedliche Versuchsfahrten zur Charakterisierung des Betriebsverhaltens der Versuchsanlage und der Einzelkomponenten. Parallel zu den Versuchsfahrten erfolgt die Auswertung der Messdaten. Ab Arbeitswoche 42 wurden die Versuchsfahrten am Kollektorteststand der Ruhr-Universität in Bochum fortgesetzt.

Um den apparativen Aufwand möglichst zu minimieren und maximale Mobilität der Versuchsanlage zu erzielen, wurde die Kälteleistung der Versuchsanlage so gering wie möglich gehalten. Die geringste Kälteleistung ergibt sich aus der kleinstmöglichen noch zu fertigen Treibdampfdüse im Strahlverdichter. Nach Rücksprache verschiedener Strahlverdichterhersteller liegt der kleinste noch zu fertigende Durchmesser bei 1,5 mm. Allerdings ist dieser Durchmesser zu gering um bei den angenommenen Betriebsbedingungen von Treibdampfdruck  $p_{tr} = 3 \text{ bar}$ , Verdampfendruck  $p_0 = 10 \text{ mbar}$  und Kondensatordruck  $p_k = 30 \text{ mbar}$  einen stabilen Betrieb des Strahlverdichters zu gewährleisten, so dass eine Treibdampfdüse mit einem Durchmesser von 1,7 mm verwendet wird. Für die späteren Messungen am Solarkollektorteststand wurde von günstigeren Rückkühlbedingungen ausgegangen, so dass der Kondensatordruck entsprechend geringer ist und eine 1,5 mm Düse verwendet werden konnte.

Zum Betrieb der DSKM wird eine Antriebswärmeleistung von 2-3 kW benötigt. Die 2 – 3 kW Antriebswärmeleistung wird mit einem 10,5 m<sup>2</sup> grossen Parabolrinnenkollektor bereitgestellt. Ferner werden Dampftrommel und Verdampfer so dimensioniert, dass sie als thermische Energiespeicher Sonnendurchgänge und

Spitzenlasten abfangen können. Das Volumen der Dampftrommel wird mit 75 l und das des Verdampfers mit 150 l gewählt.

Aufgrund der geringen Rückkühlleistung wird auf ein Rückkühlwerk für die Versuchsanlage verzichtet. Die Rückkühlung geschieht mit Frischwasser, das direkt dem Kondensator zugeführt wird.

## 4.2 Der Dampfprozess

### 4.2.1 Beschreibung des Dampfprozesses

Der Dampfprozess besteht aus der Dampftrommel B1, dem Solarkreislauf der als Druckwasserkreislauf ausgeführt ist und der Speisewasserversorgung. Die Abbildung 4 zeigt das Verfahrensschema des Dampfprozesses.

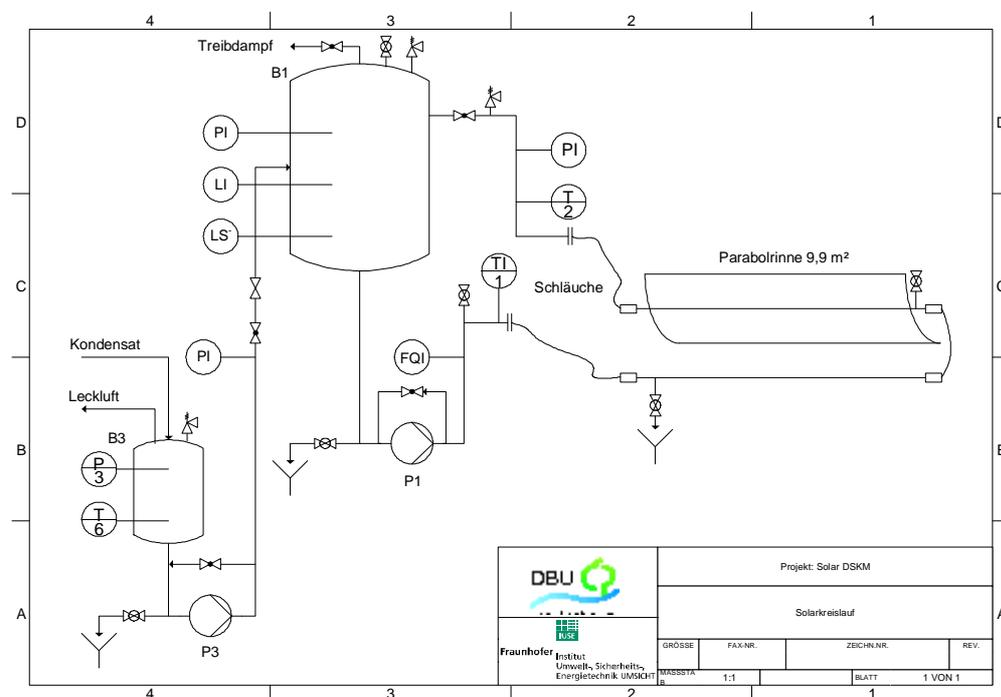


Abbildung 4: Verfahrensschema des Dampfprozesses

Der für den Betrieb der DSKM notwendige Treibdampf wird am Kopf der Dampftrommel B1 entnommen. Die Dampftrommel ist für einen Füllstand von 30% konzipiert. Das Wärmeträgerfluid Wasser wird mit der Solarkreispumpe P1 durch die Parabolrinne gegen eine Drossel gefördert, die den Druck in der Parabolrinne gegenüber der Dampftrommel erhöht. Der erhöhte Druck in der Parabolrinne verhindert das vorzeitige Sieden der Flüssigkeit. Hinter der Drossel

entspannt das Wasser in der Dampftrommel. Diese Betriebsweise kann als Druckwasserkreislauf bezeichnet werden. Mit der Speisewasser P3 wird Kondensat aus der Kondensatvorlage B3 in die Dampftrommel B1 gefördert. Die Pumpe P3 wird über einen Mindeststandkontakt an der Dampftrommel B1 und einer Abfallverzögerung geschaltet. Die Hysterese des Kontaktschalters beträgt 1,5 cm bezogen auf die Füllhöhe der Dampftrommel B1, so dass bei einem Schaltintervall und einer Abfallverzögerung von 0 s ca. 2 l Kondensat aus der Kondensatvorlage B3 in die Dampftrommel B1 gefördert werden. Bei einem Dampfverbrauch von 3,8 kg/h würde die Pumpe P3 halbstündig fördern.

Der gesamte Druckwasserkreislauf einschließlich Dampftrommel B1 würde am 13.07.05 vom TÜV Nord entsprechend Druckgeräterichtlinie als Dampferzeuger der Kategorie II abgenommen. Der maximale zulässige Betriebsdruck des Systems beträgt 8 bar (ü). Vom Sachverständigen wurde eine Stagnationstemperatur der Parabolrinne von 420 °C bei einer Globaleinstrahlung von 810 W/m<sup>2</sup> ermittelt. Die Abbildung 4 zeigt die Solare DSKM unisoliert am Tage der TÜV Abnahme.



Abbildung 5: Solar DSKM, Dampfprozess nicht isoliert

Rechts im Bild befindet sich das Gestell, das den Kälteprozess sowie die Dampftrommel und Speisewasserversorgung beinhaltet. Die Parabolrinnen ist mit Dampfschläuchen an dem Dampfprozess angebunden, so dass für einen Transport beide Einheiten getrennt werden können. Das Gestell ist mit Rollen versehen und kann geschoben werden. Die drei Module der Parabolrinnen sind nicht wie vom Hersteller üblich verschweißt, sondern mit Hilfe von Verschraubungen gekoppelt was eine Modifikation der Kollektoren erforderte. Für einen späteren Transport lassen sich die Module trennen und einzeln transportieren. Die gesamte Anlage ist somit mobil und kann an verschiedenen Orten getestet werden.

#### 4.2.2 Inbetriebnahme der Dampfprozesses

Nach der technischen Abnahme durch den TÜV Nord wurde der Druckwasserkreislauf sowie die Dampftrommel isoliert und in Betrieb genommen. Die Abbildung 6 zeigt die Versuchsanlage bei der Inbetriebnahme des Dampfprozesses.



Abbildung 6: Solar DSKM bei der Inbetriebnahme des Dampfprozesses

Während der Inbetriebnahme wurde zeitweise Dampf über die Entlüftung der Dampftrommel an die Umgebung abgegeben. Die Abbildung 7 zeigt die Betriebsparameter Vorlauftemperatur des Solarkreislaufes, Treibdampfdruck und Globaleinstrahlung während der Inbetriebnahme des Dampfkreislaufes.

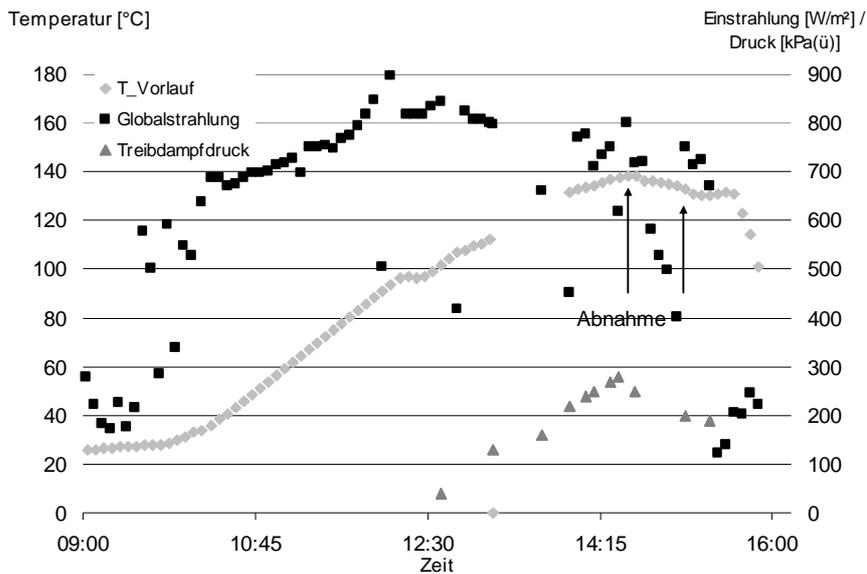


Abbildung 7: Betriebsparameter während der Inbetriebnahme des Dampfprozesses

Die Vorlauftemperatur des Solarkreislaufes, die der Temperatur in der Dampftrommel entspricht, steigt ab 10:00 Uhr kontinuierlich bis auf 138 °C. Der Druck der Dampftrommel erreichte 2,8 bar (ü). Die Einstrahlung erreichte ihr Maximum mit Werten zwischen 850 – 900 W/m<sup>2</sup> zwischen 12:00 – 13:00 Uhr. Ab 13:30 Uhr zogen größere Wolkenfelder vorüber, so dass während der Dampfabnahme von 14:32 -15:07 Uhr die Treibdampfbedingungen nicht gehalten werden konnten.

Die Abbildung 8 zeigt die Parabolrinne mit Blick in den Parabolspiegel während der Inbetriebnahme des Dampfprozesses.



Abbildung 8: Parabolrinne mit Blick in den Parabolspiegel während des Betriebes

Ist die Parabolrinne optimal zur Sonne ausgerichtet, lässt sich die Fokallinie auf der Unterseite des Absorbers beobachten. Deutlich sieht man den hell erleuchteten Absorber sowie seine Reflektion im Parabolspiegel. Die Abbildung 9 zeigt die Solareinstrahlung während der Inbetriebnahme des Dampfprozesses.

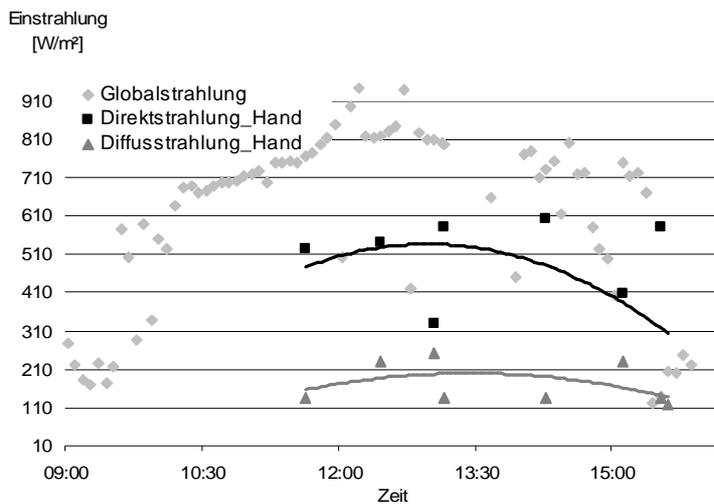


Abbildung 9: Solare Einstrahlung während der Inbetriebnahme des Dampfprozesses

Die Globalstrahlung wird von einem Strahlungsmesser am Institut aufgezeichnet. Die Diffusstrahlung und Direktstrahlung wird mit Hilfe eines Pyranometers, das uns freundlicherweise vom Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt in Köln zur Verfügung gestellt wurde, per Handmessung ermittelt und während der Versuchsmessung in regelmäßigen Abständen protokolliert. Ab 13:30 Uhr

zogen mehrere Wolkenfelder vorüber, so dass die Globalstrahlung starke Schwankungen aufzeigt. Während des Nachmittages verdichten sich dann die Wolkenfelder. Dies zeigt sich darin, dass der Diffusstrahlungsanteil an der Globalstrahlung zunimmt, wobei der Direktstrahlungsanteil abnimmt. Dementsprechend weißt die Kurve der Direktstrahlung einen stärkeren Abfall auf als die Globalstrahlungskurve und Diffusstrahlungskurve.

Die Abbildung 10 zeigt die Dampftrommel der Solar DSKM während der Inbetriebnahme des Dampfprozesses.



Abbildung 10: Dampftrommel der Solar DSKM

Während der Inbetriebnahme des Dampfprozesses wurde Dampf über die Entlüftung der Dampftrommel entnommen. Der Druckwasserkreislauf wird gegenüber der Dampftrommel mit einem höheren Druck von ca. 1 – 1,5 bar betrieben.

#### 4.2.3 Nachführung des PRKs

Da nur senkrecht zur Parabelöffnung einfallende Direktstrahlung vom Parabolspiegel fokussiert werden kann, müssen PRKs kontinuierlich dem Sonnenverlauf einachsrig nachgefahren werden. Dies geschieht durch Änderung des Neigungswinkels. Der Neigungswinkel ist der Winkel zwischen der Horizontalen und der Geraden die waagrecht zur Öffnung der Parabel verläuft. Die dafür notwendige Nachführung besteht aus einer Antriebseinheit die den PRK bewegt um den Neigungswinkel zu ändern und einer Steuereinheit die mit

Hilfe der Antriebseinheit den PRK zur Sonne ausrichtet. Zur Ausrichtung des PRK können zwei Methoden angewendet werden. Zum einen kann mit Hilfe der Ortszeit und der Ortskoordinaten der Neigungswinkel berechnet werden oder der optimale Neigungswinkel wird mit Hilfe eines Sensors der den Sonnenstand misst ermittelt. Da beide Methoden Vor- und Nachteile besitzen empfiehlt es sich in der Praxis beide Methoden zu kombinieren. So ist es sinnvoll den PRK entsprechend der Ortszeit und Ortskoordinaten nachzufahren und dann eine Feinausrichtung entsprechend des gemessenen Sonnenstandes vorzunehmen.

Der notwendige Neigungswinkel in Abhängigkeit der Ortszeit und der Ortskoordinaten kann über der Formel für den Einstrahlungswinkel  $\Theta$  ermittelt werden. Der Einstrahlungswinkel  $\Theta$  zwischen der Direktstrahlung und der Normalgeraden senkrecht zum Kollektor kann nach Duffie und Beckman/2/ für ein PRK mit der Ausrichtung der Drehachse Ost-West mit Gleichung 4-1 bzw. mit der Ausrichtung der Drehachse Nord-Süd mit Gleichung 4-2 berechnet werden.

Gleichung 4-1

$$\begin{aligned} \cos \Theta = & \sin d \sin j \cos b - \sin d \cos j \sin b \\ & + \cos d \cos j \cos b \cos w \\ & + \cos d \sin j \sin b \cos w \end{aligned}$$

Gleichung 4-2

$$\begin{aligned} \cos \Theta = & \sin d \sin j \cos b + \cos d \cos j \cos b \cos w \\ & + \cos d \sin b \sin w \end{aligned}$$

Das  $d$  steht für den Deklinationswinkel,  $j$  für den Breitengrad und  $w$  gibt den Stundenwinkel an. Der Winkel  $b$  entspricht dem Neigungswinkel des PRKs. Die Berechnung der Deklination erfolgt mit Gleichung 4-3, wobei  $n$  für den Tag im Jahr steht.

Gleichung 4-3

$$d = 23,45 \cdot \sin \left( 360 \frac{284 + n}{365} \right)$$

Der Stundenwinkel kann Werte von  $-180^\circ$  bis  $180^\circ$  annehmen und ändert – sich stündlich um  $15^\circ$ . Um 12:00 Uhr Ortszeit ist der Wert des Stundenwinkels null. Eine genaue Definition und Berechnung der Ortszeit kann der Literatur von Rapp /20/ entnommen werden.

Der Wirkungsgrad der PRK erhöht sich mit abnehmenden Einfallswinkeln  $\Theta$  und erreicht sein Maximum bei  $\Theta = 0$ , wobei der Ausdruck  $\cos(\Theta) = 1$  wird. Gleichzeitig besitzt, bei senkrecht zur Parabelöffnung einfallender Einstrahlung, der Einfallswinkel  $\Theta$  sein Minimum, so dass  $\cos(\Theta)$  maximal ist. Der dazugehörige Neigungswinkel  $b$  lässt somit durch Extremwertbestimmung wie folgt berechnen:  $\cos(\Theta) = \max$  bei  $f'(b) = 0$ .

Für die Ost-West Ausrichtung lautet die Ableitung nach  $b$  entsprechend Gleichung 4-4:

Gleichung 4-4

$$\frac{d \cos(\Theta)}{db} = \cos b (\cos d \sin j \cos w - \sin d \cos j) - \sin b (\sin d \sin j + \cos d \cos j \cos w)$$

Daraus ergibt sich durch Nullsetzen und Auflösen zu  $b$  der optimale Neigungswinkel für die Ost-West Ausrichtung entsprechend Gleichung 4-5.

Gleichung 4-5

$$\frac{(\sin b)}{(\cos b)} = \frac{(\cos d \sin j \cos w - \sin d \cos j)}{(\sin d \sin j + \cos d \cos j \cos w)} = \tan b$$

Für die Nord-Süd Ausrichtung lautet die Ableitung nach  $b$  entsprechend Gleichung 4-6.

Gleichung 4-6

$$\frac{d \cos(\Theta)}{db} = \cos b (\cos d \sin w) - \sin b (\sin d \sin j + \cos d \cos j \cos w)$$

Daraus ergibt sich durch Nullsetzen und Auflösen zu  $b$  der optimale Neigungswinkel für die Nord-Süd Ausrichtung entsprechend Gleichung 4-7.

Gleichung 4-7

$$\frac{(\sin b)}{(\cos b)} = \frac{(\cos d \sin w)}{(\sin d \sin j + \cos d \cos j \cos w)} = \tan b$$

In Hinblick auf die relativ kleine Kollektorfläche der Versuchsanlage bestehend aus nur drei Modulen, speziell für die hier verwendeten RMTs (Roof Mount Parabolic Troughs) empfiehlt der Hersteller eine Mindestmodulzahl von 32 Stück mit einer Mindestleistung von 52 kW thermisch, wurde aus Kostengründen auf eine marktverfügbare Nachführung verzichtet und eine eigene kostengünstige Nachführung auf Basis einer „Mini-SPS“ als Steuerung entwickelt.. Da die Anlage nur beaufsichtigt betrieben wird und der Programmieraufwand gering gehalten werden sollte, wurde eine zeitliche Nachführung nicht realisiert. Die Ausrichtung des PRKs erfolgt manuell über ein Tastaturfeld und im Automatikbetrieb mit Hilfe eines Solarsensors. Als Solarsensor werden vier Fotowiderstände verwendet, die die Helligkeitsdifferenz beidseitig einer zur Parabel stehenden Senkrechten messen. Die Abbildung 11 zeigt das Funktionsprinzip des Solarsensors.

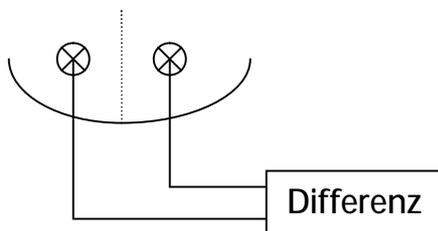


Abbildung 11: Funktionsskizze des Solarsensors

Erreicht die Differenz den Wert null, so steht die Sonne genau senkrecht zum Parabolspiegel und der Kollektor ist ausgerichtet. Eine Hysterese gibt dabei die erlaubte Abweichung vom Wert null an. Die „Mini-SPS“ Schaltet einen Gleichstrommotor der über einen Kettenantrieb den PRK zur Sonne ausrichtet. Bei der Auslegung des Antriebes ist, neben dem Drehmoment, die Stellgeschwindigkeit des PRK entscheidend. Dabei soll der PRK möglichst präzise dem Sonnengang nachgefahren werden, aber ein zu häufiges Takten des Motors vermieden werden. Die Tabelle 1 zeigt die Auslegungsdaten des Antriebes.

Tabelle 1: Auslegungsdaten des Antriebes

<b>Drehzahl</b>		<b>Motor</b>	
Rohr [mm]	25,4	u [i/min]	1850
Abstand [mm]	550	Stirngetriebe	1:100

Stellwinkel	2,64555314	Interdecimal	1:10
Stellzeit [s]	9,5	Interdecimal	1:10
Stellgeschw.	0,27847928		
Kette_Übers	4		
n [1/min]	0,18565285	u_end [1/min]	0,185

In der ersten Spalte wird die notwendige Drehzahl berechnet. Hierfür wird zunächst mit der Breite des Absorberrohrs und der maximalen Fokallänge der Stellwinkel bestimmt, der benötigt wird damit die Brennlinie über die gesamte Absorberrohrbreite wandert. Mit einer vorgegeben Laufzeit des Motors von 9,5 s und einer Kettenübersetzung 1:4 ergibt sich nun die Drehzahl des Gleichstrommotor. Um diese Drehzahl zu erreichen wurden dem Gleichstrommotor ein Stirnradgetriebe und zwei Interdecimalgetriebe entsprechend Spalte 2 der obigen Tabelle vorgeflanscht. Der Antrieb kann ein Drehmoment von 24 Nm aufnehmen und ist aufgrund seiner hohen Untersetzung „selbst-blockierend“. Das Spiel des Antriebes beträgt 0,25°. Die Abbildung 12 zeigt die komplette Nachführung.



Abbildung 12: Nachführung des Parabolrinnenkollektors

Die Abbildung 13 zeigt den Schaltschrank mit der „Mini-SPS“. Ferner ist das Tastaturfeld zur Bedienung der Nachführung sowie das Display zu erkennen. Im Hintergrund des Bildes ist der Antrieb der Nachführung zu sehen.



Abbildung 13: Schaltschrank mit der "Mini-SPS" sowie Antrieb der Nachführung

Mit Hilfe des Tastaturfeldes und des Displays kann die Nachführung für den PRK bedient werden. Die Nachführung kann auf automatischen oder auf manuellen Betrieb geschaltet werden. Im manuellen Betrieb kann die Parabolrinnen direkt mit Hilfe des Tastaturfeldes zur Sonne ausgerichtet werden. Im automatischen Betrieb wird die Parabolrinnen dem Sonnenstand nachgefahren. Das Nachfahren erfolgt taktend zum kontinuierlichen Gang der Sonne. Die notwendige Hysterese kann zur Feineinstellung über das Tastaturfeld vorgegeben werden.

### 4.3 Der Kälteprozess

#### 4.3.1 Beschreibung der DSKM mit Kaltwasserkreislauf

Die DSKM besteht aus dem Strahlverdichter V1, dem Verdampfer B 2, den Kondensator WT1 sowie der Kondensatvorlage B3 und der Evakuierung. Der Konvektionslüfter WT 2 simuliert den Kälteabnehmer im Kaltwasserkreislauf. Die Evakuierung der DSKM erfolgt mit Hilfe der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe V2 die über eine Vorlage mit Betriebsflüssigkeit versorgt wird. Die Abbildung 14 zeigt das Verfahrensschema der DSKM mit Kaltwasserkreislauf.

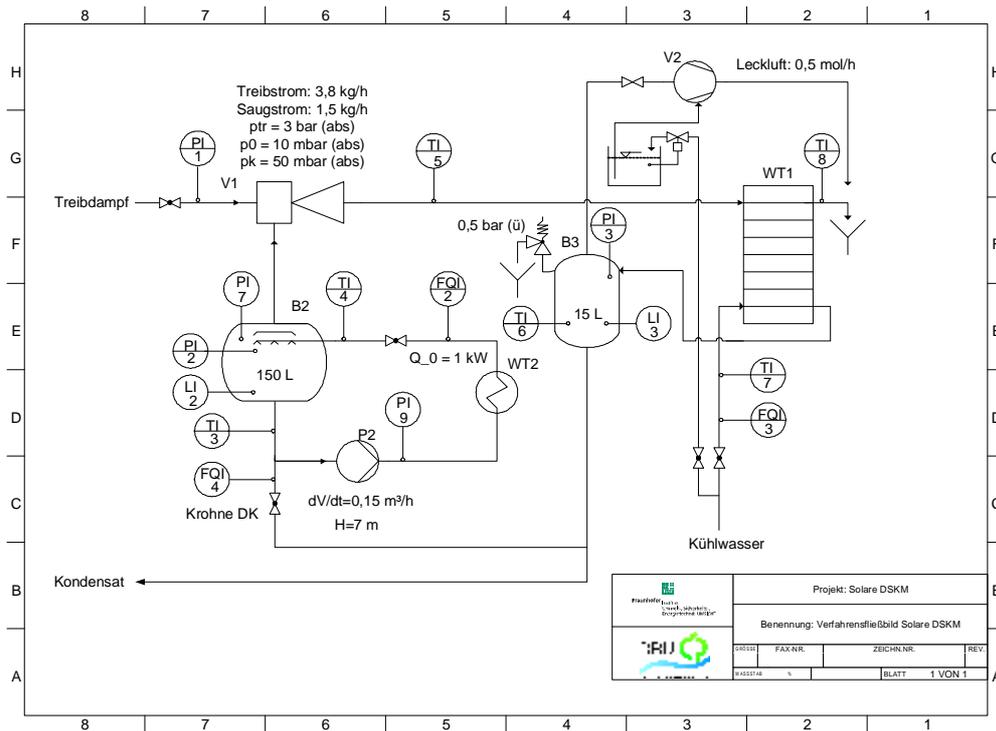


Abbildung 14: Verfahrensschema der DSKM

Die Druckenergie des Treibdampfes wird mit Hilfe einer Düse im Strahlverdichter V1 in kinetische Energie umgesetzt. Dabei fällt der Druck im Strahlverdichter V1 stark ab, so dass Wasserdampf aus dem Verdampfer B2 angesaugt wird. Im Verdampfer B2 stellt sich daraufhin der Verdampfendruck  $p_s$  ein. Der Treibdampfstrom  $\dot{m}_r$  und Saugdampfstrom  $\dot{m}_s$  mischen sich im Strahlverdichter V1 und werden in einem Diffusor auf Kondensationsdruck  $p_k$  verdichtet. Der Plattenwärmetauscher WT1 fungiert als Kondensator und kondensiert den aus Treibdampf und Saugdampf bestehende Mischmassenstrom  $\dot{m}_k$ . Das Kondensat sammelt sich in der nachgeschalteten Kondensatvorlage B3. Aus der Kondensatvorlage B3 werden der Verdampfer B2 und die Dampftrommel B1 des Dampfprozesses rückgespeist. Der aus dem Verdampfer B2 angesaugte Wasserdampf entsteht durch Sieden der Flüssigkeit im Verdampfer B2. Dabei kühlt das Wasser im Verdampfer B2 stark ab. Die dabei notwendige Verdampfungsenthalpie stellt die Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  des Kälteprozesses dar. Die Pumpe P2 fördert das kalte Wasser über den Konvektionslüfter WT2 der den Kälteabnehmer simuliert.

Die DSKM wurde für eine Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  von 1 kW ausgelegt. Um 1 kW Kälteleistung zu erzeugen, muss der Strahlverdichter einen Saugmassenstrom  $\dot{m}_s$  von 1,5 kg/s fördern. Dafür benötigt der Strahlverdichter bei Nennbedingungen 3,8 kg/h Treibdampf. Daraus ergibt sich ein theoretischer COP von 0,37. Bei günstigeren Rückkühlbedingungen kann durch Wechsel der Treibdüse, von einem Treibdüsendurchmesser mit 1,7 mm auf 1,5 mm, der Treibdampfbedarf auf 2,9 kg/h gesenkt werden. Der theoretische COP erhöht sich dann auf 0,48. Der Kondensator WT1 ist für eine Rückkühlleistung  $\dot{Q}_K$  von 5 kW ausgelegt, wobei die Temperaturspreizung des Kühlwassers maximal 6 K betragen soll. Der Kaltwasserkreislauf ist ebenfalls für eine Temperaturspreizung von 6 K konzipiert. Das Gebläse des Konvektionslüfters lässt sich separat zuschalten. Die Auslegungsdaten für den Strahlverdichter V1, dem Verdampfer B2, dem Kondensator WT1 und dem Konvektionslüfter WT 2 können aus dem Anhang entnommen werden.

#### 4.3.2 Inbetriebnahme des Kälteprozesses

Nach erfolgreicher Inbetriebnahme des Dampfprozesses und Erzeugung von Treibdampf für die DSKM wurde der Kälteprozess in Betrieb genommen. Die Abbildung 15 zeigt die Versuchsanlage bei der Inbetriebnahme des Kälteprozesses.



Abbildung 15: Solar DSKM bei der Inbetriebnahme des Kälteprozesses

Die Abbildung zeigt:

1. Strahlverdichter V1
2. Kondensator WT1
3. Vakuumpumpe V2
4. Kondensatpumpe/Speisewasserpumpe P3
5. Wärmetauscher mit Lüfter/Kälteverbraucher WT2
6. Verdampfer B2
7. Kondensatvorlage B3

Die Abbildung 16 zeigt die Betriebsdrücke während der Inbetriebnahme des Kälteprozesses.

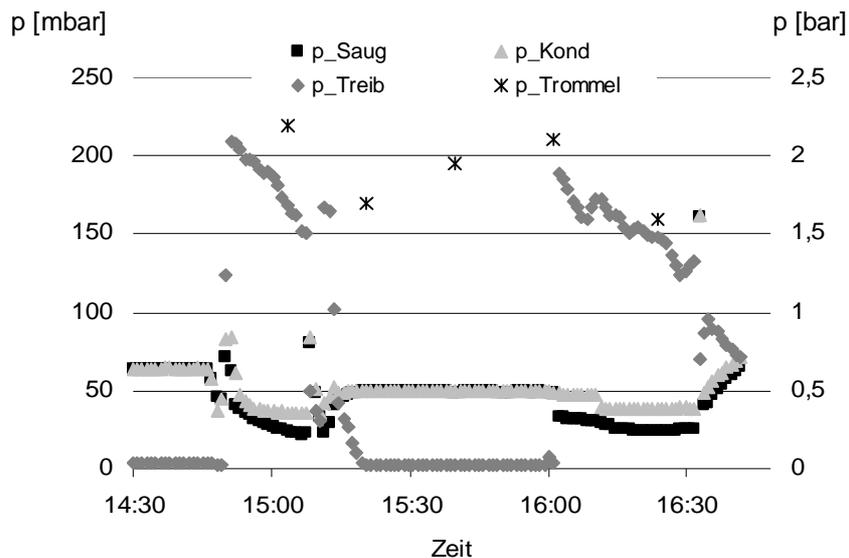


Abbildung 16: Betriebsdrücke während der Inbetriebnahme

Die DSKM wurde um 14:45 Uhr gestartet. Mit Zuschalten des Treibdampfes sinkt der Verdampferdruck  $p_s$  sogleich. Der Kondensatordruck  $p_k$  springt zunächst an, senkt sich anschließend wieder und verläuft konstant. Der zunächst sprunghafte Anstieg des Kondensatordruckes  $p_k$  ist auf die Leckluft der Anlage zurückzuführen, die sich nach Anschalten der DSKM zunächst im Kondensator ansammelt und erst verzögert mit der Vakuumpumpe V2 abgeführt werden kann. Ab 15:15 Uhr ist der Dampftrommeldruck  $p_{trom}$  aufgrund von starken Wolkendurchgängen so weit abgesunken, dass der Treibdampfdruck  $p_{tr}$  für den Betrieb der DSKM nicht mehr ausreicht, so dass die DSKM bis 16:00 Uhr abgeschaltet wurde. In dieser Zwischenzeit steigt der Dampftrommeldruck  $p_{trom}$  erneut auf über 2 bar an, so dass die DSKM bis 16:30 Uhr wieder in Betrieb genommen werden konnte. Die Abbildung 17 zeigt die Temperaturverläufe des Verdampfer und des Kaltwasserkreises.

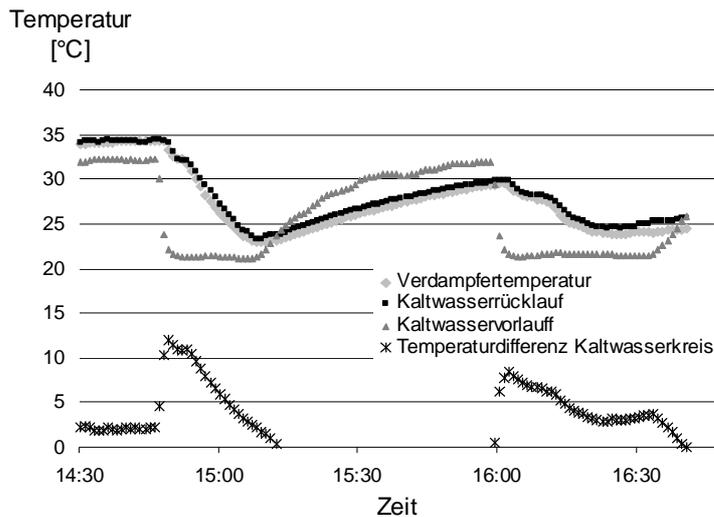


Abbildung 17: Temperaturverläufe des Verdampfers und des Kaltwasserkreises

Die Temperatur des Verdampfers  $T_0$  kann während der ersten Betriebsphase deutlich um 10 K gegenüber der Ausgangstemperatur gesenkt werden. Auch bei der zweiten Betriebsphase ist eine Temperaturabsenkung von 5 K festzustellen. Die Kaltwasser P2 war während dieser Fahrten im Betrieb.

#### 4.4 Messdatenerfassung

Die Abbildung 18 zeigt die Liste aller Messstellen der Versuchsanlage.

lfd. Nr.	Messstelle	Bezeichnung	Betriebspunkt	Typ	Medium	Messbereich	Anschl.	Hilfsenergie [W]	Messerfass.
1	TI 1	Temperatur Kollektorkreis Vorlauf	110-160 °C	analog	Wasser	0 - 175 °C	G 1/2"	1	ja
2	TI 2	Temperatur Kollektorkreis Rücklauf	110-160 °C	analog	Wasser	1 - 175 °C	G 1/2"	1	ja
3	TI 3	Temperatur Verdampfer	0-20 °C	digital	Wasser				ja
4	TI 4	Temperatur Kaltwasser Rücklauf	0-20 °C	digital	Wasser				ja
5	TI 5	Temperatur Kondensator	15-60 °C	digital	Dampf				ja
6	TI 6	Temperatur Kondensatvorlage	15-60 °C	digital	Wasser				ja
7	TI 7	Temperatur Kühlwasser Vorlauf	10-30 °C	digital	Wasser				ja
8	TI 8	Temperatur Kühlwasser Rücklauf	10-30 °C	digital	Wasser				ja
9	PI 1	Druck Treibdampf	1,5-6 bar (abs)	analog	Dampf	0 - 10 bar (abs)	G 1/2"	1	ja
10	PI 2	Druck Saugdampf	6-25 mbar (abs)	analog	Dampf	0 - 250 mbar (abs)	G 1/2"	1	ja
11	PI 3	Druck Kondensator	15-200 mbar (abs)	analog	Dampf	0 - 250 mbar (abs)	G 1/2"	1	ja
12	PI 4	Druck Kollektorkreis	1,5-6 bar (abs)	analog	Wasser	(-) - 9 bar (ü)	G 1/2"		
13	PI 5	Druck Dampftrommel	1,5-6 bar (abs)	analog	Dampf	(-) - 9 bar (ü)	G 1/2"		
14	PI 7	Förderhöhe Speisewasserpumpe	0 - 8 bar (abs)	analog	Dampf	(-) - 9 bar (ü)	G 1/2"		
15	PI 9	Förderhöhe Kaltwasserpumpe	0 - 2,5 bar (abs)	analog	Wasser	(-) - 2,5 bar (ü)	G 1/2"		
16	FQI 1	Durchfluss Kollektorkreislauf	0,25-1,5 m³/h	analog	Wasser	0-1,5 m³/h			
17	FQI 2	Durchfluss Kaltwasserkreislauf	0,05-0,5 m³/h	analog	Wasser	0 - 1 m³/h		1	ja
18	FQI 3	Durchfluss Kühlwasserkreislauf	0,100-1000 m³/h	analog	Wasser	0 - 1 m³/h		1	ja
19	FQI 4	Durchfluss Kältemittel	0-10 l/h	analog	Wasser	0 - 10 l/h			
20	LI 1	Standmessung Dampftrommel	25-75%	analog	Wasser	0 - 100 %	DN 25		
21	LI 2	Standmessung Verdampfer	25-75%	analog	Wasser	0 - 100 %	DN 400		
22	LI 3	Standmessung Kondensatvorlage	25-75%	analog	Wasser	0 - 100 %			
23	QI 1	Messung der Einstrahlung	0-1100 W/m²	analog	Licht				1

Abbildung 18: Messstellenliste der Versuchsanlage solar DSKM

Die Messdatenerfassung der Versuchsanlage erfolgt mit Hilfe des DAVID-Modul, das bei Fraunhofer UMSICHT entwickelt wurde. DAVID ist ein System zur Überwachung von technischen Anlagen und Objekten. Es zeichnet sich besonders dadurch aus, dass die Informationsbeschaffung, Verarbeitung und Visualisierung durch ein und dasselbe Gerät erfolgt. Die Überwachung kann von jedem beliebigen Computer mittels Webbrowser erfolgen. Die Abbildung 19 zeigt die Visualisierung der Versuchsanlage.

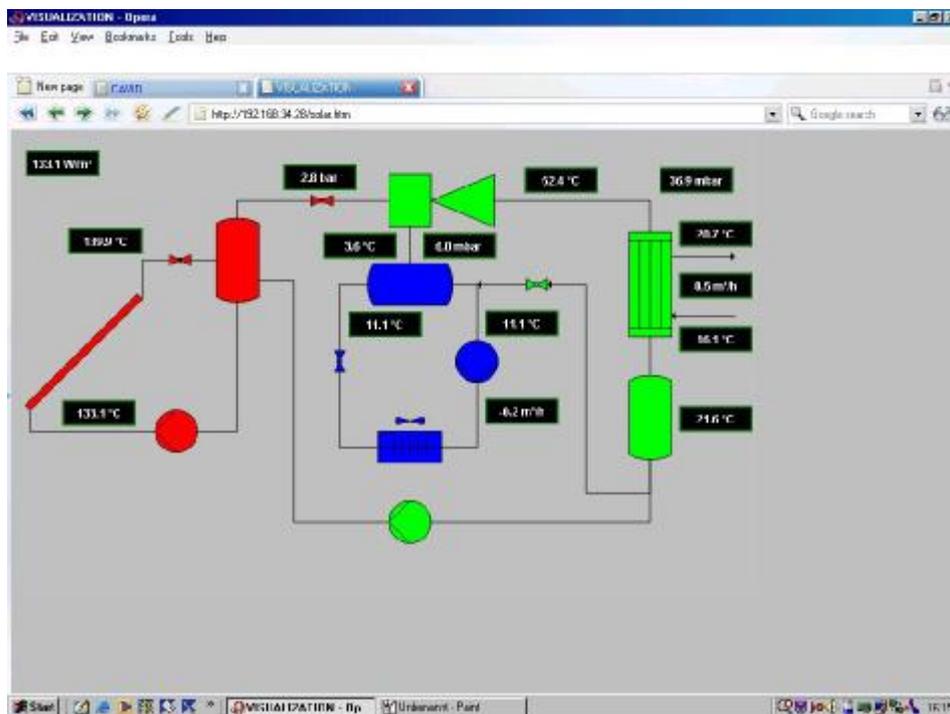


Abbildung 19: Visualisierung der Versuchsanlage solar DSKM

Mit Hilfe eines Laptop, das während des Betriebes an die Versuchsanlage angeschlossen wird, können Temperaturen, Drücke und Volumenströme über die Visualisierung abgelesen werden. Der Druck der Dampftrommel, der Druck vor der Drossel im Solarkreislauf und der Volumenstrom des Solarkreislaufes, sowie die Füllstände im Verdampfer und der Kondensatvorlage müssen vor Ort abgelesen werden. Die Solarstrahlung wird ebenfalls per Hand gemessen.

## 5 Versuchsfahrten

### 5.1 Freilandmessungen

Bei den Freilandversuchen wurde die solar DSKM morgens aufgebaut und abends wieder abgebaut. Der Aufbau der Anlage mit Befüllung des Solarkreislaufes dauerte ca. 1 Stunde. Aufgrund der Vorortbegebenheiten wurde der PRK mit der Drehachse in Ost-West Richtung ausgerichtet. Zwischen 9:00 – 10:00 Uhr wurde der Kollektorkreislauf in Betrieb genommen. Die Abbildung 20 zeigt die Direktstrahlung  $I_{\text{direkt}}$  der Sonne bezogen auf die Horizontale und die mittlere Kollektortemperatur  $T_{m,Kol}$  exemplarisch bei fünf Versuchsfahrten.

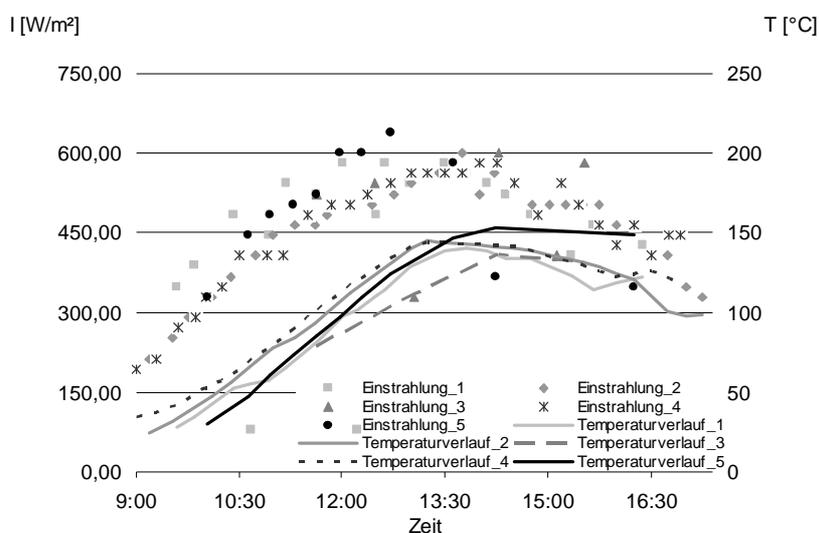


Abbildung 20: Einstrahlung und Kollektortemperaturen

Das Einstrahlungsmaximum während dieser Versuchsfahrten liegt bei ca. 13:00 Uhr was dem Sonnenhöchststand (Sommerzeit) entspricht. Der PRK erreicht dabei Temperaturen  $T_{m,Kol}$  von  $> 150$  °C. Ab 13:00 Uhr wurde in der Regel die DSKM zugeschaltet, so dass die Temperaturverläufe stark abflachen und im Verlauf des Nachmittags abfallen. Die Abbildung 21 zeigt den Dampftrommeldruck  $p_{trom}$  und den Treibdampfdruck  $p_{tr}$  exemplarisch von vier Versuchsfahrten.

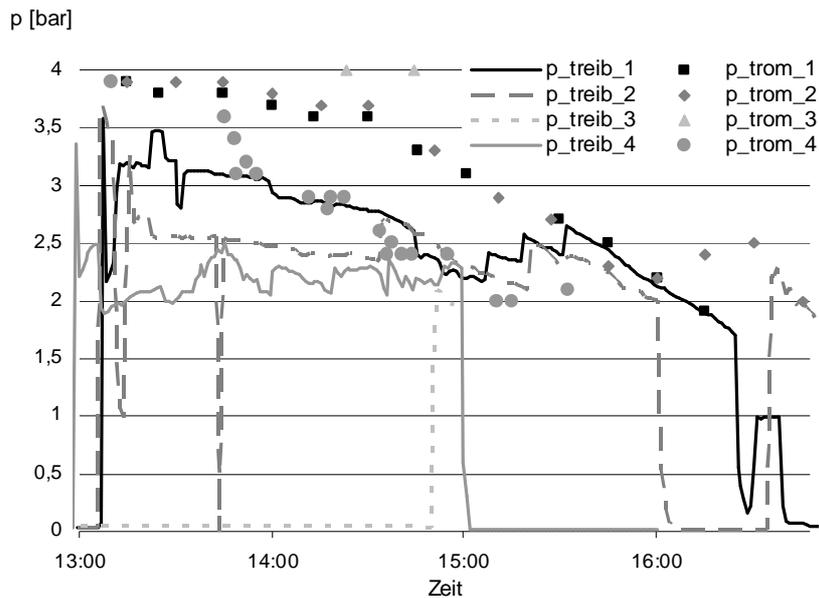


Abbildung 21: Dampftrommeldruck und Treibdampfdruck während verschiedenen Versuchsfahrten

Der Druck in der Dampftrommel  $p_{trom}$  steigt zur Mittagszeit deutlich über 3,6 bar. Im Betrieb der DSKM wird der Treibdampfdruck  $p_{tr}$  je nach Betriebs-situation zwischen 2 bis 3,5 bar gefahren. Der Druckdifferenz zwischen Treibdampfdruck  $p_{tr}$  und Dampftrommeldruck  $p_{trom}$  stellt eine „Energiereserve“ dar, wobei die Dampftrommel als Energiespeicher fungiert. Im Laufe des Nachmittags bzw. bei Wolkendurchgängen wird diese Energiereserve aufgezerrt. Die Abbildung 22 zeigt exemplarisch den Verlauf des Treibdampfdruckes  $p_{tr}$ , des Saugdampfdruckes  $p_s$  und des Kondensatordruckes  $p_k$  der DSKM für drei verschiedene Versuchsfahrten.

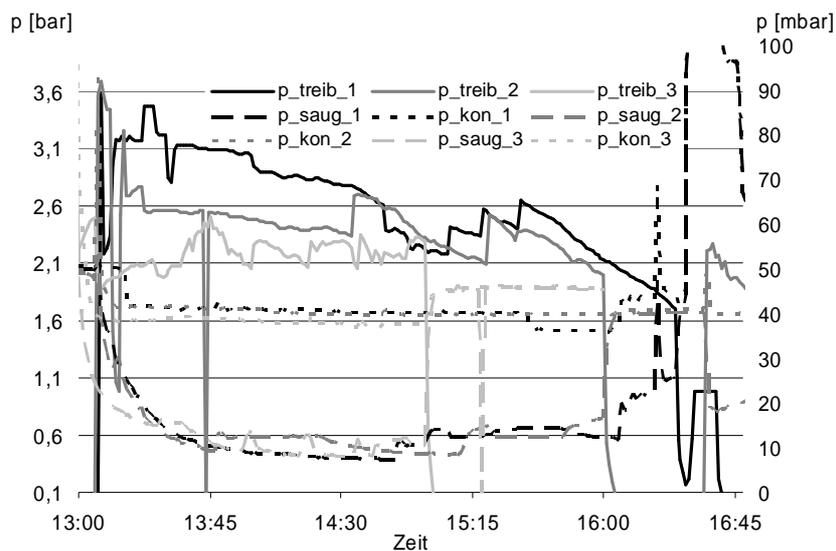


Abbildung 22: Treibdampfdruck, Saugdampfdruck und Kondensatordruck der DSKM

Der Betriebspunkt Treibdampfdruck  $p_{tr}$  3 bar, Saugdampfdruck  $p_s$  0,01 bar und Kondensatordruck  $p_k$  0,05 bar, für den die DSKM ausgelegt wurde, können gut erreicht werden. Da der Kondensatordruck  $p_k$  in den obigen Versuchsfahrten sogar auf ca. 40 mbar gesenkt werden konnte, war ein Treibdampfdruck von 2,5 bar ausreichend um die DSKM zu betreiben. Der Verdampfendruck von 10 mbar konnte über den Nachmittag hinweg gefahren werden und wurde während der Versuchsfahrten sogar teilweise deutlich unterschritten werden. Die Abbildung 23 zeigt exemplarisch die Verdampfertemperatur  $T_0$  von drei Versuchsfahrten. Die angestrebte Verdampfertemperatur  $T_0$  von 6°C konnte sicher erreicht werden.

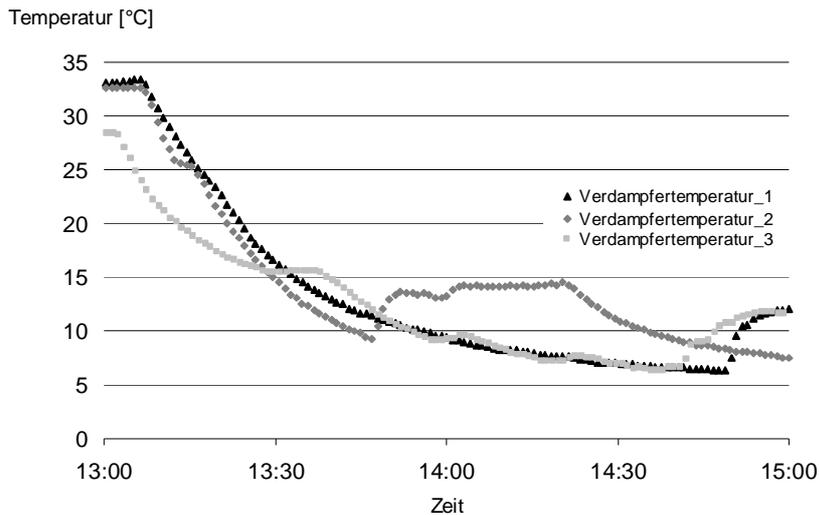


Abbildung 23: Verdampfertemperaturen während der Versuchsfahrten, exemplarisch

## 5.2 Versuchsfahrten am Kollektorteststand

### 5.2.1 Beschreibung des Kollektorteststandes

Der Kollektorteststand an der Ruhr Universität Bochum besteht aus den Teilsystemen: Klimakammer mit Klimakammerkreislauf und Lampensystem. In der Klimakammer wird der Kollektor eingebracht. Die Oberseite der Klimakammer kann mit Glasscheiben abgedeckt werden. Der Klimakammerkreislauf dient zur Simulation von definierten Luftströmungen, hinsichtlich Luftgeschwindigkeit und Lufttemperatur, mit denen die Kollektoren im Teststand beaufschlagt werden. Bei den durchgeführten Versuchen wurde jedoch auf diese Option verzichtet. Das Lampensystem besteht aus den eigentlichen Strahlern und zwei Gebläse, die oberhalb des Lampensystems die Abwärme der Strahler mit einem Luftstrom aus dem Labor fördern. Die Abbildung 24 zeigt schematisch den Kollektorteststand an der Ruhr Universität Bochum.



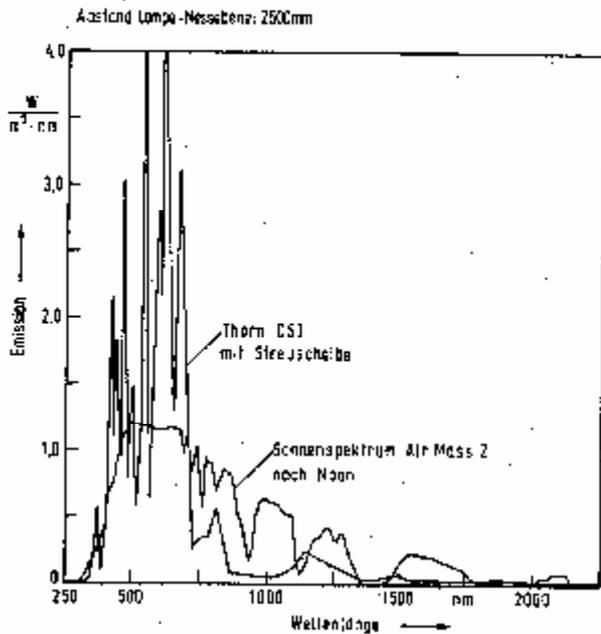


Abbildung 25: Spektrum Thorn-Strahler und Sonnenspektrum /21/

Die Lampen sind samt Starterelektronik an einer an der Labordecke schwenkbar installierten Trägerkonstruktion befestigt. Zur Erzielung einer möglichst homogenen Strahlungsdichte kann die Leistung der einzelnen Strahler mittels Regeltransformatoren angepaßt werden. Nach /21/ können die Inhomogenitäten der „Bestrahlungsstärkenverteilung“ auf  $\pm 10$  bis  $\pm 15$  % vom Mittel eingestellt werden. Neben der gebündelten, kurzwelligigen Strahlung des Lichtbogens strahlen die Strahler der Lampen infolge ihrer hohen Temperatur von ca.  $200^{\circ}\text{C}$  unerwünschte Wärmestrahlung diffus ab. Diese ungerichtete Wärmestrahlung wird von koaxialen Blechröhren unterhalb der Strahler absorbiert.

Für die durchgeführten Versuche stand weniger eine homogene Bestrahlung des Kollektors im Vordergrund, als mit der zur Verfügung stehenden Einstrahlungsleistung den Kälteprozess betreiben zu können. Demzufolge wurden auch die Abdeckscheiben von der Klimakammer entfernt um die Einstrahlungsleistung weiter zu erhöhen. Danach ergab sich die spezifische Einstrahlungsleistung des Kollektorteststandes entsprechend Abbildung 26.

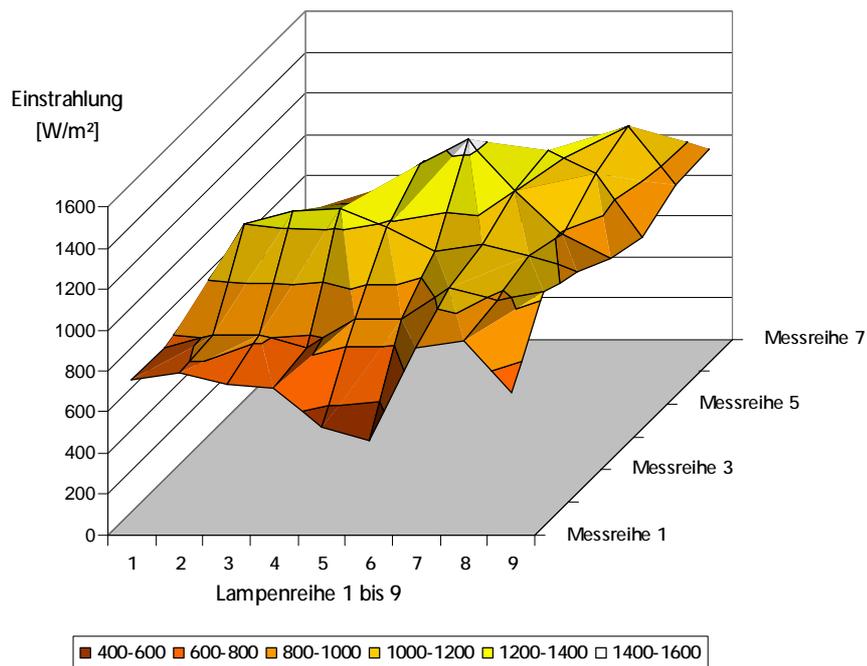


Abbildung 26: Spezifische Einstrahlungsleistung des Kollektorteststandes

Die spezifische Einstrahlungsleistung erwies sich als relativ inhomogen. Die Strahler erzeugen „Beams“ in deren Zwischenräume die Strahlung gegenüber dem Mittelpunkt des „Beams“ stark reduziert ist. Die Abbildung 27 zeigt die Abnahme der Einstrahlungsleistung mit zunehmendem Abstand vom „Beam“-Mittelpunkt. Dabei war die erste Messebene 3,04 m von den Strahlern entfernt, die zweite Messebene 2,17 m und die dritte Messebene 1,73 m.

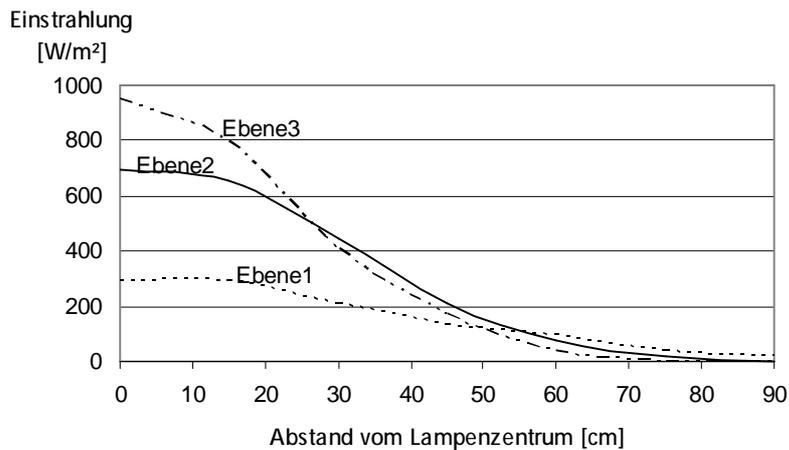


Abbildung 27: Abnahme der Einstrahlungsleistung vom Zentrum des "Beams"

Mit zunehmender Entfernung zu den Strahlern, nimmt die Strahlungsleistung im Mittelpunkt des „Beams“ linear zur Entfernung ab. Misst man die Einstrahlungsleistung mit zunehmendem Abstand vom Mittelpunkt des „Beams“, lässt sich ab einem Abstand von 20 cm eine deutliche Einstrahlungsabnahme feststellen.

### 5.2.2 Indoor-Versuchsfahrten

Bei den Versuchsfahrten am Kollektorteststand wurden der VRK und die PRK eingesetzt. Wie zu erwarten war, ist der Strahlungsanteil an Diffusstrahlung am Kollektorteststand besonders hoch, so dass der VRK spezifisch deutlich mehr Wärmeleistung  $\dot{Q}_H$  erbringt als der PRK. Die Abbildung 28 zeigt den in der Klimakammer des Kollektorteststandes eingebrachten VRK sowie eine thermografische Aufnahme des Kollektors während des Betriebes.



Abbildung 28: VRK bei den Versuchsfahrten am Kollektorteststand

Der eingesetzte VRK der Fa. Paradigma besteht aus 20 parallel geschalteten Vakuumröhren und besitzt eine Aperturfläche  $A_a$  von 4 m<sup>2</sup>. Die Vakuumröhrenkollektoren sind mit einem CPC-Spiegel hinterlegt, der die sonst nicht genutzte Einstrahlung zwischen den Vakuumröhren reflektiert und dem Absorber der Vakuumröhre zuführt. Die Wärmeverluste des VRKs treten an den Vakuumröhren sowie an dem Sammelkasten auf. Die aus der Thermografieaufnahme abzulesende relativ hohe Temperatur des Sammelkastens ist auf Reflektion der Wärmestrahlung der Strahler zurückzuführen. Temperaturmessungen mit einem Berührungsmessgerätes konnten die angezeigt hohe Temperatur nicht bestätigen. Die Abbildung 29 zeigt die gemessene Strahlung  $I$  mit der der VRK während der Versuche beaufschlagt wurde.

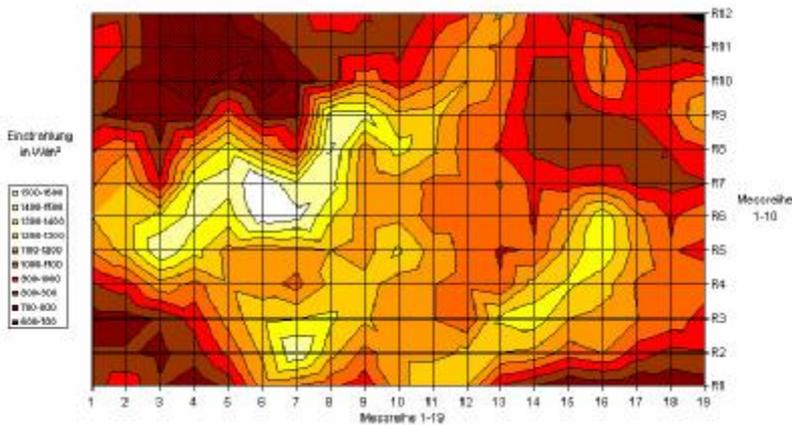


Abbildung 29: Einstrahlung auf den VRK

Die Einstrahlungsleistung  $I$  auf den VRK ist sehr inhomogen und beträgt im Durchschnitt 1045 W/m<sup>2</sup>. Die Abbildung 30 zeigt den PRK während des Betriebes am Kollektorteststand sowie eine thermografische Aufnahme des Kollektors.



Abbildung 30: PRK bei den Versuchsfahrten am Kollektorteststand

Für die Versuche wurden zwei Module des PRKs oberhalb der Klimakammer aufgebaut. Die Wärmeverluste der PRK treten am Absorberrohr auf, das nur mit einem Glasschülrohr zur Reduzierung der Wärmekonvektion versehen ist. Im Gegensatz zum VRK wird beim PRK der Wärmeverlust nicht durch Reduzierung des Wärmeübergangs aufgrund von Isolierung und Vakuum vermieden, sondern durch Verringerung der warmen Absorberfläche. Dies geschieht mit Erhöhung des Verhältnisses Aperturfläche  $A_a$  zu Absorberfläche  $A_A$  und wird Konzentrationsverhältnis  $C$  genannt. Dem Vorteil des einfacheren Aufbaus steht allerdings der Nachteil gegenüber, dass nur Direktstrahlung  $I_{\text{direkt}}$  fokussiert und somit konzentriert werden kann. Der hier verwendete PRK besitzt ein Konzentrationsverhältnis  $C$  von 13,6. Die Abbildung 31 zeigt die gemessene Direktstrahlung  $I_{\text{direkt}}$  entlang des PRKs während der Versuche, wobei die gemessene Direktstrahlung  $I_{\text{direkt}}$  kollektorspezifisch ist und nicht auf andere PRK übertragbar ist.

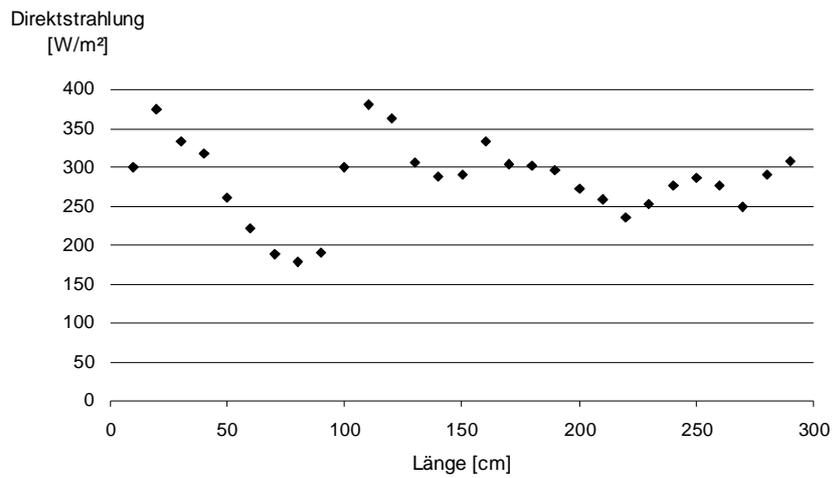


Abbildung 31: Direktstrahlung entlang des PRK

Die gemessene Direktstrahlung  $I_{\text{direkt}}$  bezieht sich auf die gesamte Breite des PRKs. Die Direktstrahlung  $I_{\text{direkt}}$  variiert zwischen 180 bis 380 W/m<sup>2</sup> und besitzt einen Durchschnittswert von 285 W/m<sup>2</sup>.

## 6 Betriebsverhalten der Solar DSKM

### 6.1 Betriebsverhalten der Solarkollektoren

Zur Bestimmung des Wirkungsgrads des PRK wurden die Messungen aus den Freilandversuchen am 28.07.05, 17.08.05, 18.08.05, 29.08.05, 30.08.05 und 31.08.05 genutzt. Diese Tage zeichneten sich durch geringe Wolkendurchgänge aus, so dass eine starke Schwankungen der Solarstrahlung nicht auftrat. Die gemessene horizontale Direktstrahlung  $I_{hor}$  wird zunächst umgerechnet in die Direktstrahlung die auf dem nachgeführten Kollektor  $I_{Kol}$  einfällt. Die Leistung des PRKs, bestehend aus den drei Modulen zuzüglich der Rückführleitung und den Dampfschläuchen, wird mit dem Ansatz entsprechend Gleichung 6-1 berechnet.

Gleichung 6-1

$$\dot{Q}_{Kol} = \dot{m}_{Kol} \cdot c_p \cdot (T_{Kol,R} - T_{Kol,V}) - (m_{Kol} \cdot c_{Kol} + m_{Fluid} \cdot c_p) \cdot \frac{dT_{Kol,m}}{dt}$$

Die mittlere Kollektortemperatur  $T_{Kol,m}$  errechnet sich aus den Temperaturen des Kollektorkreisvorlaufs  $T_{Kol,V}$  und des Kollektorkreisrücklaufs  $T_{Kol,R}$ . Die Masse des Kollektors  $m_{Kol}$  wird mit 61 kg und die Wärmekapazität des Kollektors  $c_{Kol}$  mit 0,47 kJ/kg/K für Stahl angenommen. Die Fluidmasse  $m_{Fluid}$  beträgt 16 kg und besitzt die Wärmekapazität  $c_p$  für Wasser von 4,18 kJ/kg/K. Die so ermittelte Kollektorleistung  $\dot{Q}_{Kol}$  über den entsprechenden Messzeitraum wird ins Verhältnis zur Einstrahlungsleistung  $I_{Kol}$  gesetzt, wobei beide Leistungskurven zuvor noch geglättet werden. Die daraus resultierenden Wirkungsgradkurven des PRKs sind in Abbildung 32 in Abhängigkeit der Einstrahlungsleistung  $I_{Kol}$  und der Temperaturdifferenz zwischen der mittleren Kollektortemperatur  $T_{Kol,m}$  und Umgebungstemperatur  $T_U$  dargestellt.

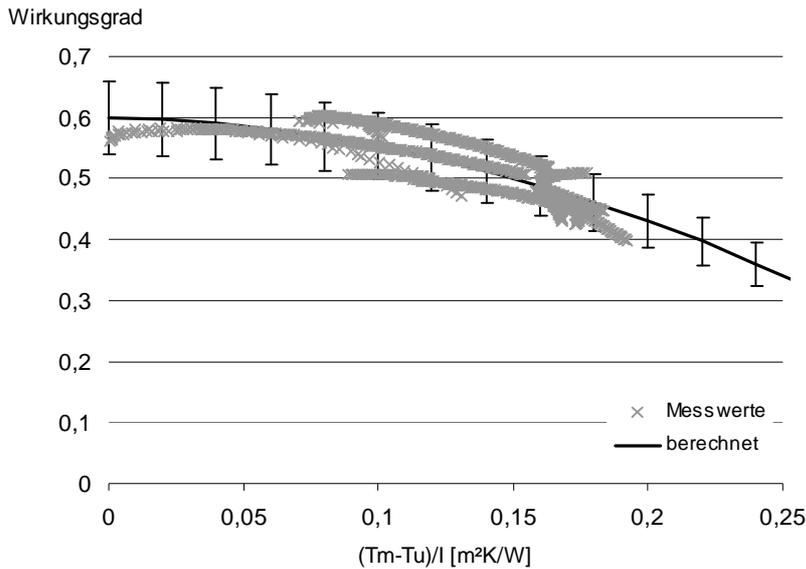


Abbildung 32: Wirkungsgrad des PRKs mit Fehlerbalken 10% vom Absolutwert

Neben den ermittelten Wirkungsgradkurven ist ein berechneter Wirkungsgrad  $h_{Kol}$  aufgetragen. Der berechnete Wirkungsgrad  $h_{Kol}$  erfolgt mit dem üblichen Ansatz nach Gleichung 6-2, wobei die Wirkungsgradkurven maximal 10 % vom errechneten Wirkungsgrad  $h_{Kol}$  abweichen.

Gleichung 6-2

$$h_{Kol} = h_0 - k1 \cdot \frac{(T_{Kol,m} - T_U)}{I_{Kol}} - k2 \cdot \frac{(T_{Kol,m} - T_U)^2}{I_{Kol}}$$

Der optische Wirkungsgrad  $h_0$  beträgt dabei 0,6 und die linearen und quadratischen Wärmeverluste  $k1$  und  $k2$  betragen 0,1 W/m²/K sowie 0,0075 W/m²/K². Die Abbildung 33 zeigt mit diesen Werten berechnete Wirkungsgradkurven bei unterschiedlichen Einstrahlungsleistungen  $I_{Kol}$ . Zur Überprüfung sind entsprechende Messwerte mit aufgetragen.

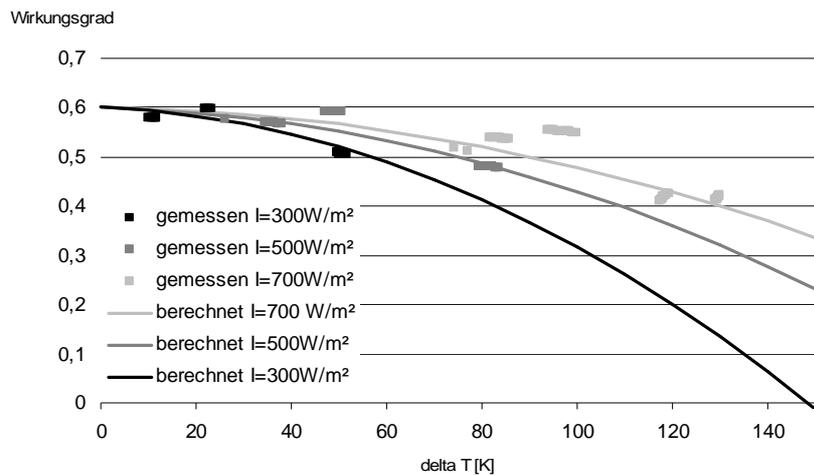


Abbildung 33: berechnet Wirkungsgradkurven und gemessene Werte bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen

Der Wirkungsgrad des PRK  $h_{Kol}$  lässt sich mit dem obigen Ansatz sowie den ermittelten Werten für den optischen Wirkungsgrad  $h_0$  sowie für die linearen und quadratischen Wärmeverluste  $k_1$  und  $k_2$  gut beschreiben. Im Diagramm der Abbildung 34 sind die Wirkungsgrade des PRKs und des eingesetzten VRKs aufgetragen.

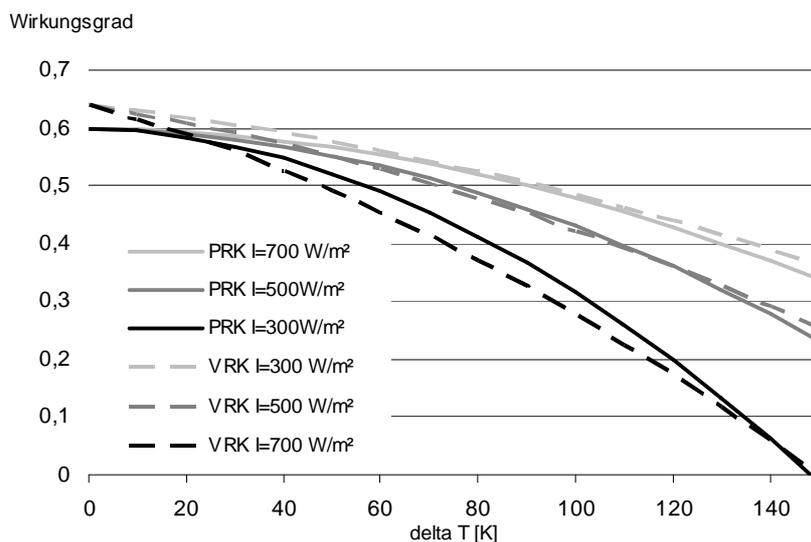


Abbildung 34: Wirkungsgrad der VRK und Wirkungsgrad PRK

Beide Kollektortypen weisen einen ähnlich guten Wirkungsgrad  $h_{Kol}$  auf. An dieser Stelle muss darauf hingewiesen werden, dass PRKs im Gegensatz zu den VRKs nur die Direktstrahlung der Solarstrahlung nutzen können. Zur Berechnung des Wirkungsgrades  $h_{Kol}$  des VRKs wurde auf die Kennwerte des Herstellers zurückgegriffen. Die Abbildung 35 zeigt die Kollektorleistung  $\dot{Q}_{Kol}$  beim anfahren der DSKM während des Freilandversuches am 31.08.05 mit PRK und während der Versuchsfahrt am Kollektorteststand am 24.10.05 mit VRK.

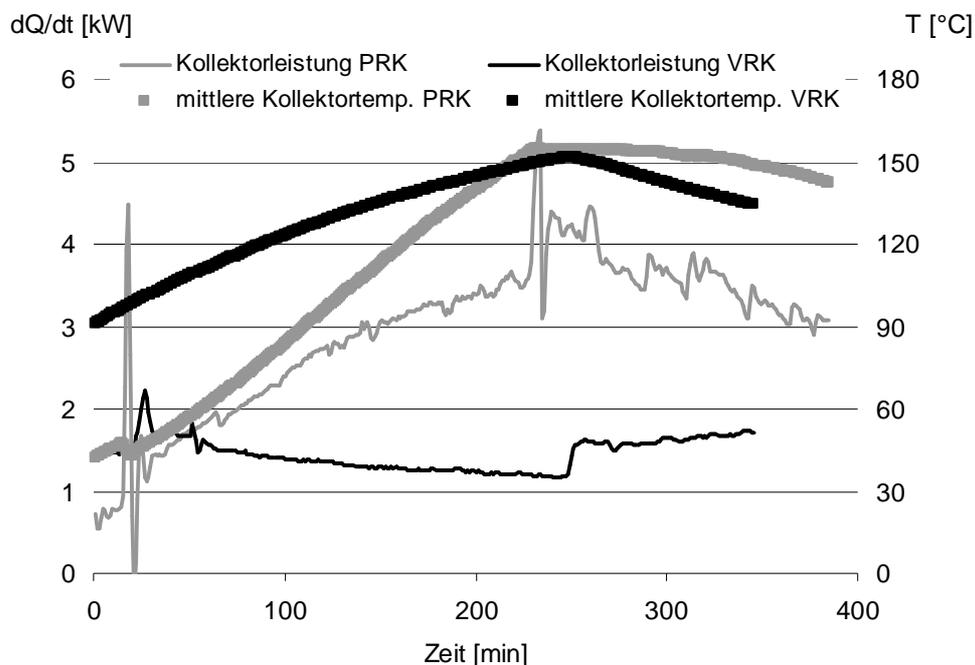


Abbildung 35: Kollektorleistung während des Anfahrvorganges der DSKM

Das Anfahren der DSKM ist mit einem Rückgang der Dampftrommeltemperatur  $T_{Trom}$  verbunden. Das Sinken der Dampftrommeltemperatur  $T_{Trom}$  bewirkt eine Abnahme der mittleren Kollektortemperatur  $T_{Kol,m}$ , wodurch die sensible Wärme des Kollektors aufgrund seiner Wärmekapazität  $c_{Kol}$  abgegeben wird und die Kollektorleistung  $\dot{Q}_{Kol}$  demzufolge ansteigt. Aus dem Temperaturgradienten  $\frac{dT_{Kol,m}}{dt}$  sowie dem plötzlichen Leistungsanstieg  $\dot{Q}_{Kol}$  kann die Wärmekapazität  $c_{Kol}$  ermittelt werden. Die Tabelle 2 listet die Kenngrößen beider Kollektortypen.

Tabelle 2: Kennwerte des PRKs und des VRKs, wobei Kennwerte des VRKs aus [22]

Kennwert	PRK	VRK
$h_0$	0,6	0,64
$k1$	0,1	0,688
$k2$	0,0075	0,004
$c_{Kol}$	7,5 kJ/m <sup>2</sup> /K	13,06 kJ/m <sup>2</sup> /K

Die Wärmekapazität  $c_{Kol}$  des VRK ist aufgrund seiner größeren thermischen Masse höher als bei dem PRK. Daraus lässt sich ein günstigeres Betriebsverhalten der VRK bei Wolkendurchgängen ableiten, da der Kollektor selber als Wärmespeicher fungiert. Der höhere Aufwand bei der hydraulischen Einbindung der einzelnen Röhren erzeugt hingegen bei den VRK höhere Druckverluste.

## 6.2 Betriebsverhalten und Wirkungsgrad der DSKM

### 6.2.1 Betriebsverhalten des Strahlverdichters

Kernkomponente der DSKM ist der Strahlverdichter. Das Betriebsverhalten des Strahlverdichters charakterisiert das Betriebsverhalten der DSKM. Der Saugmassenstrom  $\dot{m}_s$  sowie der Treibmassenstrom  $\dot{m}_{tr}$  ist dabei direkt proportional zur Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  sowie zum Antriebswärmestrom  $\dot{Q}_{tr}$ . Die Abbildung 36 zeigt den Saugmassenstrom  $\dot{m}_s$  in Abhängigkeit des Verdampferdruckes  $p_s$ .

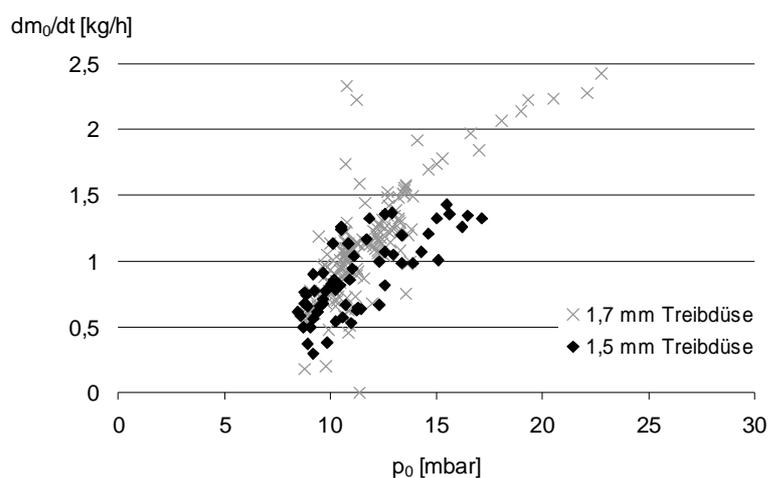


Abbildung 36: Saugmassenstrom in Abhängigkeit des Verdampferdrucks

Mit sinkendem Verdampferdruck  $p_s$  sinkt der Saugmassenstrom  $\dot{m}_s$  und somit die Förderleistung des Strahlverdichters. Darüber hinaus ist zu erkennen, dass der Durchmesser der Treibdüse keinen Einfluss auf die Förderleistung des Strahlverdichters besitzt. Die Abbildung 37 zeigt die Abhängigkeit des Treibmassenstroms vom Treibdampfdruck für beide Treibdüsen.

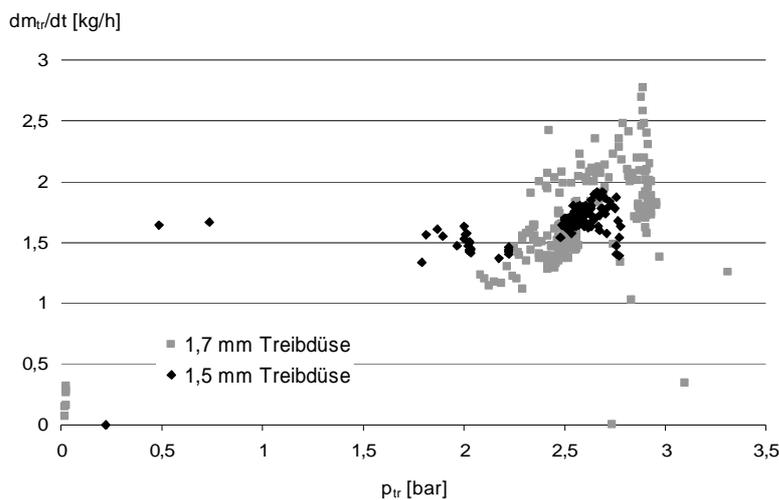


Abbildung 37: Treibdampfmassenstrom in Abhängigkeit des Treibdampfdrucks

Mit steigendem Treibdampfdruck  $p_{tr}$  steigt der Treibmassenstrom  $\dot{m}_{tr}$  an. Zur Bestimmung der Wirkungsgrade der beiden Treibdüsen wurde mit Gleichung 6-3 aus /23/ der Treibmassenstrom  $\dot{m}_{tr}$  in Abhängigkeit des Treibdampfdruckes  $p_{tr}$  berechnet und mit den ermittelten Treibdampfverbräuchen zweier Versuchen zusammen in einem Diagramm entsprechend Abbildung 38 aufgetragen.

Gleichung 6-3

$$\dot{m}_{tr} = A_{Düs} \cdot h_{Düs} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k+1}} \sqrt{\frac{k}{k+1}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_{tr}}{u_{tr}}}$$

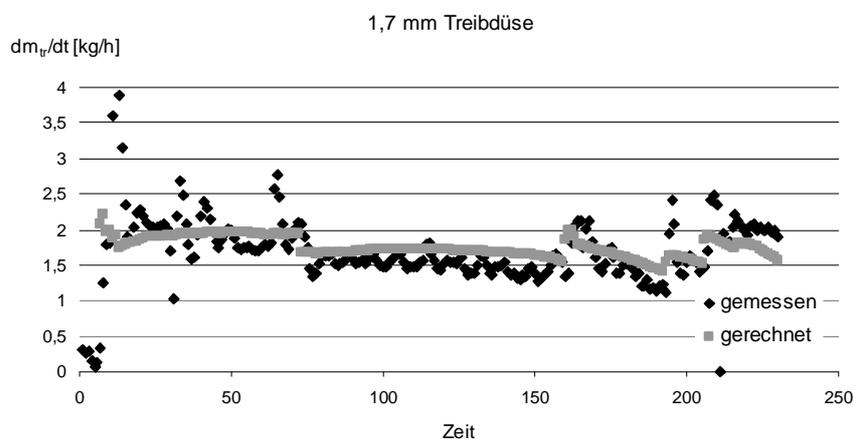
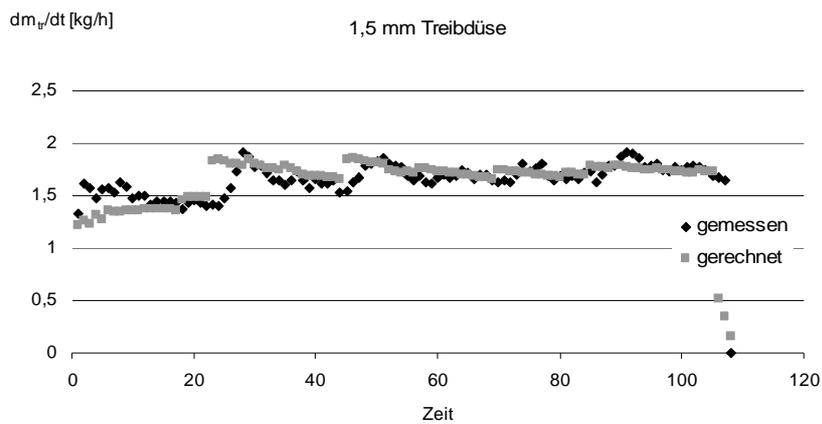


Abbildung 38: Berechnete und ermittelter Treibmassenstrom zweier Versuchsfahrten

Durch sukzessives Approximieren wird die berechnete Kurve in Deckung mit der ermittelten Kurve gebracht. Für die beiden verwendeten Treibdüsen ergeben sich somit ein Wirkungsgrad  $h_{Düis}$  von 0,7 für die Treibdüse mit 1,5 mm Durchmesser und 0,55 für die Treibdüse mit 1,7 mm Durchmesser. Diese Werte erscheinen, verglichen mit Literaturwerten z. B. von Bauer /24/, sehr gering. Hier muss allerdings berücksichtigt werden, dass die verwendeten Treibdüsen sehr geringe Durchmesser besitzen und eine untere Fertigungsgrenze erreicht wurde. Treibdüsen mit einem Durchmesser  $< 1,5$  mm lassen sich kaum noch anfertigen. Bei derart kleinen Treibdüsen haben kleine Fertigungsabweichungen einen hohen Einfluss auf den Wirkungsgrad der Treibdüse. Der Einfluss der Wandreibung ist bei kleineren Düsen größer.

## 6.2.2 „Umkippen“ des Strahlverdichters

Der Strahlverdichter fördert das Kältemittel  $\dot{m}_s$  mit Hilfe des Treibmassenstroms  $\dot{m}_{tr}$  aus dem Verdampfer in den Kondensator. Dabei wird das Kältemittel vom Verdampferdruck  $p_s$  auf den Kondensatordruck  $p_k$  verdichtet und das Treibmittel vom Treibmitteldruck  $p_{tr}$  auf Kondensatordruck  $p_k$  entspannt. Ist der Kondensatordruck  $p_k$  zu groß bzw. der Treibdampfdruck  $p_{tr}$  zu gering kann der Strömungsprozess nicht aufrechterhalten werden, so dass der Strahlverdichter kein Kältemittel mehr fördert. Diese unerwünschte Betriebsituation wird als „Umkippen“ des Strahlverdichters bezeichnet und muss während des Betriebes der DSKM vermieden werden. Da sich die Druckänderungen der Strömung im Strahlverdichter auch in entsprechenden Temperaturänderungen äußern, können mit Hilfe einer Thermografiekamera die Vorgänge im Strahlverdichter beobachtet werden.

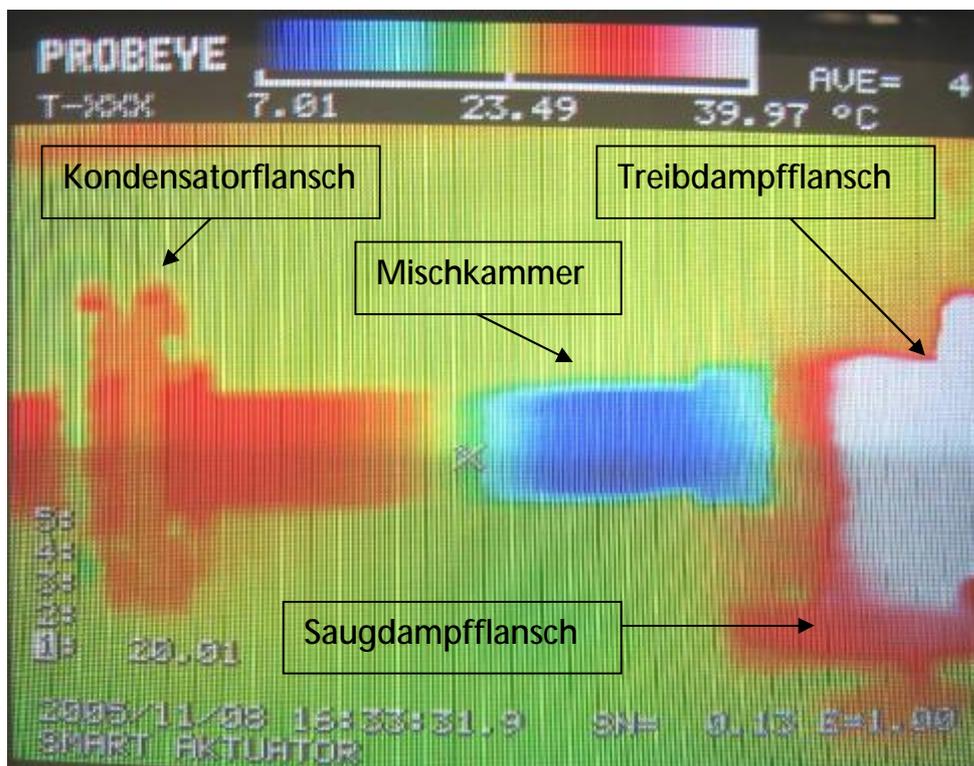


Abbildung 39: Thermografieaufnahme des Strahlverdichters

Die Abbildung 39 zeigt eine Thermografieaufnahme des Strahlverdichters im stabilen, statischen Betrieb. Der Treibdampfdruck  $p_{tr}$  betrug 3,2 bar, der

Saugdampfdruck  $p_s$  betrug 8 mbar und der Kondensatordruck  $p_k$  45 mbar. Die Entspannung des Treibdampfes wird durch einen hohen negativen Temperaturgradienten im Bereich des Treibdampfzylinders zur Mischkammer hin angezeigt. Die niedrigste Temperatur herrscht im Bereich der Mischkammer. Der folgende positive Temperaturgradient zwischen Mischkammer und Kondensatorflansch zeigt die Verdichtung des Mischstroms, bestehend aus Treibmittel und Kältemittel, an.

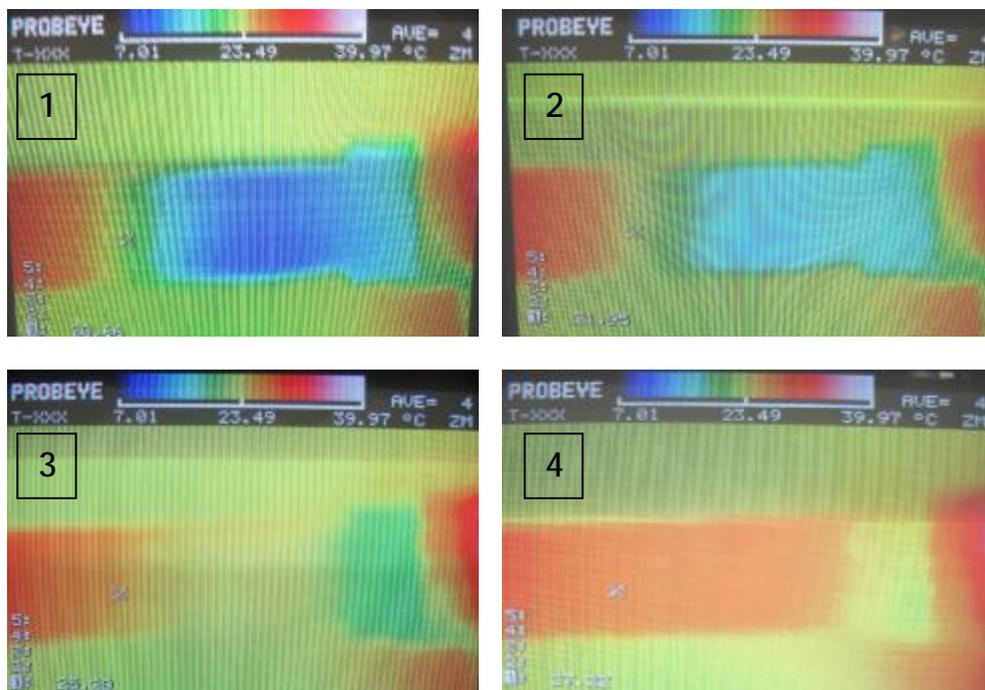


Abbildung 40: Thermografieaufnahmen während des "Umkippsversuches"

Mit Hilfe der Thermografieaufnahmen eins bis vier in der Abbildung 40 lässt sich das „Umkippen“ des Strahlverdichters dokumentieren. Dabei wurde der Treibdampfdruck  $p_{tr}$  des Strahlverdichters bei konstantem Kondensatordruck  $p_k$  und konstanten Verdampfdruck  $p_s$  entsprechend dem Diagramm in Abbildung 41 abgesenkt. Der „Umkippsvorgang“ findet plötzlich statt und wird durch den Anstieg des Verdampfdruck  $p_s$  angezeigt. Die Thermografieaufnahmen zeigen die Temperaturänderung der Strahlverdichteroberfläche die aufgrund der „thermischen Masse“ des Strahlverdichters relativ träge reagiert. Die Temperatur steigt im gesamten Bereich der Mischkammer an. Die kühlere Zone, die sich als Ring in der Aufnahme drei und vier am Anfang der Mischkammer zeigt, ist auf die Bauteilstärke am Eingang der Mischkammer

zurückzuführen. Im „umgekippten“ Zustand nimmt die Mischkammer des Strahlverdichters die Temperatur am Ausgang des Strahlverdichters an.

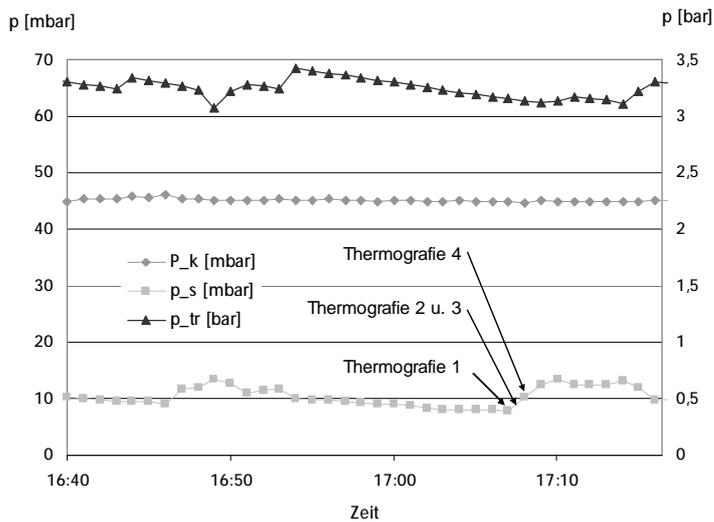


Abbildung 41: Betriebsdaten während des "Umkipfversuches"

Mit dem Ziel das „Umkipfverhalten“ des Strahlverdichters zu charakterisieren wurden mehrere „Umkipfversuche“ durchgeführt, die bei unterschiedlichen Treibdampfdruck  $p_{tr}$ , Verdampfdruck  $p_s$  und Kondensatordruck  $p_k$  stattfanden. Ferner wurden bei den Versuchen zwei unterschiedliche Treibdüsen, mit einem Bohrungsdurchmesser von 1,5 mm und 1,7 mm, verwendet. Aus den aufgenommenen Messdaten wurden die Betriebspunkte extrahiert, bei denen der Strahlverdichter gerade „kippt“. Mit diesen Betriebspunkten lassen die Grenzdrücke  $p_{grenz}$  in Abbildung 42 und Abbildung 43 ermitteln. Dabei befindet sich der Strahlverdichter links von den eingezeichneten Grenzdruckgeraden, die jeweils einem unterschiedlichen Treibdampfdruck  $p_{tr}$  zugeordnet werden können, rechts davon ist der Strahlverdichter „gekippt“.

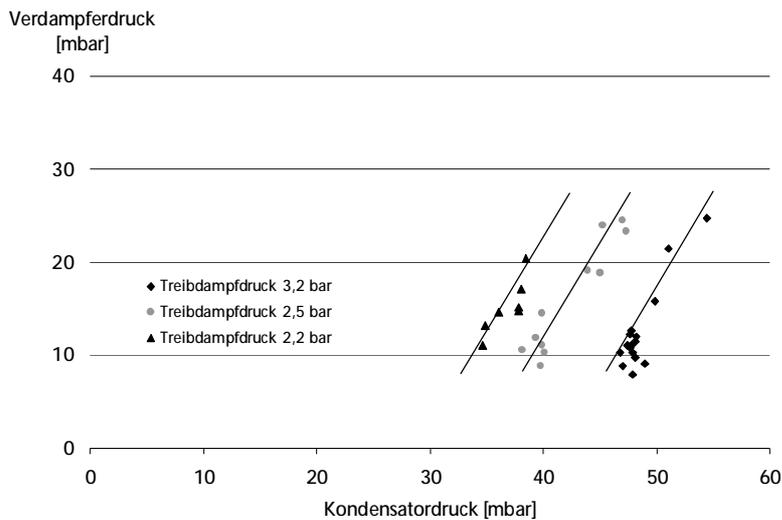


Abbildung 42: Grenzdrücke des Strahlverdichters mit 1,5 mm Treibdüse

Es zeigt sich, dass mit steigendem Treibdampfdruck  $p_{tr}$  höhere Kondensatordrücke  $p_k$  gefahren werden können. Gleichzeitig ist auch der Einfluss des Verdampfdruckes  $p_s$  zu erkennen. Mit zunehmendem Verdampfdruck  $p_s$  können ebenfalls höhere Kondensatordrücke  $p_k$  gefahren werden. Daraus folgt, dass bei hohen Verdampfdrücken  $p_s$  bzw. geringen Kondensatordrücken  $p_k$  der Treibdampfdruck  $p_{tr}$  gesenkt werden kann. Die Grenzdruckgeraden können in erster Näherung als lineare Funktionen zwischen Verdampfdruck  $p_s$  und Kondensatordruck  $p_k$  beschrieben werden. Bei den Versuchen mit der 1,7 mm Treibdüse zeigt sich, dass der Strahlverdichter erst bei höheren Kondensatordrücken  $p_k$  bzw. kleinen Verdampfdrücken  $p_s$  bei gleichen Treibdampfdruck  $p_{tr}$  seinen Grenzdruck  $p_{grenz}$  erreicht. Die Grenzdruckgeraden sind dementsprechend im Diagramm der Abbildung 43 nach rechts verschoben. Gleichzeitig ist erkennbar, dass die Grenzdruckgeraden für die Treibdampfdrücke  $p_{tr}$  2,2 und 2,8 bar näher zueinander stehen als zur der Gerade des Treibdampfdruckes  $p_{tr}$  3,2 bar, obwohl Druckdifferenz geringer ist. Dieses Verhalten ist im Diagramm in Abbildung 42 für die 1,5 mm Düse nicht erkennbar.

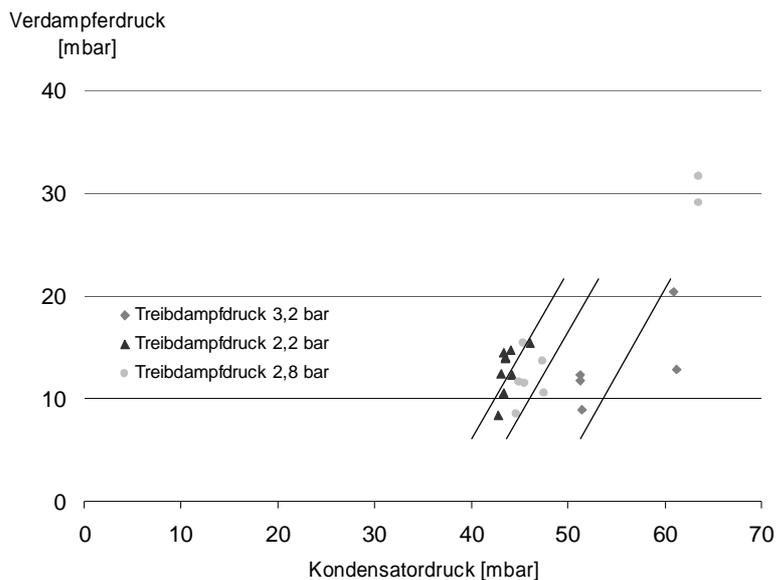


Abbildung 43: Grenzdrücke des Strahlverdichters mit 1,7 mm Treibdüse

### 6.2.3 Leistung und COP der DSKM

Wie zuvor dargestellt bestimmt die Temperatur im Kondensator  $T_{kon}$  den notwendigen Treibdampfdruck  $p_{tr}$  für den Dampfstrahlverdichter. Diesem Treibdampfdruck  $p_{tr}$  wiederum kann ein Treibdampfmassenstrom  $\dot{m}_{tr}$  zugeordnet werden, der dem mindestens erforderlichen Treibdampfbedarf und somit der notwendigen Antriebswärmeleistung  $\dot{Q}_{tr}$  entspricht. Die Abbildung 44 und Abbildung 45 zeigen die erforderlichen Antriebswärmeleistungen  $\dot{Q}_{tr}$  in Abhängigkeit der Kondensatortemperatur  $T_{kon}$  sowie des Saugdampfdrucks  $p_s$ .

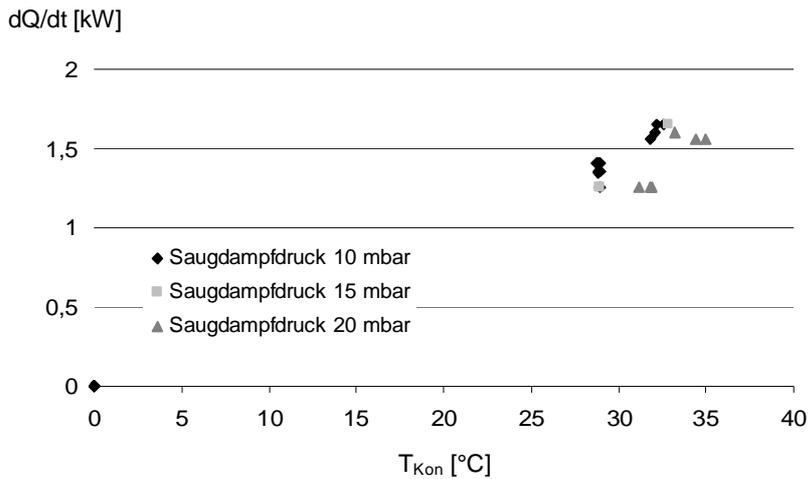


Abbildung 44: Antriebswärmebedarf entsprechend Kondensatortemperatur, 1,5 mm Treibdüse

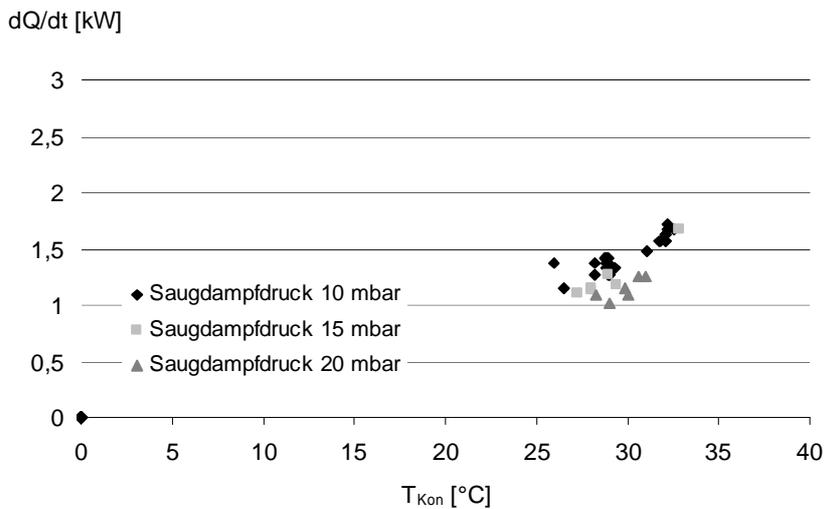


Abbildung 45: Antriebswärmebedarf entsprechend Kondensatortemperatur, 1,7 mm Treibdüse

Mit sinkender Kondensatortemperatur  $T_{kon}$ , aufgrund günstiger Rückkühlbedingungen, benötigt die DSKM weniger Antriebswärmeleistung  $\dot{Q}_{tr}$ . Ferner kommt die DSKM mit steigendem Saugdampfdruck  $p_s$  mit einer geringeren Antriebswärmeleistung  $\dot{Q}_{tr}$  aus. Geringere Saugdampfdrücke  $p_s$  werden bei-

spielsweise durch Anhebung der Verdampfertemperatur  $T_0$  im Teillastbereich ermöglicht. Da der Saugmassenstrom  $\dot{m}_s$  von der Kondensator­temperatur  $T_{kon}$  im „stabilen“ Strahlverdichterbetrieb nicht beeinflusst wird, bleibt die Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  bei wechselnder Kondensator­temperatur  $T_{kon}$  konstant.

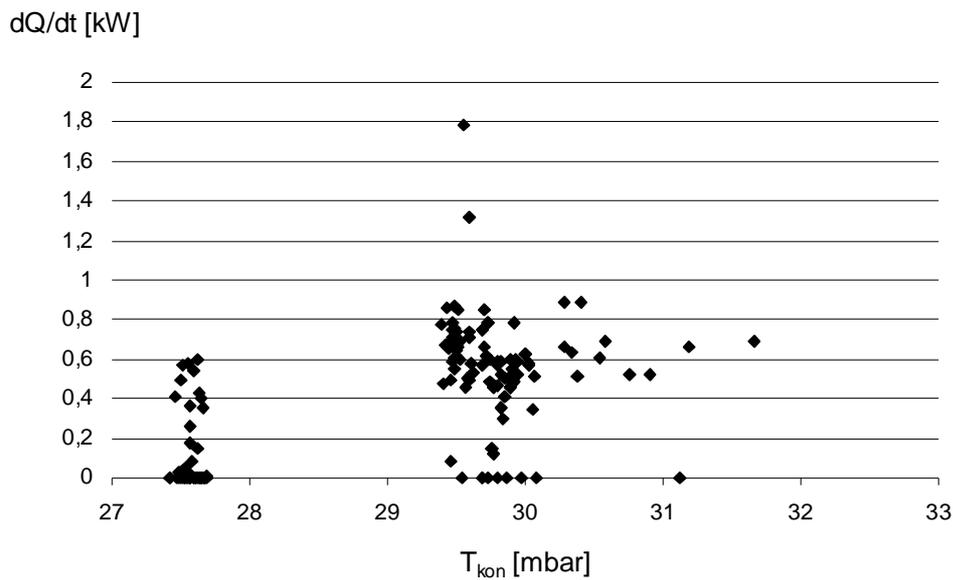


Abbildung 46: Saugmassenstrom gegen Kondensator­temperatur für einen Saugdampfdruck von 10 mbar

Aus diesem Zusammenhang wird der Vorteil, den die DSKM in Teillast und bei günstigen Rückkühlbedingungen aufgrund niedriger Feuchtkugeltemperaturen  $T_f$  besitzt, deutlich. Da über das Jahr betrachtet diese Betriebsbedingungen vorherrschen, kann mit hohen mittleren jährlichen COP-Werten gerechnet werden. Die Abbildung 47 zeigt die ermittelten COP Werte in Abhängigkeit der Verdampfertemperatur  $T_0$ .

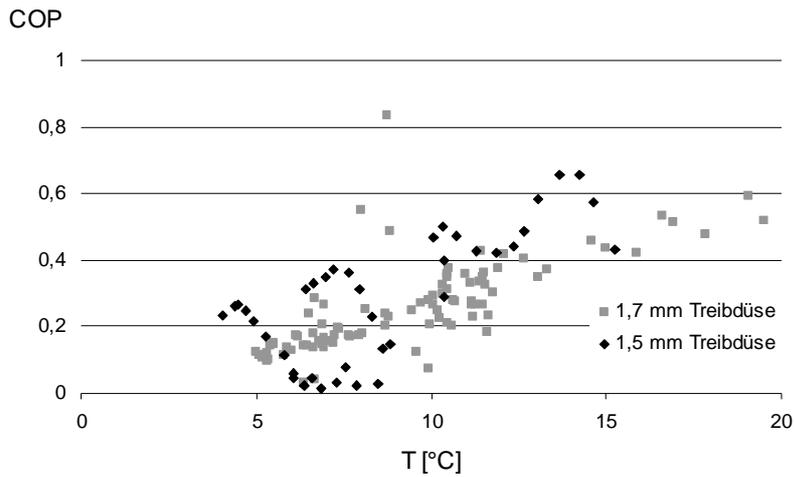


Abbildung 47: COP-Werte in Abhängigkeit der Verdampfertemperatur

Zur Charakterisierung des Betriebsverhaltens wurden anhand der Auslegungsdaten und der theoretischen Kennlinie des verwendeten Strahlverdichters die COP Werte der DSKM berechnet und in Abbildung 48 für verschiedene Verdampfertemperaturen  $T_0$  in Abhängigkeit der Kondensatortemperatur  $T_{kon}$  dargestellt. So kann bereits ab einer Kondensatortemperatur  $T_{kon}$  von 25 °C und einer Verdampfertemperatur  $T_0$  11 °C COP-Werte > 1 erreicht werden.

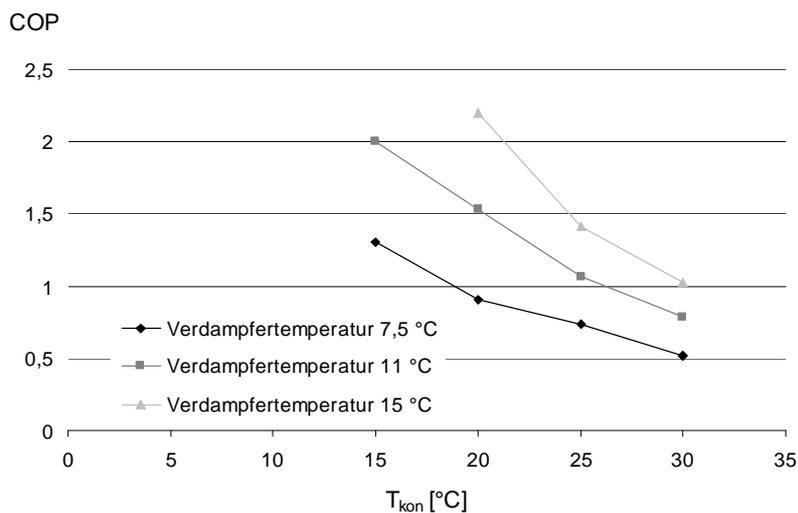


Abbildung 48: COP-Werte in Abhängigkeit der Verdampfertemperatur und der Kondensatortemperatur, gerechnet mit den Auslegungsdaten

### 6.3 Regeltechnische Maßnahmen zur Absicherung eines stabilen Betriebes des Strahlverdichters

Die Höhe des Treibdampfdruckes  $p_{tr}$  ist entscheidend für den Treibdampfverbrauch einer DSKM, wobei sich eine Anhebung des Treibdampfdruckes  $p_{tr}$  im stabilen Betriebsbereich kaum auf die Förderleistung des Strahlverdichters auswirkt. Demzufolge ist ein möglichst niedriger Treibdampfdruck  $p_{tr}$  anzustreben, um den Wirkungsgrad COP des DSKM zu maximieren. Der mindestens erforderliche Treibdampfdruck  $p_{tr}$  wird durch den Grenzdruck  $p_{grenz}$  festgelegt, beim dem der Strahlverdichter noch fördert. Da der Grenzdruck  $p_{grenz}$  abhängig vom Verdampfendruck und Kondensatordruck ist, kann der notwendige Treibdampfdruck  $p_{tr}$  in Abhängigkeit des Verdampfendruckes  $p_s$  und des Kondensatordruckes  $p_k$  entsprechend den Diagrammen in Abbildung 49 und Abbildung 50 bestimmt werden.

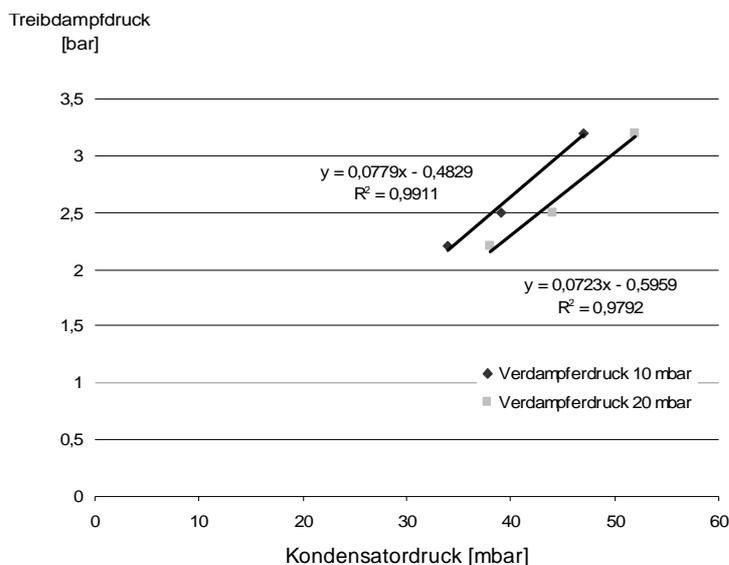


Abbildung 49: Notwendiger Treibdampfdruck, Treibdampfdüse 1,5 mm

In erster Näherung kann ein linearer Zusammenhang zwischen Treibdampfdruck  $p_{tr}$  und Kondensatordruck  $p_k$  festgestellt werden. Mit steigendem Verdampfendruck  $p_s$  können höhere Kondensatordrücke  $p_k$  bei gleichem Treibdampfdruck  $p_{tr}$  gefahren werden. Eine größere Treibdampfdüse ermöglicht ebenfalls höhere Kondensatordrücke  $p_k$ . Allerdings erhöht sich bei letzterem auch der Treibmassenstrom  $\dot{m}_{tr}$ .

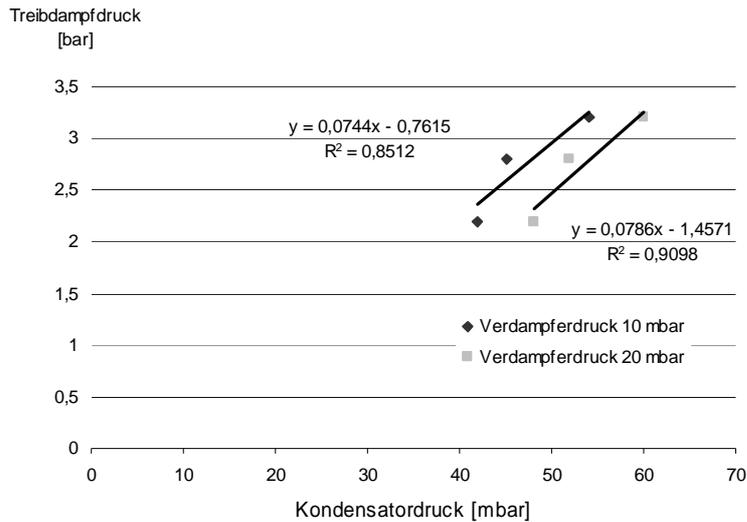


Abbildung 50: Notwendiger Treibampfdruck, Treibampfdüse 1,7 mm

Es lässt sich nun eine lineare Funktion der Form von Gleichung 5-1

$$p_{tr} = f(p_s, p_k)$$

Gleichung 6-4

herleiten die als Algorithmus programmierbar ist. Diese Funktion bildet eine Fläche die in Abbildung 51 beispielhaft für den Strahlverdichter mit 1,5 mm Treibdüse dargestellt ist.

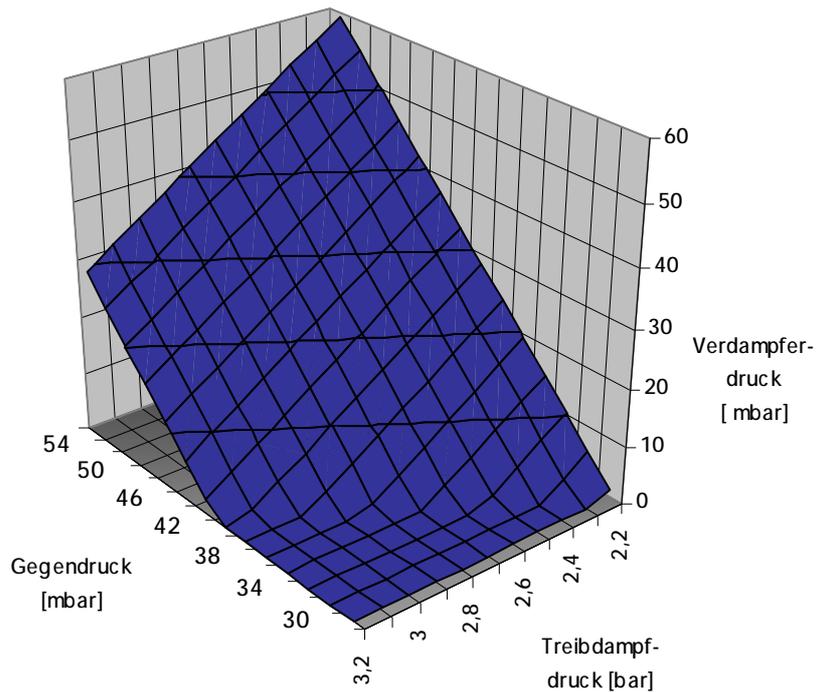


Abbildung 51: Funktion zur Berechnung des Treibdampfes, Treibdüse 1,5 mm

Der Geltungsbereich der dargestellten Funktion beschränkt sich entsprechend der durchgeführten Versuchsfahrten auf:  $10 \text{ mbar} < p_s < 30 \text{ mbar}$  und  $35 \text{ mbar} < p_k < 55 \text{ mbar}$ . Mit Hilfe einer SPS, die mit dem Algorithmus programmiert wird, und einem entsprechenden Treibdampfregelventil kann der notwendige Treibdampf  $p_{tr}$  entsprechend der Betriebssituation des Strahlverdichters gefahren werden. Um eventuellen Messfehlern sowie der Idealisierung Rechnung zu tragen, sollte der Treibdampfdruck  $p_{tr}$  gegenüber dem errechneten notwendigen Treibdampfdruck um 10 – 15 % angehoben werden.

## 7 Ökologische und Ökonomische Betrachtung unter Berücksichtigung verschiedener Anlagenkonzepte

### 7.1 Erzielbarer Wärmepreis bei der Verwendung von VRK und PRK

Für den Betrieb einer solaren DSKM wird Treibdampf benötigt. Zur Erzeugung des Treibdampfes werden Solarkollektoren benötigt, die auch bei höheren Temperaturen noch gute Wirkungsgrade besitzen. Dies sind Vakuumröhrenkollektoren VRK und Parabolrinnenkollektoren PRK. In der nachfolgenden Wirtschaftlichkeitsbetrachtung werden VRK und PRK gegenübergestellt. Es erfolgt zunächst eine Ertragsrechnung für beide Kollektortypen für fünf Standorte, anschließend wird ein spezifischer Wärmepreis  $K_{\text{Wärme}}$  für die Solarthermie ermittelt.

Zur Ertragsrechnung wurden die in Tabelle 3 gelisteten Kollektorkennwerte verwendet.

Tabelle 3: Kennwerte der Kollektoren für die Ertragsrechnung

Kollektorart	VRK	PRK
$h_0$	0,64	0,6931
$k_1$	0,688	0,4755
$k_2$	0,004	0,003125

Die Ertragsrechnung basiert auf stündlichen Wetterdaten die mit Hilfe der Meteoronorm Datenbank /25/ für die Standorte Essen in Deutschland, Toulouse in Frankreich, Genova in Italien, Safi in Marokko und St. Katrine in Ägypten generiert wurden. Die Berechnung wurde für die Temperaturniveaus 100, 130 und 150 °C durchgeführt. Bei den VRK wurde mit der Globalstrahlung gerechnet bzw. bei den PRK mit der Direktstrahlung. Der Einstrahlungswinkel wurde bei der Ertragsberechnung berücksichtigt. Ferner wurde der Ertrag der PRK für eine Nord-Süd bzw. Ost-West Ausrichtung der Parabolrinne errechnet. Die Tabelle 4 zeigt die Ergebnisse der Ertragsrechnungen.

Tabelle 4: Ergebnisse der Ertragsrechnungen für die Solarthermie

Parameter	130					[°C]
$T_{Kol}$	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
<b>Standort</b>						
Breitengrad	51,2	43,4	44,3	32,2	28,4	[°]
Feuchtemp./Lufttemp.	0,90625	0,89147287	0,84177215	0,9558011	0,62032086	[-]
Verh. $I_{dir}/I_{global}$	0,36	0,48	0,44	0,57	0,69	[-]
$I_{VRK}$	1054	1492	1411	1935	2217	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
$I_{PRK,O-W}$	491	856	764	1241	1671	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
$I_{PRK,N-S}$	510	906	784	1342	1836	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
$Q_{VRK}$	300	524	486	787	960	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
$Q_{PRK,O-W}$	172	352	308	575	854	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
$Q_{PRK,N-S}$	171	370	306	626	953	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
$\eta_{VRK}$	0,28	0,35	0,34	0,41	0,43	[-]
$\eta_{PRK,O-W}$	0,35	0,41	0,4	0,46	0,51	[-]
$\eta_{PRK,N-S}$	0,33	0,41	0,39	0,47	0,52	[-]

Parameter	100					[°C]
$T_{Kol}$	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
<b>Standort</b>						
Breitengrad	51,2	43,4	44,3	32,2	28,4	[°]
Feuchtemp./Lufttemp.	0,90625	0,89147287	0,84177215	0,9558011	0,62032086	[°C]
Verh. $I_{dir}/I_{global}$	0,36	0,48	0,44	0,57	0,69	[-]
$Q_{VRK}$	393	648	606	930	1110	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
$Q_{PRK,O-W}$	215	423	372	667	956	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
$Q_{PRK,N-S}$	220	448	377	727	1062	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
$\eta_{VRK}$	0,37	0,43	0,43	0,48	0,5	[-]
$\eta_{PRK,O-W}$	0,44	0,49	0,49	0,54	0,57	[-]
$\eta_{PRK,N-S}$	0,43	0,49	0,48	0,54	0,58	[-]

Parameter	150					[°C]
$T_{Kol}$	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
<b>Standort</b>						
Breitengrad	51,2	43,4	44,3	32,2	28,4	[°]
Feuchtemp./Lufttemp.	0,90625	0,89147287	0,84177215	0,9558011	0,62032086	[°C]
Verh. $I_{dir}/I_{global}$	0,36	0,48	0,44	0,57	0,69	[-]
$Q_{VRK}$	242	443	407	687	855	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
$Q_{PRK,O-W}$	145	305	266	511	782	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
$Q_{PRK,N-S}$	140	317	260	553	874	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
$\eta_{VRK}$	0,23	0,3	0,29	0,36	0,39	[-]
$\eta_{PRK,O-W}$	0,3	0,36	0,35	0,41	0,47	[-]
$\eta_{PRK,N-S}$	0,27	0,35	0,33	0,41	0,48	[-]

Mit zunehmendem Verhältnis der jährlichen Direktstrahlung  $I_{dir}$  zur jährlichen Globalstrahlung  $I_{global}$  ist die VRK der PRK überlegen. Bei höheren Kollektortemperaturen  $T_{Kol}$  ist dieser Sachverhalt stärker ausgeprägt. Darüber hinaus zeigt sich, dass mit zunehmendem Breitengrad des Aufstellortes eine Nord-Süd Ausrichtung der PRK vorteilhafter gegenüber einer Ost-West Ausrichtung ist. In diesem Zusammenhang muss berücksichtigt werden, dass es sich hier um eine Jahresbetrachtung handelt. Wird nur das Sommerhalbjahr betrachtet, würde

die Nord-Süd Ausrichtung bei den vorgegebenen Standorten noch besser gegenüber der Ost-West Ausrichtung abschneiden.

Mit Hilfe der Jahresertragsberechnung und den Kollektorkosten wird nun ein spezifischer Wärmepreis  $K_{Wärme}$  für die Kollektorgrößen 100, 500 und 5000 m<sup>2</sup>, sowie den drei Kollektortemperaturen  $T_{Kol}$  100, 130 und 150 °C berechnet. Die Montagekosten des Kollektorfeldes werden mit 25 % der Materialkosten angenommen. Die Tabelle 5 zeigt exemplarisch die Wirtschaftlichkeitsberechnung der Solarthermie für 130 °C Kollektortemperatur  $T_{Kol}$ . Die Berechnungen für die Kollektortemperaturen  $T_{Kol}$  100 und 150 °C befinden sich im Anhang.

Tabelle 5: Wirtschaftlichkeitsrechnung der Solarthermie für eine Kollektortemperatur von 130 °C

Zeitraum	15 [a]	q			1,06 [-]	
P	6 [%]					
$T_{Kol}$	130 [°C]					
Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
Breitengrad	51,2	43,4	44,3	32,2	28,4	[°]
Verh. $I_{dir}/I_{global}$	0,36	0,48	0,44	0,57	0,69	[-]
dQ/dt_VRK	300	524	486	787	960	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
dQ/dt_PRK	172	370	308	626	953	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
$Q_{PRK,100m^2}$	17200	37000	30800	62600	95300	[kWh/a]
$Q_{PRK,500m^2}$	86000	185000	154000	313000	476500	[kWh/a]
$Q_{PRK,5000m^2}$	860000	1850000	1540000	3130000	4765000	[kWh/a]
$Q_{VRK,100m^2}$	30000	52400	48600	78700	96000	[kWh/a]
$Q_{VRK,500m^2}$	150000	262000	243000	393500	480000	[kWh/a]
$Q_{VRK,5000m^2}$	1500000	2620000	2430000	3935000	4800000	[kWh/a]
PRK $K_{invest,100m^2}$	55150	55150	55150	55150	55150	[€]
PRK $K_{invest,500m^2}$	208500	208500	208500	208500	208500	[€]
PRK $K_{invest,5000m^2}$	1546875	1546875	1546875	1546875	1546875	[€]
VRK $K_{invest,100m^2}$	86593,75	86593,75	86593,75	86593,75	86593,75	[€]
VRK $K_{invest,500m^2}$	342025	342025	342025	342025	342025	[€]
VRK $K_{invest,5000m^2}$	3125000	3125000	3125000	3125000	3125000	[€]
PRK $K_{A,100m^2}$	5678,40	5678,40	5678,40	5678,40	5678,40	[€/a]
PRK $K_{A,500m^2}$	21467,74	21467,74	21467,74	21467,74	21467,74	[€/a]
PRK $K_{A,5000m^2}$	159270,53	159270,53	159270,53	159270,53	159270,53	[€/a]
VRK $K_{A,100m^2}$	8915,93	8915,93	8915,93	8915,93	8915,93	[€/a]
VRK $K_{A,500m^2}$	35215,81	35215,81	35215,81	35215,81	35215,81	[€/a]
VRK $K_{A,5000m^2}$	321758,64	321758,64	321758,64	321758,64	321758,64	[€/a]
PRK $K_{B,100m^2}$	312,31	312,31	312,31	312,31	312,31	[€/a]
PRK $K_{B,500m^2}$	1180,73	1180,73	1180,73	1180,73	1180,73	[€/a]
PRK $K_{B,5000m^2}$	8759,88	8759,88	8759,88	8759,88	8759,88	[€/a]
VRK $K_{B,100m^2}$	7,81	7,81	7,81	7,81	7,81	[€/a]
VRK $K_{B,500m^2}$	29,52	29,52	29,52	29,52	29,52	[€/a]
VRK $K_{B,5000m^2}$	219,00	219,00	219,00	219,00	219,00	[€/a]
PRK $K_{Wärme,100m^2}$	0,348	<b>0,162</b>	0,195	<b>0,096</b>	<b>0,063</b>	[€/kWh]
PRK $K_{Wärme,500m^2}$	0,263	<b>0,122</b>	0,147	<b>0,072</b>	<b>0,048</b>	[€/kWh]
PRK $K_{Wärme,5000m^2}$	<b>0,195</b>	<b>0,091</b>	<b>0,109</b>	<b>0,054</b>	<b>0,035</b>	[€/kWh]
VRK $K_{Wärme,100m^2}$	<b>0,297</b>	0,170	<b>0,184</b>	0,113	0,093	[€/kWh]
VRK $K_{Wärme,500m^2}$	<b>0,235</b>	0,135	<b>0,145</b>	0,090	0,073	[€/kWh]
VRK $K_{Wärme,5000m^2}$	0,215	0,123	0,133	0,082	0,067	[€/kWh]

Hier zeigt sich, dass ab einem Verhältnis der jährlichen Direktstrahlung  $I_{dir}$  zur jährlichen Globalstrahlung  $I_{global}$  von ca. 0,45, dass mit der Parabolrinne ein geringerer spezifische Wärmepreis  $K_{Wärme}$  erreicht werden kann. Ferner zeigen

sich die PRK auch bei Großanlagen vorteilhafter. Die beiden Diagramme in Abbildung 52 und Abbildung 53 zeigen die erzielbaren spezifischen Wärmepreise  $K_{Wärme}$  für die Standorte Toulouse, Safi, Genova und St. Katrine.

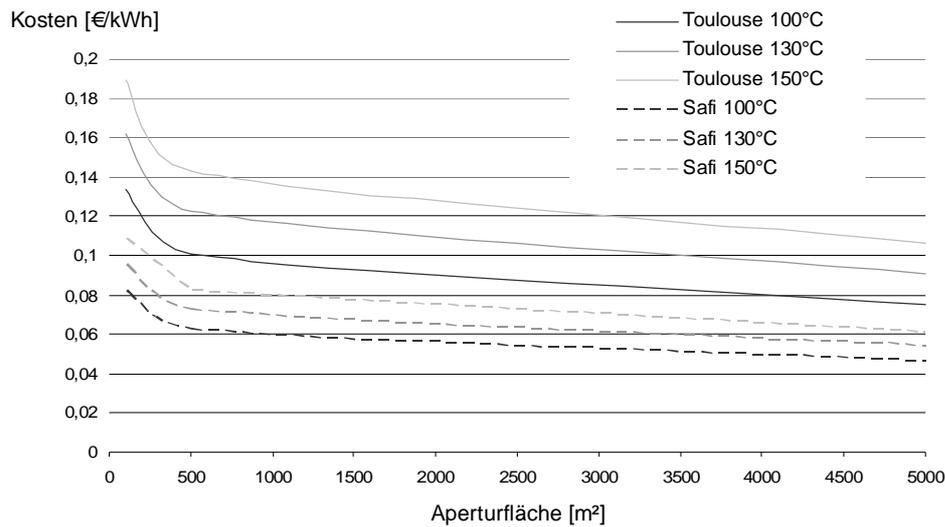


Abbildung 52: Erzielbarer Wärmepreis der Solarthermie für die Standorte Toulouse und Safi

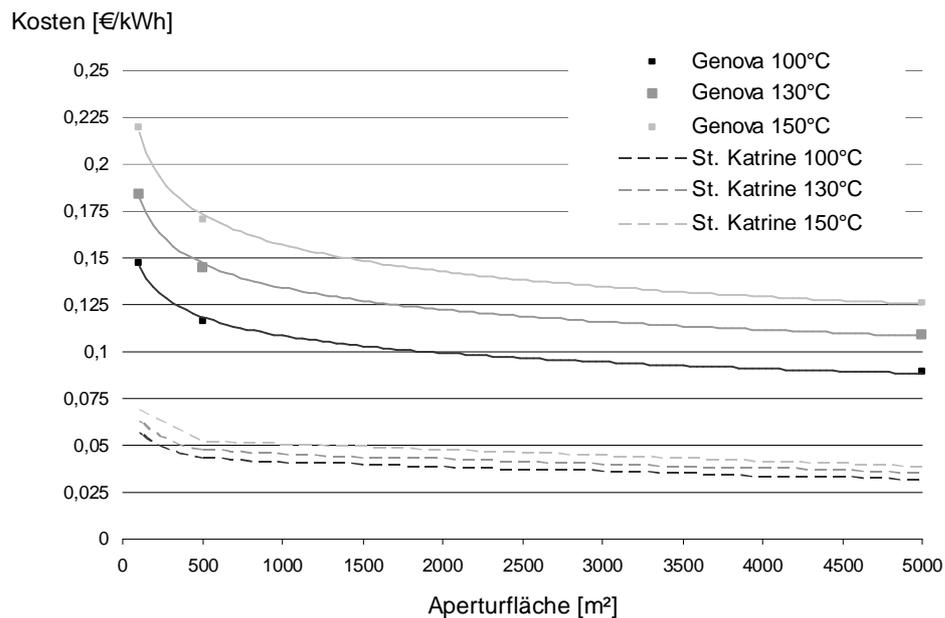


Abbildung 53: Erzielbarer Wärmepreis der Solarthermie für die Standorte Genova und St. Katrine

Es zeigt sich, dass bei entsprechender Anlagengröße bereits interessante Wärmepreise  $K_{Wärme}$  im nordafrikanischen Raum erzielt werden können.

## 7.2 Wirtschaftlicher Vergleich einer solaren DSKM mit anderen solarthermischen Kälteanlagen

Nachfolgend wird die solare DSKM mit einer solarthermisch angetriebenen 1-stufigen und 2-stufigen LiBr-Absorptionskältemaschine ABS verglichen. Für den wirtschaftlichen Vergleich wird zunächst ein Lastprofil für die fünf Standorte Essen, Toulouse, Genova, Safi und St. Katrine erstellt. Dabei wird auf die Wetterdaten der Meteor Norm Datenbank /25/ wieder zurückgegriffen. Die Kältebelastung wird so definiert, dass sie zwischen einer Kühlgrenztemperatur und der maximalen Lufttemperatur linear entsprechend der gegenwärtigen Lufttemperatur zwischen 0 und 100% interpoliert wird. Entsprechend der berechneten Kältebelastung wird ein Lastprofil mit drei Leistungsstufen für 50, 75 und 100% festgelegt. Für die einzelnen Leistungsstufen des Lastprofils wird dann die jährliche Betriebszeit entsprechend jedem Standort ermittelt. Für die weitere Berechnung wird vereinfachend davon ausgegangen, dass eine Verdampfertemperatur  $T_0$  von 7 °C gefahren wird und eine Heisswassertemperatur  $T_H$  von 95°C für den 1-stufigen ABS sowie 150 °C für den 2-stufigen ABS und die DSKM zur Verfügung steht. Der COP wird entsprechend der Rückkühltemperatur  $T_{RKW}$  stündlich berechnet und entsprechend der Leistungsstufe zugeordnet, so dass sich für jede Leistungsstufe ein gemittelter jährlicher COP ergibt. Mit Hilfe der Betriebszeiten lässt sich nun ein mittlerer jährlicher COP für jede Kältemaschine und jedem Standort ermitteln. Die Trägheit der Absorber wird mit dem Faktor 0,75 berücksichtigt, der mit den mittleren COP-Werten multipliziert wird. Die Tabelle 6 zeigt die ermittelten Lastprofile und COP-Werte der Kältemaschinen für die fünf Standorte.

Tabelle 6: Lastprofile und COP-Werte der einzelnen Standorte

Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
Breitengrad	51,2	43,4	44,3	32,2	28,4	[°]
max. Feuchtkugeltemp.	22	24	27	29	21	[°C]
Kühlgrenztemp.	12	13	13,3	13,6	15	[°C]
$t_{\text{Betrieb}}$	840	1216	1663	2053	1958	[h]
$t_{\text{Betrieb},50\%}$	620	770	1047	1172	977	[h]
$t_{\text{Betrieb},75\%}$	180	330	562	690	657	[h]
$t_{\text{Betrieb},100\%}$	40	116	54	191	316	[h]
DSKM COP <sub>m</sub>	1,05	0,95	0,92	0,83	1,13	[-]
DSKM COP <sub>m,50%</sub>	1,08	1	0,97	0,89	1,2	[-]
DSKM COP <sub>m,75%</sub>	0,84	0,74	0,68	0,64	0,98	[-]
DSKM COP <sub>m,100%</sub>	0,7	0,63	0,56	0,51	0,87	[-]
ABS 1-stufig COP <sub>m</sub>	0,6	0,5925	0,585	0,57	0,6	[-]
ABS 1-stufig COP <sub>m,50%</sub>	0,6	0,6	0,5925	0,5925	0,6	[-]
ABS 1-stufig COP <sub>m,75%</sub>	0,585	0,5775	0,555	0,525	0,6	[-]
ABS 1-stufig COP <sub>m,100%</sub>	0,5625	0,525	0,465	0,42	0,6	[-]
ABS 2-stufig COP <sub>m</sub>	1,065	1,065	1,0575	1,0575	1,0575	[-]
ABS 2-stufig COP <sub>m,50%</sub>	1,065	1,065	1,065	1,065	1,0575	[-]
ABS 2-stufig COP <sub>m,75%</sub>	1,065	1,065	1,0575	1,0575	1,065	[-]
ABS 2-stufig COP <sub>m,100%</sub>	1,0575	1,0575	1,05	1,05	1,065	[-]

Bei der Ermittlung des jährlichen mittleren COP der Kältemaschinen zeigt sich, dass die DSKM insbesondere an Standorten mit geringen Feuchtkugeltemperaturen hohe mittlere COP-Werte erreicht. Wie zuvor gezeigt, besitzen diese Standorte gleichzeitig einen hohen Direktstrahlungsanteil  $I_{dir}$ , so dass insbesondere die Kombination PRK und DSKM an diesen Standorten viel versprechend erscheint. Dieser Sachverhalt wird in der nachfolgenden Wirtschaftlichkeitsberechnung weiter untersucht. Die Tabelle 7 listet die angenommenen wirtschaftlichen Rahmenbedingungen.

Tabelle 7: Wirtschaftliche Rahmenbedingungen

Zeitraum	15 [a]	q		1,06 [-]		
p	6 [%]					
Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
Breitengrad	51,2	43,4	44,3	32,2	28,4	[°]
max. Feuchtkugeltemp.	22	24	27	29	21	[°C]
Feuchtkugeltemp./Lufttemp.	0,90625	0,891472868	0,841772152	0,955801105	0,620320856	[-]
$t_{b,Vollast}$	840	1216	1663	2053	1958	[h/a]
$K_{Strom}$	0,12	0,12	0,12	0,1	0,1	[€/kWh]
$K_{Wasser}$	2,5	2,5	2,5	1	1	[€/m³]

Mit diesen wirtschaftlichen Rahmenbedingungen wird nun ein spezifischer Kältepreis  $K$  für die DSKM sowie den 1-stufigen und 2-stufigen ABS ermittelt. Der Wärmepreis  $K_{Wärme}$  wird entsprechend den zuvor ermittelten Werten abhängig von der benötigten Kollektorfläche und Kollektortemperatur  $T_{Kol}$  er-

mittelt. Die Größe des Kollektorfeldes wird so gewählt, dass bei einer Solareinstrahlung  $I_{solar}$  von 1000 W/m<sup>2</sup> das Kollektorfeld die Antriebsleistung  $\dot{Q}_H$  für den Nennlastbetrieb der Kältemaschine erbringt. Die Berechnung erfolgt für eine Kälteanlage mit einer Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  von 100, 200 und 500 kW. Die Tabelle 8, Tabelle 9 und Tabelle 10 zeigen die Berechnung exemplarisch für die Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  von 200 kW. Die Berechnungen für die Leistungsbereiche 100 und 500 kW befinden sich im Anhang.

Tabelle 8: Wirtschaftlichkeitsrechnung einer 200 kW 1-stufigen ABS

**Absorber 1-stufig**

Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
$dQ_G/dt$	200	200	200	200	200	[kW]
$dQ_H/dt$	286	286	286	286	286	[kW]
$dQ_{RKW}/dt$	486	486	486	486	486	[kW]
$K_{Invest, Einheit}$	43.709,00	43.709,00	43.709,00	43.709,00	43.709,00	[€]
$K_{Invest, RKW}$	22.181,00	25.969,57	31.652,43	35.441,00	20.286,71	[€]
$K_{Invest, Neben}$	155.453,00	155.453,00	155.453,00	155.453,00	155.453,00	[€]
$K_{Invest, ges}$	221.343,00	225.131,57	230.814,43	234.603,00	219.448,71	[€]
spez. $K_{invest}$	1.106,72	1.125,66	1.154,07	1.173,02	1.097,24	[€/kW]
$COP_m$	0,60	0,59	0,59	0,57	0,60	[-]
$W_0$	168000	243200	332600	410600	391600	[kWh/a]
$W_H$	280000	410464	568547	720351	652667	[kWh/a]
$W_{RKW}$	448000	653664	901147	1130951	1044267	[kWh/a]
$K_{Betrieb, Wärme}$	51.987,93	41.852,42	66.304,13	45.252,23	28.071,83	[€/a]
$K_{Betrieb, Wasser}$	1.663,37	2.426,97	3.345,84	1.679,63	1.550,89	[€/a]
$K_{Betrieb, Strom}$	2.200,50	3.227,25	4.391,40	4.563,63	4.385,44	[€/a]
$K_{Betrieb, Wartung}$	4.426,86	4.502,63	4.616,29	4.692,06	4.388,97	[€/a]
$K_{Betrieb, ges}$	60.278,65	52.009,27	78.657,66	56.187,54	38.397,13	[€/a]
$K_{Kapital}$	22.790,09	23.180,17	23.765,29	24.155,37	22.595,05	[€/a]
$K_{ges}$	83.068,74	75.189,44	102.422,95	80.342,92	60.992,18	[€/a]
spez. K	<b>0,494</b>	<b>0,309</b>	<b>0,308</b>	<b>0,196</b>	<b>0,156</b>	[€/kWh]

Tabelle 9: Wirtschaftlichkeitsrechnung einer 200 kW 2-stufigen ABS

<b>Absorber 2-stufig</b>						
Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
$dQ_G/dt$	200	200	200	200	200	[kW]
$dQ_H/dt$	171	171	171	171	171	[kW]
$dQ_{RKW}/dt$	371	371	371	371	371	[kW]
$K_{Invest, Einheit}$	54.636,00	54.636,00	54.636,00	54.636,00	54.636,00	[€]
$K_{Invest, RKW}$	18.747,00	21.640,33	25.980,33	28.873,67	17.300,33	[€]
$K_{Invest, Neben}$	171.868,00	171.868,00	171.868,00	171.868,00	171.868,00	[€]
$K_{Invest, ges}$	245.251,00	248.144,33	252.484,33	255.377,67	243.804,33	[€]
spez. $K_{invest}$	1.226,26	1.240,72	1.262,42	1.276,89	1.219,02	[€/kW]
$COP_m$	1,07	1,07	1,06	1,06	1,06	[-]
$W_0$	168000	243200	332600	410600	391600	[kWh/a]
$W_H$	157746	228357	314515	388274	370307	[kWh/a]
$W_{RKW}$	325746	471557	647115	798874	761907	[kWh/a]
$K_{Betrieb, Wärme}$	49.476,05	35.464,27	57.480,46	34.567,90	20.855,25	[€/a]
$K_{Betrieb, Wasser}$	1.209,45	1.750,83	2.402,66	1.186,45	1.131,55	[€/a]
$K_{Betrieb, Strom}$	2.200,50	3.227,25	4.391,40	4.563,63	4.385,44	[€/a]
$K_{Betrieb, Wartung}$	4.905,02	4.962,89	5.049,69	5.107,55	4.876,09	[€/a]
$K_{Betrieb, ges}$	57.791,02	45.405,23	69.324,20	45.425,52	31.248,32	[€/a]
$K_{Kapital}$	25.251,72	25.549,63	25.996,48	26.294,39	25.102,77	[€/a]
$K_{ges}$	83.042,75	70.954,86	95.320,69	71.719,91	56.351,09	[€/a]
spez. $K$	<b>0,494</b>	<b>0,292</b>	<b>0,287</b>	<b>0,175</b>	<b>0,144</b>	[€/kWh]

Tabelle 10: Wirtschaftlichkeitsrechnung einer 200 kW DSKM

<b>DSKM</b>						
Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
$dQ_G/dt$	200	200	200	200	200	[kW]
$dQ_H/dt$	400	400	400	400	400	[kW]
$dQ_{RKW}/dt$	600	600	600	600	600	[kW]
$K_{Invest, Einheit}$	40.000,00	40.000,00	40.000,00	40.000,00	40.000,00	[€]
$K_{Invest, RKW}$	29.164,00	33.844,00	45.544,00	61.924,00	59.584,00	[€]
$K_{Invest, Neben}$	172.910,00	172.910,00	172.910,00	172.910,00	172.910,00	[€]
$K_{Invest, ges}$	242.074,00	246.754,00	258.454,00	274.834,00	272.494,00	[€]
spez. $K_{invest}$	1.210,37	1.233,77	1.292,27	1.374,17	1.362,47	[€/kW]
$COP_m$	1,05	0,95	0,92	0,83	1,13	[-]
$W_0$	168000	243200	332600	410600	391600	[kWh/a]
$W_H$	160000	256000	361522	494699	346549	[kWh/a]
$W_{RKW}$	328000	499200	694122	905299	738149	[kWh/a]
$K_{Betrieb, Wärme}$	45.417,92	35.103,39	58.655,26	38.887,26	17.232,55	[€/a]
$K_{Betrieb, Wasser}$	1.217,82	1.853,47	2.577,18	1.344,50	1.096,26	[€/a]
$K_{Betrieb, Strom}$	1.455,00	2.245,50	2.997,00	3.236,25	3.243,13	[€/a]
$K_{Betrieb, Wartung}$	4.841,48	4.935,08	5.169,08	5.496,68	5.449,88	[€/a]
$K_{Betrieb, ges}$	52.932,22	44.137,44	69.398,52	48.964,70	27.021,82	[€/a]
$K_{Kapital}$	24.924,61	25.406,47	26.611,14	28.297,67	28.056,74	[€/a]
$K_{ges}$	77.856,83	69.543,91	96.009,66	77.262,37	55.078,55	[€/a]
spez. $K$	<b>0,463</b>	<b>0,286</b>	<b>0,289</b>	<b>0,188</b>	<b>0,141</b>	[€/kWh]

Grundsätzlich lässt sich unter den hier getroffenen Annahmen keine „ eindeutige wirtschaftliche Überlegenheit“ einer Anlagentechnik darstellen. Alle drei Anlagentechniken besitzen ähnlich hohe spezifische Kältekosten  $K$ . Die ABS-Technik schneidet an Standorten mit einer hohen Feuchtkugeltemperatur gegenüber der DSKM-Technik besser ab. An Standorten mit geringer Feuchtkugeltemperatur scheint der Einsatz der DSKM vorteilhafter. Einen gesamten Überblick der spezifischen Kältekosten  $K$  für die fünf Standorte und den drei betrachteten Leistungen gibt das Diagramm in Abbildung 54.

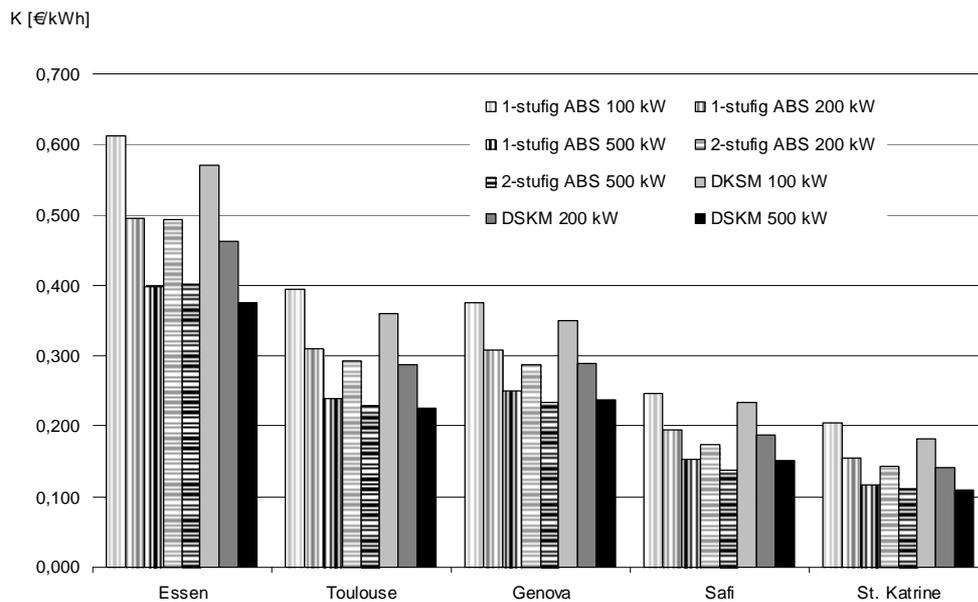


Abbildung 54: Wirtschaftlicher Vergleich der Kälteanlagen an unterschiedlichen Standorten mit unterschiedlichen Leistungen

Insbesondere an den Standorten Toulouse und St. Katrine kann die DSKM gut mit der 2-stufigen ABS konkurrieren. An den Standorten Genova und Safi schneidet die ABS besser ab. Das Beispiel einer 2-stufigen ABS für eine Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  von 100 kW wurde nicht gerechnet.

### 7.3 Ökologische Vergleich einer Solaren DSKM mit konventionellen Systemen

Abschließend wird ein ökologischer Vergleich zwischen der solaren DSKM und einer solaren einstufigen und zweistufigen ABS durchgeführt. Der hier durchgeführte Vergleich beschränkt sich lediglich auf die Kohlendioxidemissionen, die beim Betrieb der Anlagen zu erwarten sind. Die Tabelle 11 führt die Kennwerte auf, die zur Berechnung der Kohlendioxidemissionen verwendet werden.

Tabelle 11: Kennwerte zur Berechnung der Kohlendioxidemissionen

Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
Breitengrad	51,2	43,4	44,3	32,2	28,4	[°]
Verh. $I_{dir}/I_{global}$	0,36	0,48	0,44	0,57	0,69	[-]
max. Feuchtkugeltemp.	22	24	27	29	21	[°C]
Kühlgrenztemp.	12	13	13,3	13,6	15	[°C]
$t_{Betrieb}$	840	1216	1663	2053	1958	[h]
DSKM COP <sub>m</sub>	1,05	0,95	0,92	0,83	1,13	[-]
ABS 1-stufig COP <sub>m</sub>	0,6	0,5925	0,585	0,57	0,6	[-]
ABS 2-stufig COP <sub>m</sub>	1,065	1,065	1,0575	1,0575	1,0575	[-]
CO <sub>2</sub> -Äquivalent Strom	122,43	122,43	122,43	268,38	268,38	[t/TJ]
<b>Absorber 1-stufig 100 kW</b>						
$W_0$	84000,00	121600,00	166300,00	205300,00	195800,00	[kWh/a]
$W_{Strom}$	9169	13447	18298	22818	21927	[kWh/a]
<b>Absorber 1-stufig 200 kW</b>						
$W_0$	168000	243200	332600	410600	391600	[kWh/a]
$W_{Strom}$	18338	26894	36595	45636	43854	[kWh/a]
<b>Absorber 1-stufig 500 kW</b>						
$W_0$	420000	608000	831500	1026500	979000	[kWh/a]
$W_{Strom}$	45843,75	67234,375	91487,5	114090,625	109635,938	[kWh/a]
<b>Absorber 2-stufig 200 kW</b>						
$W_0$	168000	243200	332600	410600	391600	[kWh/a]
$W_{Strom}$	18337,5	26893,75	36595	45636,25	43854,375	[kWh/a]
<b>Absorber 2-stufig 500 kW</b>						
$W_0$	420000	608000	831500	1026500	979000	[kWh/a]
$W_{Strom}$	45843,75	67234,375	91487,5	114090,625	109635,938	[kWh/a]
<b>DSKM 100 kW</b>						
$W_0$	84000	121600	166300	205300	195800	[kWh/a]
$W_{Strom}$	6062,5	9356,25	12487,5	16181,25	16215,625	[kWh/a]
<b>DSKM 200 kW</b>						
$W_0$	168000	243200	332600	410600	391600	[kWh/a]
$W_{Strom}$	12125	18712,5	24975	32362,5	32431,25	[kWh/a]
<b>DSKM 500 kW</b>						
$W_0$	420000	608000	831500	1026500	979000	[kWh/a]
$W_{Strom}$	30.312,50	46.781,25	62.437,50	80.906,25	81.078,13	[kWh/a]

Die Kohlendioxid-Äquivalente wurden der GEMIS Datenbank 4.2 /26 entnommen. Aufgrund der Möglichkeit bei der DSKM die Pumpeleistungen im Teillastbereich stärker zu reduzieren als bei der ABS weist die DSKM gegenüber der ABS geringere Stromverbräuche auf. Das Diagramm in Abbildung 55 vergleicht die Kohlendioxidemissionen der hier betrachteten solaren Kältemaschinen.

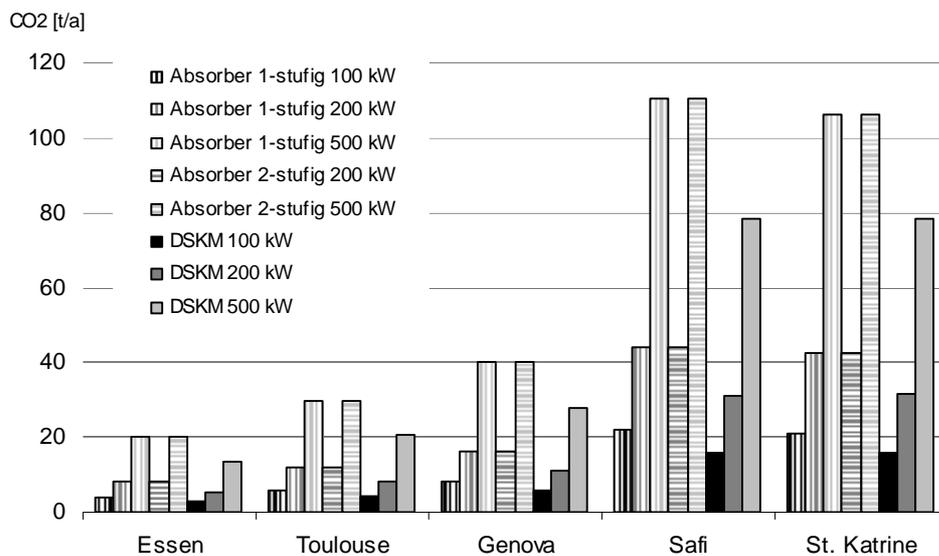


Abbildung 55 Kohlendioxidemissionen der verglichenen solaren Kältemaschinen

Aufgrund des geringeren Bedarfs an elektrischer Hilfsenergie verursacht die solare DSKM weniger Kohlendioxidemissionen, als die solaren Absorptionskältemaschinen. Ferner muss an dieser Stelle auch darauf hingewiesen werden, dass die hier untersuchte solare DSKM mit Wasser als einziges Arbeitsmedium arbeitet. Das Diagramm in Abbildung 56 stellt schließlich die Kohlendioxidemissionen einer solaren DSKM den Kohlendioxidemissionen einer elektrischen Kältemaschine gegenüber.

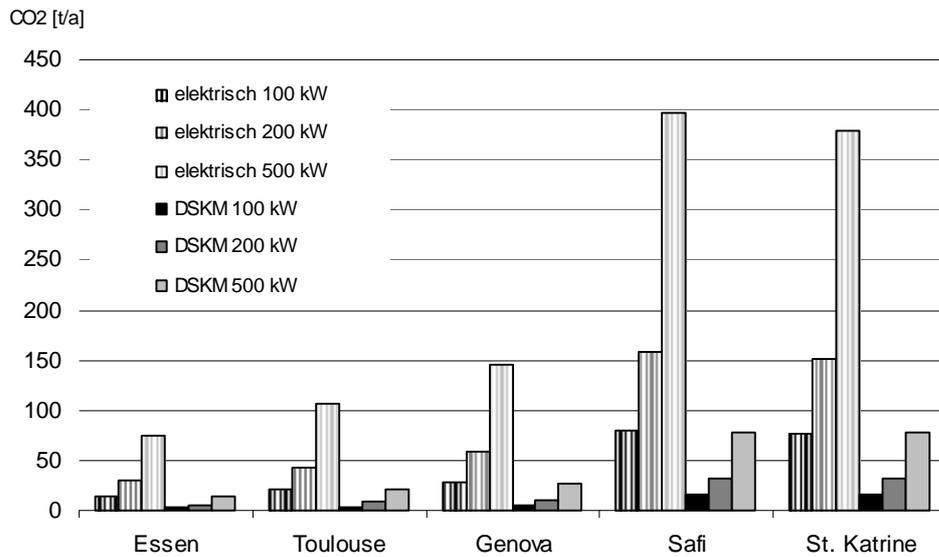


Abbildung 56: Kohlendioxidemissionen der solaren DSKM und einer elektrischen Kältemaschine

Mit der solaren DSKM lassen sich deutlich die Kohlendioxidemissionen gegenüber der elektrischen Kältemaschine senken. Insbesondere an Standorten mit hohem Kältebedarf können erhebliche Emissionseinsparungen erzielt werden.

## 8 Angaben zu internationalen Kontakten, wissenschaftlichen Arbeiten

Im Rahmen des Projektes ergaben sich Kontakte zu der Fa. Paradigma (VRK Hersteller), der Fa. IST (PRK Hersteller) und der Forschungseinrichtung AEE Intec (Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energie, Institut für Nachhaltige Technologie, Österreich). Fraunhofer UMSICHT und AEE planen derzeit ein gemeinsames Forschungsvorhaben zur Entwicklung einer kleinen solarthermischen DSKM als Standardmodul.

Eine Veröffentlichung der Projektergebnisse ist durch eine Fachveröffentlichung und eines Vortrages auf der Solar Heating and Cooling International Session 61st ATI National Congress gesponsert durch die IIR in Perugia, Italien 2006, geplant.

Ferner wurde eine Diplomarbeit mit dem Titel „Solare Dampfstrahlkältemaschine – technische Bewertung – Bilanzierung einer Versuchsanlage“ /27/ zusammen mit dem Fachbereich Maschinen- und Verfahrenstechnik an der Technischen Fachhochschule Georg Agricola zu Bochum sowie eine Praktikumsarbeit „Solare Dampfstrahlkältemaschine“ /28/ angefertigt.

## 9 Fazit

Die solare DSKM ist unter ökonomischen und ökologischen Gesichtspunkten eine interessante Alternative zu anderen Verfahren der solaren Kühlung. Bislang wurde jedoch dieser Technik kaum Beachtung geschenkt, so dass Demonstrationsanlagen bislang nicht realisiert wurden. Eine genauere Betrachtung des Betriebsverhaltens der DSKM zeigt jedoch, dass die DSKM im Teillastbereich und bei guten Rückkühlbedingungen hohe COP Werte erreichen kann, was sich bei einer Jahresbetrachtung durch einen guten mittleren COP bemerkbar macht. Nach Abschluss des Projektes wäre nun der Bau einer ersten Demonstrationsanlage der folgerichtige Schritt diese Technik weiter voranzutreiben und am Markt zu etablieren.

## 10 Literaturverzeichnis

- 1 Dr. Bartsch, H.-J.: Taschenbuch mathematischer Formeln – Nachschlagewerk zur höheren Mathematik. 16. Auflage ISBN 3-343-00876-1. Fachbuchverlag Leipzig-Köln, 1994
- 2 Duffie, J., A. und Beckman, W., A.: Solar Engineering of Thermal Processes. A Wiley-Interscience Publication. ISBN 0-471-05066-0. New-York – Chister – Brisbane – Toronto USA/Canada, 1980
- 3 Dr. Wiegand, J.: Bemessung von Dampfstrahl-Verdichtern und ihr Verhalten bei wechselnden Betriebsbedingungen. Ausgabe B Band 11. VDI-Verlag GmbH. Berlin, 1940
- 4 Kakabaev, A. and Davletov, A.: A Freon Ejector Solar Cooler. Geliotekhnika, Vol. 2, No. 5, pp. 42-48. AS Turkmen SSR, 1966
- 5 Anderson, H: Assessment of solar powered Vapor Jet Air-Conditioning Systems. Proc. Int. Solar Energy Congress and Exposition (ISES). UCLA, Los Angeles, Ca, pp.408-409. USA, 1975
- 6 Zhadan, S. Z. and Shchetinina, N. A.: Selection of cycle Design Parameters for Solar Ejector Freon Refrigeration Machine (SEFRM). Geliotekhnika, Vol. 16, No. 1, pp. 44-47, 1977
- 7 Alkasab, K., A.: Heating and Cooling System utilizing Solar Energy. US-Pat. 4007776, 1977
- 8 Abdel-Aal, H., K and Al-Zakri, A., S.: Dual-Prurpose Solar-Energy powered Flashing Chambers. Solar Heating Cooling Desalination. Veziroglu. Volume 2. pp. 345 ff Ann Arbor Science, the Butterworth Group. England, 1982
- 9 Chai, V. W. und Lansing, F. L.: A Thermodynamic analysis of a Solar-Powered Jet Refrigeration System. Jet Propulsing Laboratory Pasadena, California, USA - Solar Energy: International Progress. Pp. 886-897
- 10 Sokolov, M. u. Hershgal, D.: Solar-Powered Compression-enhanced Ejector Air Conditioner. Solar Energy Vol. 51, No. 6 pp. 183-194, 1993
- 11 Hofer, T.: Solare Kälteerzeugung mit Dampfstrahltechnik. Diplomarbeit FH-München, WS 97/98
- 12 Wolpert, J., L. und Riffat, S., B.: Hybrid Solar/Gas Cooling Ejector Unit for a Hospital in Mexico. <http://www.kenes.com/ises.abstracts/Htm/0171.htm>. Institute of Building Technology. School of the Built Environment. University of Nottingham. Great Britain, 1999

- 13 Huang, B.J., Petrenko, V.A., Chang, J.M. u. Zhuk, K.B.: A High-Performance Solar Ejector Cooling System. Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University, Taipei, Taiwan/Odessa State Academy of Refrigeration, Odessa, Ukraine, 2000
- 14 Petrenko, V. A., Bulavin, I. V. u. Samofatov, I. YA.: Investigation of the Methods increasing the efficiency of solar ejector cooling and refrigeration systems. Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University, Taipei, Taiwan/Odessa State Academy of Refrigeration, Odessa, Ukraine, 2000
- 15 Huang, B. J. u Petrenko, V. A.: A combined Ejector Cooling and hot water supply system using solar and waste heat energy. Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University, Taipei, Taiwan/Odessa State Academy of Refrigeration, Odessa, Ukraine, 2000
- 16 Noeres, P; Hölder, Daniel; Hennecke, Klaus: Verfahren und Anlage zur solarthermischen Kälteerzeugung. Patent DE-10162934, 2001
- 17 Lechner, S.: Verfahrenstechnische Untersuchungen zur Auslegung einer mit Parabolrinnenkollektoren betriebenen Dampfstrahlkältemaschine. Diplomarbeit FH-Bochum, 2002
- 18 Fraunhofer Institut UMSICHT, Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt: Solar Kälteerzeugung mit Parabolrinnenkollektoren und Dampfstrahlkältemaschinen. Abschlußbericht. Energie, Technologie und Nachhaltigkeit. Förderkennzeichen: 261 206 01. Köln – Oberhausen, 2003
- 19 Pridasawas, W.: Solar Cooling and Sustainable Refrigeration. Veröffentlichung Div. of Applied Thermodynamics and Refrigeration. Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology. Stockholm, Sweden, 2003
- 20 Rapp, D.: Solar Energy. ISBN 0-13-822213-4. Prentice-Hall, Inc.. Englewood Cliffs. N.J. USA, 1981
- 21 Dr. Leiner, W. und Dr. Altfeld, K.: Untersuchung von Luftkollektoren und ihren Komponenten auf einem Indoor-Versuchsstand. Forschungsbericht T 86-193 Technologische Forschung und Entwicklung – Nichtnukleare Energietechnik – Bundesministerium für Forschung und Technologie. Institut für Thermo- und Fluidodynamik. Ruhr-Universität Bochum, 1986
- 22 Auszug aus dem Prüfbericht CPC 40 Allstar. Internes Papier von der Fa. Paradigma Energie- und Umwelttechnik GmbH & Co. KG. Karlsbad, 2005
- 23 Kalide, W.: Einführung in die Technische Strömungslehre. 7. Auflage. Carl Hanser Verlag München Wien, 1990
- 24 Bauer, B.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Strahlapparaten für kompressible Strömungsmittel (Strahlverdichter) VDI-Forschungsheft 514 DI-Verlag GmbH. Düsseldorf, 1966
- 25 Meteororm. Global Meteorological Database for Solar Energy and Applied Climatology. Version 4.0 – Edition 2000. Fabrikstrasse 14. 3012 Bern, Schweiz

26 GEMIS Datenbank. <http://www.oeko.de>. Institut für angewandte Ökologie e.V., Freiburg 2006

27 Chakir, A.: Solare Dampfstrahlkältemaschine – technische Bewertung - Bilanzierung einer Versuchsanlage. Fachbereich Maschinen- und Verfahrenstechnik. Technische Fachhochschule Georg Agricola zu Bochum. Deutschland, 2006

28 Hoffmann, F.: Solare Dampfstrahlkältemaschine. Studiengang der Energie- und Versorgungstechnik. Hochschule für Technik, Wirtschaft und Kultur Leipzig. Deutschland 2006

## Anhangverzeichnis

- 1 Auslegungsdaten Dampftrommel B1
- 2 Auslegungsdaten Strahlverdichter V1
- 3 Auslegungsdaten Kondensator WT1
- 4 Auslegungsdaten Verdampfer B2
- 5 Auslegungsdaten Konvektionslüfter WT2
- 6 Wirtschaftlichkeitsberechnung der Solarthermie
- 7 Wirtschaftlichkeitsberechnung der Kältemaschinen





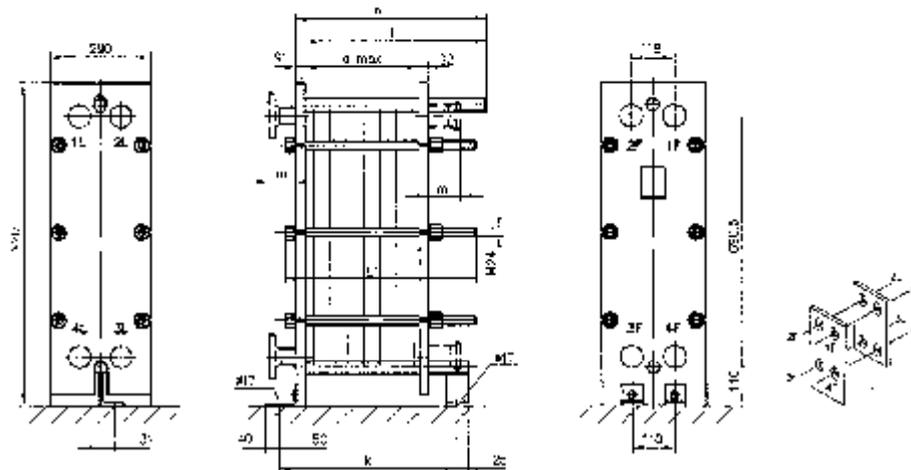
## Maßblatt Plattenwärmetauscher



Kunde:	Fraunhofer IWS/KIT/UMSICHT		
Auftrag-Nr.:	152.45344.19	Kundenposition:	Positions-Nr.: 1
Fabrik-Nr.:	18913906		
Schaltplan-Nr.:	S132/15206	Zeichnungs-Nr.:	Z135/15206

Typ: VT10 CDS-16

Abmessungen der Zeichnung in [mm]



Achtung! Bei 8FT kann die Anordnung der Schraubenscher abweichend von der DIN 2501 T1 sein.

Attention! If rubber inserts are used, the position of the drilling template can be different from DIN 2501 T1

h: 480 mm	e <sub>1</sub> : 25,00 mm	a-Maß max: 280 mm	Leergewicht: 135 kg
k: 440 mm	e <sub>2</sub> : 25,00 mm	a-Maß aktuell: 69 mm	Füllgewicht: 143 kg
l: 455 mm			

Pos	DN	Typ	Medium	Ein	Aus	Zusatz	m-Maß
1F	50	Vorschweißflansch DIN 2633 1.4571	Dampf	x	-	-	133 mm
2F	50	Nippel DIN 2999 1.4571	Wasser	-	x	-	43 mm
4F	50	Vorschweißflansch DIN 2633 1.4571	Dampf	-	x	-	73 mm
2L	50	Nippel DIN 2999 1.4571	Wasser	x	-	-	43 mm

VFI DIN2633	NIP DIN2999		
1F;4F	2F;2L		

Technische Änderungen vorbehalten. Farbschichtdicke bei lackierten Gestellen gemäß DIN EN ISO 12944-5.  
Gestellplattenoberflächengüte gemäß DIN EN 10029. Die konstruktiven Angaben gelten für die von der GEA Ecoflex GmbH/Sarstedt hergestellten PWT.

**Schaltplan  
Plattenwärmetauscher**



**Kunde:** Fraunhofer Institut UMSICHT  
**Ort:** Oberhausen  
**Auftrags-Nr.:** 152.45344.19  
**Positions-Nr.:** 1  
**Kundenposition:**  
**Fabrik-Nr.:** 189/15603  
**PWT:** VT10 V K, 21Pl., 1.4401, 0.6, EPDM, CDS-16, S235-JRG2  
**Datum:** 19/04/2005

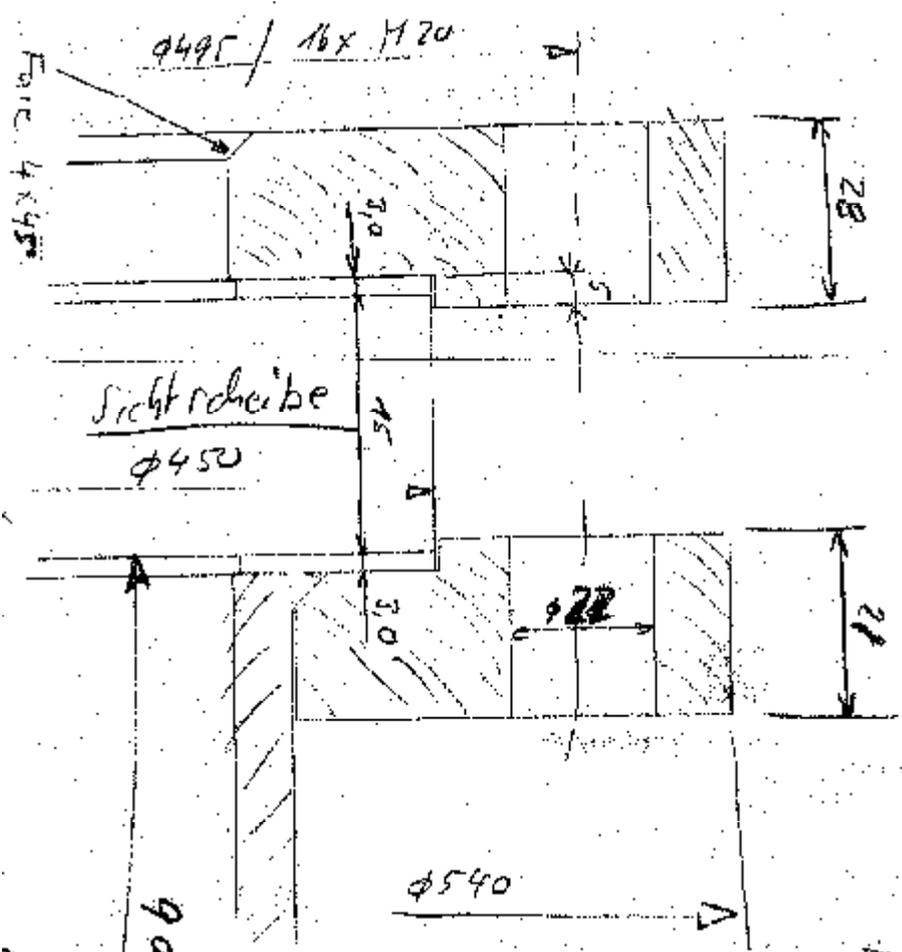
**A-Max:** 69 mm  
**A-Min:** 67 mm

<b>Auslegungsdruck Min (pri/sek):</b>	-1,00	-1,00 barg
<b>Auslegungsdruck Max (pri/sek):</b>	10,00	10,00 barg
<b>Auslegungstemperatur Min (pri/sek):</b>	0,00	0,00 °C
<b>Auslegungstemperatur Max (pri/sek):</b>	110,00	110,00 °C
<b>Prüfdruck:</b>	13,00	13,00 barg

**Abteilung:**

**WT-Platten:** 21 VT10 V K, 1.4401, 0,60 mm, EPDM  
**Dichtung:** geklebt  
**Schaltung:** Primär: 1 x 10                      Sekundär: 2 x 5  
**Temperaturprogramm:** 206,45 m³/h Dampf von 33,00 °C auf 33,00 °C  
0,43 m³/h Wasser von 15,00 °C auf 25,00 °C



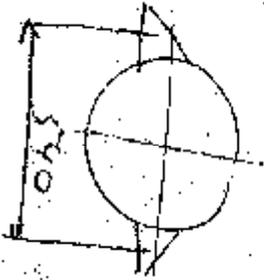


Sichtschraube  
 $\phi 45$

Fore 4x45

900

Lochabstand  
 540



$\phi 540$

$\phi 590 - 1290$

Herr Palleberg

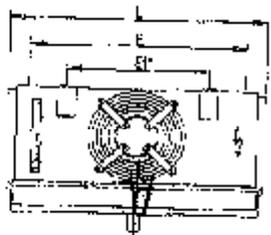
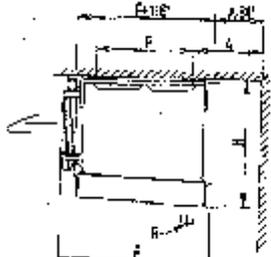
1.05.2011 UMSICHT

Auslegungsdaten Konvektionslüfter WT 2

Datum: 2005-04-06  
 Anfrage vom:  
 Projekt:  
 Angebots-Nr.:  
 Position:  
 Ansprechpartner:

<b>Luftkühler</b>	<b>GGHF 020.1E/14-AW24P</b>	
<b>Leistung:</b>	1.00 kW	<b>Medium:</b> Wasser (R718) <sup>1)</sup>
<b>Flächenreserve:</b>	7.6 %	<b>Eintritt:</b> 6.0 °C
<b>Luftvolumenstrom:</b>	700 m³/h	<b>Austritt:</b> 12.0 °C
<b>Luft Eintritt:</b>	20.0 °C 50 %	<b>Druckverlust:</b> 0.031 bar
<b>Luft Austritt:</b>	18.0 °C 64 %	<b>Volumenstrom:</b> 0.14 m³/h
<b>Ventilspann:</b>	1 Stück 1-230V 50Hz	<b>Schalldruckpegel:</b> 52 dB(A) <sup>2)</sup>
<b>Daten je Motor:</b>		<b>im Abstand:</b> 1.0 m
<b>Drehzahl:</b>	2400 min-1	<b>Schalleistung:</b> 65 dB(A)
<b>Leistung:</b>	0.07 kW	<b>Wurfweite:</b> ca. 4 m
<b>Stromaufnahme:</b>	0.32 A <sup>3)</sup>	<b>Rast:</b> 0.0 mm
<b>Gehäuse:</b> AlMg3, pulverbeschichtet RAL 9003		<b>WT-Rohre:</b> Kupfer
<b>Austauschfläche:</b> 5.1 m²		<b>Lamellen:</b> Aluminium
<b>Rohrheit:</b> 14		<b>Anschlüsse je Gerät:</b>
<b>Lam. Teigung:</b> 4.00 mm		<b>Eintritt:</b> 15.0 * 1.00 mm
<b>Leergewicht:</b> 13 kg <sup>4)</sup>		<b>Austritt:</b> 15.0 * 1.00 mm
<b>Abmessungen:</b>		

- U = 613 mm
- D = 362 mm
- H = 326 mm
- E = 320 mm
- F = 220 mm
- A = 300 mm
- E1 = 350 mm
- R = G%



<sup>1)</sup> alternative Ausführung  
 Anmerkung: Skizze und Abmessungen gelten nicht für alle möglichen Varianten!

*Lufter saugend*

## Wirtschaftlichkeitsrechnung der Solarthermie

Zeitraum	15 [a]	q			1,06 [-]
$\frac{p}{T_{K01}}$	6 [%]				
	130 [°C]				
Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine
Breitengrad	51,2	43,4	44,3	32,2	28,4 [°]
Verh. $I_{dir}/I_{global}$	0,36	0,48	0,44	0,57	0,69 [-]
$dQ/dt_{VRK}$	300	524	486	787	960 [kWh/m <sup>2</sup> /a]
$dQ/dt_{PRK}$	172	370	308	626	953 [kWh/m <sup>2</sup> /a]
$Q_{PRK,100m^2}$	17200	37000	30800	62600	95300 [kWh/a]
$Q_{PRK,500m^2}$	86000	185000	154000	313000	476500 [kWh/a]
$Q_{PRK,5000m^2}$	860000	1850000	1540000	3130000	4765000 [kWh/a]
$Q_{VRK,100m^2}$	30000	52400	48600	78700	96000 [kWh/a]
$Q_{VRK,500m^2}$	150000	262000	243000	393500	480000 [kWh/a]
$Q_{VRK,5000m^2}$	1500000	2620000	2430000	3935000	4800000 [kWh/a]
PRK $K_{invest,100m^2}$	55150	55150	55150	55150	55150 [€]
PRK $K_{invest,500m^2}$	208500	208500	208500	208500	208500 [€]
PRK $K_{invest,5000m^2}$	1546875	1546875	1546875	1546875	1546875 [€]
VRK $K_{invest,100m^2}$	86593,75	86593,75	86593,75	86593,75	86593,75 [€]
VRK $K_{invest,500m^2}$	342025	342025	342025	342025	342025 [€]
VRK $K_{invest,5000m^2}$	3125000	3125000	3125000	3125000	3125000 [€]
PRK $K_{A,100m^2}$	5678,40	5678,40	5678,40	5678,40	5678,40 [€/a]
PRK $K_{A,500m^2}$	21467,74	21467,74	21467,74	21467,74	21467,74 [€/a]
PRK $K_{A,5000m^2}$	159270,53	159270,53	159270,53	159270,53	159270,53 [€/a]
VRK $K_{A,100m^2}$	8915,93	8915,93	8915,93	8915,93	8915,93 [€/a]
VRK $K_{A,500m^2}$	35215,81	35215,81	35215,81	35215,81	35215,81 [€/a]
VRK $K_{A,5000m^2}$	321758,64	321758,64	321758,64	321758,64	321758,64 [€/a]
PRK $K_{B,100m^2}$	312,31	312,31	312,31	312,31	312,31 [€/a]
PRK $K_{B,500m^2}$	1180,73	1180,73	1180,73	1180,73	1180,73 [€/a]
PRK $K_{B,5000m^2}$	8759,88	8759,88	8759,88	8759,88	8759,88 [€/a]
VRK $K_{B,100m^2}$	7,81	7,81	7,81	7,81	7,81 [€/a]
VRK $K_{B,500m^2}$	29,52	29,52	29,52	29,52	29,52 [€/a]
VRK $K_{B,5000m^2}$	219,00	219,00	219,00	219,00	219,00 [€/a]
PRK $K_{Wärme,100m^2}$	0,348	<b>0,162</b>	0,195	<b>0,096</b>	<b>0,063</b> [€/kWh]
PRK $K_{Wärme,500m^2}$	0,263	<b>0,122</b>	0,147	<b>0,072</b>	<b>0,048</b> [€/kWh]
PRK $K_{Wärme,5000m^2}$	<b>0,195</b>	<b>0,091</b>	<b>0,109</b>	<b>0,054</b>	<b>0,035</b> [€/kWh]
VRK $K_{Wärme,100m^2}$	<b>0,297</b>	0,170	<b>0,184</b>	0,113	0,093 [€/kWh]
VRK $K_{Wärme,500m^2}$	<b>0,235</b>	0,135	<b>0,145</b>	0,090	0,073 [€/kWh]
VRK $K_{Wärme,5000m^2}$	0,215	0,123	0,133	0,082	0,067 [€/kWh]

T <sub>Kol</sub> Standort	100 [°C]					St. Katrine	[°]
	Essen	Toulouse	Genova	Safi			
Breitengrad	51,2	43,4	44,3	32,2		28,4	[°]
Verh. I <sub>dir</sub> /I <sub>global</sub>	0,36	0,48	0,44	0,57		0,69	[-]
dQ/dt_VRK	393	648	606	930		1110	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
dQ/dt_PRK	220	448	377	727		1062	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
Q <sub>PRK,100m<sup>2</sup></sub>	22000	44800	37700	72700		106200	[kWh/a]
Q <sub>PRK,500m<sup>2</sup></sub>	110000	224000	188500	363500		531000	[kWh/a]
Q <sub>PRK,5000m<sup>2</sup></sub>	1100000	2240000	1885000	3635000		5310000	[kWh/a]
Q <sub>VRK,100m<sup>2</sup></sub>	39300	64800	60600	93000		111000	[kWh/a]
Q <sub>VRK,500m<sup>2</sup></sub>	196500	324000	303000	465000		555000	[kWh/a]
Q <sub>VRK,5000m<sup>2</sup></sub>	1965000	3240000	3030000	4650000		5550000	[kWh/a]
PRK K <sub>invest,100m<sup>2</sup></sub>	55150	55150	55150	55150		55150	[€]
PRK K <sub>invest,500m<sup>2</sup></sub>	208500	208500	208500	208500		208500	[€]
PRK K <sub>invest,5000m<sup>2</sup></sub>	1546875	1546875	1546875	1546875		1546875	[€]
VRK K <sub>invest,100m<sup>2</sup></sub>	86593,75	86593,75	86593,75	86593,75		86593,75	[€]
VRK K <sub>invest,500m<sup>2</sup></sub>	342025	342025	342025	342025		342025	[€]
VRK K <sub>invest,5000m<sup>2</sup></sub>	3125000	3125000	3125000	3125000		3125000	[€]
PRK K <sub>A,100m<sup>2</sup></sub>	5678,396432	5678,396432	5678,396432	5678,396432		5678,396432	[€/a]
PRK K <sub>A,500m<sup>2</sup></sub>	21467,73628	21467,73628	21467,73628	21467,73628		21467,73628	[€/a]
PRK K <sub>A,5000m<sup>2</sup></sub>	159270,5255	159270,5255	159270,5255	159270,5255		159270,5255	[€/a]
VRK K <sub>A,100m<sup>2</sup></sub>	8915,931841	8915,931841	8915,931841	8915,931841		8915,931841	[€/a]
VRK K <sub>A,500m<sup>2</sup></sub>	35215,80647	35215,80647	35215,80647	35215,80647		35215,80647	[€/a]
VRK K <sub>A,5000m<sup>2</sup></sub>	321758,6374	321758,6374	321758,6374	321758,6374		321758,6374	[€/a]
PRK K <sub>B,100m<sup>2</sup></sub>	312,3118038	312,3118038	312,3118038	312,3118038		312,3118038	[€/a]
PRK K <sub>B,500m<sup>2</sup></sub>	1180,725496	1180,725496	1180,725496	1180,725496		1180,725496	[€/a]
PRK K <sub>B,5000m<sup>2</sup></sub>	8759,878902	8759,878902	8759,878902	8759,878902		8759,878902	[€/a]
VRK K <sub>B,100m<sup>2</sup></sub>	7,807795094	7,807795094	7,807795094	7,807795094		7,807795094	[€/a]
VRK K <sub>B,500m<sup>2</sup></sub>	29,51813739	29,51813739	29,51813739	29,51813739		29,51813739	[€/a]
VRK K <sub>B,5000m<sup>2</sup></sub>	218,9969726	218,9969726	218,9969726	218,9969726		218,9969726	[€/a]
PRK K <sub>Wärme,100m<sup>2</sup></sub>	0,27230492	<b>0,133721166</b>	0,158904728	<b>0,082403139</b>		<b>0,056409682</b>	[€/kWh]
PRK K <sub>Wärme,500m<sup>2</sup></sub>	0,205895107	<b>0,101109204</b>	0,120150991	<b>0,062306635</b>		<b>0,04265247</b>	[€/kWh]
PRK K <sub>Wärme,5000m<sup>2</sup></sub>	<b>0,152754913</b>	<b>0,075013573</b>	<b>0,089140798</b>	<b>0,046225696</b>		<b>0,031644144</b>	[€/kWh]
VRK K <sub>Wärme,100m<sup>2</sup></sub>	<b>0,227067166</b>	0,137712031	<b>0,14725643</b>	0,09595419		0,080394051	[€/kWh]
VRK K <sub>Wärme,500m<sup>2</sup></sub>	<b>0,17936552</b>	0,108781866	<b>0,116321203</b>	0,075796397		0,063505089	[€/kWh]
VRK K <sub>Wärme,5000m<sup>2</sup></sub>	0,163856302	0,099375813	0,106263246	0,069242502		0,058013988	[€/kWh]

T <sub>Kol</sub> Standort	150 [°C]					St. Katrine	
	Essen	Toulouse	Genova	Safi			
Breitengrad	51,2	43,4	44,3	32,2		28,4	[°]
Verh. I <sub>dir</sub> /I <sub>global</sub>	0,36	0,48	0,44	0,57		0,69	[-]
dQ/dt_VRK	242	443	407	687		855	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
dQ/dt_PRK	145	317	266	553		874	[kWh/m <sup>2</sup> /a]
Q <sub>PRK,100m<sup>2</sup></sub>	14500	31700	26600	55300		87400	[kWh/a]
Q <sub>PRK,500m<sup>2</sup></sub>	72500	158500	133000	276500		437000	[kWh/a]
Q <sub>PRK,5000m<sup>2</sup></sub>	725000	1585000	1330000	2765000		4370000	[kWh/a]
Q <sub>VRK,100m<sup>2</sup></sub>	24200	44300	40700	68700		85500	[kWh/a]
Q <sub>VRK,500m<sup>2</sup></sub>	121000	221500	203500	343500		427500	[kWh/a]
Q <sub>VRK,5000m<sup>2</sup></sub>	1210000	2215000	2035000	3435000		4275000	[kWh/a]
PRK K <sub>invest,100m<sup>2</sup></sub>	55150	55150	55150	55150		55150	[€]
PRK K <sub>invest,500m<sup>2</sup></sub>	208500	208500	208500	208500		208500	[€]
PRK K <sub>invest,5000m<sup>2</sup></sub>	1546875	1546875	1546875	1546875		1546875	[€]
VRK K <sub>invest,100m<sup>2</sup></sub>	86593,75	86593,75	86593,75	86593,75		86593,75	[€]
VRK K <sub>invest,500m<sup>2</sup></sub>	342025	342025	342025	342025		342025	[€]
VRK K <sub>invest,5000m<sup>2</sup></sub>	3125000	3125000	3125000	3125000		3125000	[€]
PRK K <sub>A,100m<sup>2</sup></sub>	5678,396432	5678,396432	5678,396432	5678,396432		5678,396432	[€/a]
PRK K <sub>A,500m<sup>2</sup></sub>	21467,73628	21467,73628	21467,73628	21467,73628		21467,73628	[€/a]
PRK K <sub>A,5000m<sup>2</sup></sub>	159270,5255	159270,5255	159270,5255	159270,5255		159270,5255	[€/a]
VRK K <sub>A,100m<sup>2</sup></sub>	8915,931841	8915,931841	8915,931841	8915,931841		8915,931841	[€/a]
VRK K <sub>A,500m<sup>2</sup></sub>	35215,80647	35215,80647	35215,80647	35215,80647		35215,80647	[€/a]
VRK K <sub>A,5000m<sup>2</sup></sub>	321758,6374	321758,6374	321758,6374	321758,6374		321758,6374	[€/a]
PRK K <sub>B,100m<sup>2</sup></sub>	312,3118038	312,3118038	312,3118038	312,3118038		312,3118038	[€/a]
PRK K <sub>B,500m<sup>2</sup></sub>	1180,725496	1180,725496	1180,725496	1180,725496		1180,725496	[€/a]
PRK K <sub>B,5000m<sup>2</sup></sub>	8759,878902	8759,878902	8759,878902	8759,878902		8759,878902	[€/a]
VRK K <sub>B,100m<sup>2</sup></sub>	7,807795094	7,807795094	7,807795094	7,807795094		7,807795094	[€/a]
VRK K <sub>B,500m<sup>2</sup></sub>	29,51813739	29,51813739	29,51813739	29,51813739		29,51813739	[€/a]
VRK K <sub>B,5000m<sup>2</sup></sub>	218,9969726	218,9969726	218,9969726	218,9969726		218,9969726	[€/a]
PRK K <sub>Wärme,100m<sup>2</sup></sub>	0,413152292	<b>0,188981332</b>	0,225214595	<b>0,108331071</b>		<b>0,068543572</b>	[€/kWh]
PRK K <sub>Wärme,500m<sup>2</sup></sub>	0,312392576	<b>0,142892503</b>	<b>0,170289186</b>	<b>0,081911254</b>		<b>0,051827144</b>	[€/kWh]
PRK K <sub>Wärme,5000m<sup>2</sup></sub>	<b>0,231766075</b>	<b>0,106012873</b>	<b>0,12633865</b>	<b>0,06077049</b>		<b>0,038450893</b>	[€/kWh]
VRK K <sub>Wärme,100m<sup>2</sup></sub>	<b>0,368749572</b>	0,201438818	<b>0,219256502</b>	0,129894318		0,104371224	[€/kWh]
VRK K <sub>Wärme,500m<sup>2</sup></sub>	<b>0,291283674</b>	0,159121104	0,173195698	0,102606476		0,082445204	[€/kWh]
VRK K <sub>Wärme,5000m<sup>2</sup></sub>	0,266097218	0,145362363	0,158219968	0,093734391		0,075316406	[€/kWh]

## 7

## Wirtschaftlichkeitsrechnung der Kältemaschinen

Zeitraum p	15 [a] 6 [%]	q			1,06 [-]	
Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
Breitengrad	51,2	43,4	44,3	32,2	28,4	[°]
max. Feuchtkugeltemp.	22	24	27	29	21	[°C]
Feuchttemp./Lufttemp.	0,90625	0,891472868	0,841772152	0,955801105	0,620320856	[-]
$t_{b, \text{Vollast}}$	840	1216	1663	2053	1958	[h/a]
$K_{\text{Strom}}$	0,12	0,12	0,12	0,1	0,1	[€/kWh]
$K_{\text{Wasser}}$	2,5	2,5	2,5	1	1	[€/m <sup>3</sup> ]
<b>Absorber 1-stufig</b>						
$dQ_o/dt$	100	100	100	100	100	[kW]
$dQ_H/dt$	143	114	114	114	114	[kW]
$dQ_{\text{RKW}}/dt$	243	243	243	243	243	[kW]
$K_{\text{Invest, Einheit}}$	38.245,00	38.245,00	38.245,00	38.245,00	38.245,00	[€]
$K_{\text{Invest, RKW}}$	14.277,00	16.171,29	19.012,71	20.907,00	13.329,86	[€]
$K_{\text{Invest, Neben}}$	123.192,00	123.192,00	123.192,00	123.192,00	123.192,00	[€]
$K_{\text{Invest, ges}}$	175.714,00	177.608,29	180.449,71	182.344,00	174.766,86	[€]
spez. $K_{\text{Invest}}$	1.757,14	1.776,08	1.804,50	1.823,44	1.747,67	[€/kW]
$\text{COP}_m$	0,60	0,59	0,59	0,57	0,60	[-]
$W_o$	84000	121600	166300	205300	195800	[kWh/a]
$W_H$	140000	205232	284274	360175	326333	[kWh/a]
$W_{\text{RKW}}$	224000	326832	450574	565475	522133	[kWh/a]
$K_{\text{Betrieb, Wärme}}$	27.839,36	23.156,88	36.204,70	25.037,99	15.532,10	[€/a]
$K_{\text{Betrieb, Wasser}}$	831,68	1.213,49	1.672,92	839,82	775,45	[€/a]
$K_{\text{Betrieb, Strom}}$	1.100,25	1.613,63	2.195,70	2.281,81	2.192,72	[€/a]
$K_{\text{Betrieb, Wartung}}$	3.514,28	3.552,17	3.608,99	3.646,88	3.495,34	[€/a]
$K_{\text{Betrieb, ges}}$	33.285,58	29.536,16	43.682,32	31.806,50	21.995,61	[€/a]
$K_{\text{Kapital}}$	18.092,00	18.287,04	18.579,60	18.774,64	17.994,48	[€/a]
$K_{\text{ges}}$	51.377,58	47.823,20	62.261,92	50.581,14	39.990,08	[€/a]
spez. K	<b>0,612</b>	<b>0,393</b>	<b>0,374</b>	<b>0,246</b>	<b>0,204</b>	<b>[€/kWh]</b>

### Absorber 1-stufig

Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
dQ <sub>0</sub> /dt	200	200	200	200	200	[kW]
dQ <sub>H</sub> /dt	286	286	286	286	286	[kW]
dQ <sub>RKW</sub> /dt	486	486	486	486	486	[kW]
K <sub>Invest, Einheit</sub>	43.709,00	43.709,00	43.709,00	43.709,00	43.709,00	[€]
K <sub>Invest, RKW</sub>	22.181,00	25.969,57	31.652,43	35.441,00	20.286,71	[€]
K <sub>Invest, Neben</sub>	155.453,00	155.453,00	155.453,00	155.453,00	155.453,00	[€]
K <sub>Invest, ges</sub>	221.343,00	225.131,57	230.814,43	234.603,00	219.448,71	[€]
spez. K <sub>Invest</sub>	1.106,72	1.125,66	1.154,07	1.173,02	1.097,24	[€/kW]
COP <sub>m</sub>	0,60	0,59	0,59	0,57	0,60	[-]
W <sub>0</sub>	168000	243200	332600	410600	391600	[kWh/a]
W <sub>H</sub>	280000	410464	568547	720351	652667	[kWh/a]
W <sub>RKW</sub>	448000	653664	901147	1130951	1044267	[kWh/a]
K <sub>Betrieb, Wärme</sub>	51.987,93	41.852,42	66.304,13	45.252,23	28.071,83	[€/a]
K <sub>Betrieb, Wasser</sub>	1.663,37	2.426,97	3.345,84	1.679,63	1.550,89	[€/a]
K <sub>Betrieb, Strom</sub>	2.200,50	3.227,25	4.391,40	4.563,63	4.385,44	[€/a]
K <sub>Betrieb, Wartung</sub>	4.426,86	4.502,63	4.616,29	4.692,06	4.388,97	[€/a]
K <sub>Betrieb, ges</sub>	60.278,65	52.009,27	78.657,66	56.187,54	38.397,13	[€/a]
K <sub>Kapital</sub>	22.790,09	23.180,17	23.765,29	24.155,37	22.595,05	[€/a]
K <sub>ges</sub>	83.068,74	75.189,44	102.422,95	80.342,92	60.992,18	[€/a]
spez. K	<b>0,494</b>	<b>0,309</b>	<b>0,308</b>	<b>0,196</b>	<b>0,156</b>	<b>[€/kWh]</b>

### Absorber 1-stufig

dQ <sub>0</sub> /dt	500	500	500	500	500	[kW]
dQ <sub>H</sub> /dt	714	714	714	714	714	[kW]
dQ <sub>RKW</sub> /dt	1214	1214	1214	1214	1214	[kW]
K <sub>Invest, Einheit</sub>	54.636,00	54.636,00	54.636,00	54.636,00	54.636,00	[€]
K <sub>Invest, RKW</sub>	39.000,00	48.471,43	62.678,57	72.150,00	34.264,29	[€]
K <sub>Invest, Neben</sub>	222.500,00	222.500,00	222.500,00	222.500,00	222.500,00	[€]
K <sub>Invest, ges</sub>	316.136,00	325.607,43	339.814,57	349.286,00	311.400,29	[€]
spez. K <sub>Invest</sub>	632,27	651,21	679,63	698,57	622,80	[€/kW]
COP <sub>m</sub>	0,60	0,59	0,59	0,57	0,60	[-]
W <sub>0</sub>	420000	608000	831500	1026500	979000	[kWh/a]
W <sub>H</sub>	700000	1026160	1421368	1800877	1631667	[kWh/a]
W <sub>RKW</sub>	1120000	1634160	2252868	2827377	2610667	[kWh/a]
K <sub>Betrieb, Wärme</sub>	118.664,72	91.473,55	147.477,21	98.904,25	61.354,40	[€/a]
K <sub>Betrieb, Wasser</sub>	4.158,42	6.067,43	8.364,61	4.199,08	3.877,23	[€/a]
K <sub>Betrieb, Strom</sub>	5.501,25	8.068,13	10.978,50	11.409,06	10.963,59	[€/a]
K <sub>Betrieb, Wartung</sub>	6.322,72	6.512,15	6.796,29	6.985,72	6.228,01	[€/a]
K <sub>Betrieb, ges</sub>	134.647,11	112.121,25	173.616,61	121.498,10	82.423,23	[€/a]
K <sub>Kapital</sub>	32.550,24	33.525,44	34.988,25	35.963,45	32.062,63	[€/a]
K <sub>ges</sub>	167.197,34	145.646,69	208.604,86	157.461,56	114.485,86	[€/a]
spez. K	<b>0,398</b>	<b>0,240</b>	<b>0,251</b>	<b>0,153</b>	<b>0,117</b>	<b>[€/kWh]</b>

### Absorber 2-stufig

Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
dQ <sub>0</sub> /dt	200	200	200	200	200	[kW]
dQ <sub>H</sub> /dt	171	171	171	171	171	[kW]
dQ <sub>RKW</sub> /dt	371	371	371	371	371	[kW]
K <sub>Invest, Einheit</sub>	54.636,00	54.636,00	54.636,00	54.636,00	54.636,00	[€]
K <sub>Invest, RKW</sub>	18.747,00	21.640,33	25.980,33	28.873,67	17.300,33	[€]
K <sub>Invest, Neben</sub>	171.868,00	171.868,00	171.868,00	171.868,00	171.868,00	[€]
K <sub>Invest, ges</sub>	245.251,00	248.144,33	252.484,33	255.377,67	243.804,33	[€]
spez. K <sub>Invest</sub>	1.226,26	1.240,72	1.262,42	1.276,89	1.219,02	[€/kW]
COP <sub>m</sub>	1,07	1,07	1,06	1,06	1,06	[-]
W <sub>0</sub>	168000	243200	332600	410600	391600	[kWh/a]
W <sub>H</sub>	157746	228357	314515	388274	370307	[kWh/a]
W <sub>RKW</sub>	325746	471557	647115	798874	761907	[kWh/a]
K <sub>Betrieb, Wärme</sub>	49.476,05	35.464,27	57.480,46	34.567,90	20.855,25	[€/a]
K <sub>Betrieb, Wasser</sub>	1.209,45	1.750,83	2.402,66	1.186,45	1.131,55	[€/a]
K <sub>Betrieb, Strom</sub>	2.200,50	3.227,25	4.391,40	4.563,63	4.385,44	[€/a]
K <sub>Betrieb, Wartung</sub>	4.905,02	4.962,89	5.049,69	5.107,55	4.876,09	[€/a]
K <sub>Betrieb, ges</sub>	57.791,02	45.405,23	69.324,20	45.425,52	31.248,32	[€/a]
K <sub>Kapital</sub>	25.251,72	25.549,63	25.996,48	26.294,39	25.102,77	[€/a]
K <sub>ges</sub>	83.042,75	70.954,86	95.320,69	71.719,91	56.351,09	[€/a]
spez. K	<b>0,494</b>	<b>0,292</b>	<b>0,287</b>	<b>0,175</b>	<b>0,144</b>	[€/kWh]

### Absorber 2-stufig

dQ <sub>0</sub> /dt	500	500	500	500	500	[kW]
dQ <sub>H</sub> /dt	427	427	427	427	427	[kW]
dQ <sub>RKW</sub> /dt	927	927	927	927	927	[kW]
K <sub>Invest, Einheit</sub>	81.955,00	81.955,00	81.955,00	81.955,00	81.955,00	[€]
K <sub>Invest, RKW</sub>	36.810,00	44.043,33	54.893,33	62.126,67	33.193,33	[€]
K <sub>Invest, Neben</sub>	279.525,00	279.525,00	279.525,00	279.525,00	279.525,00	[€]
K <sub>Invest, ges</sub>	398.290,00	405.523,33	416.373,33	423.606,67	394.673,33	[€]
spez. K <sub>Invest</sub>	796,58	811,05	832,75	847,21	789,35	[€/kW]
COP <sub>m</sub>	1,07	1,07	1,06	1,06	1,06	[-]
W <sub>0</sub>	420000	608000	831500	1026500	979000	[kWh/a]
W <sub>H</sub>	394366	570892	786288	970686	925768	[kWh/a]
W <sub>RKW</sub>	814366	1178892	1617788	1997186	1904768	[kWh/a]
K <sub>Betrieb, Wärme</sub>	111.075,14	77.523,39	126.388,88	75.563,97	45.588,71	[€/a]
K <sub>Betrieb, Wasser</sub>	3.023,64	4.377,07	6.006,64	2.966,12	2.828,86	[€/a]
K <sub>Betrieb, Strom</sub>	5.501,25	8.068,13	10.978,50	11.409,06	10.963,59	[€/a]
K <sub>Betrieb, Wartung</sub>	7.965,80	8.110,47	8.327,47	8.472,13	7.893,47	[€/a]
K <sub>Betrieb, ges</sub>	127.565,83	98.079,06	151.701,48	98.411,28	67.274,63	[€/a]
K <sub>Kapital</sub>	41.009,04	41.753,80	42.870,95	43.615,71	40.636,66	[€/a]
K <sub>ges</sub>	168.574,87	139.832,86	194.572,43	142.027,00	107.911,29	[€/a]
spez. K	<b>0,401</b>	<b>0,230</b>	<b>0,234</b>	<b>0,138</b>	<b>0,110</b>	[€/kWh]

**DSKM**

Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
$dQ_o/dt$	100	100	100	100	100	[kW]
$dQ_H/dt$	200	200	200	200	200	[kW]
$dQ_{RKW}/dt$	300	300	300	300	300	[kW]
$K_{Invest, Einheit}$	35.000,00	35.000,00	35.000,00	35.000,00	35.000,00	[€]
$K_{Invest, RKW}$	16.006,00	18.346,00	24.196,00	32.386,00	31.216,00	[€]
$K_{Invest, Neben}$	127.514,00	127.514,00	127.514,00	127.514,00	127.514,00	[€]
$K_{Invest, ges}$	178.520,00	180.860,00	186.710,00	194.900,00	193.730,00	[€]
spez. $K_{invest}$	1.785,20	1.808,60	1.867,10	1.949,00	1.937,30	[€/kW]
$COP_m$	1,05	0,95	0,92	0,83	1,13	[-]
$W_o$	84000	121600	166300	205300	195800	[kWh/a]
$W_H$	80000	128000	180761	247349	173274	[kWh/a]
$W_{RKW}$	164000	249600	347061	452649	369074	[kWh/a]
$K_{Betrieb, Wärme}$	24.634,18	19.427,64	32.318,50	21.521,79	9.537,19	[€/a]
$K_{Betrieb, Wasser}$	608,91	926,73	1.288,59	672,25	548,13	[€/a]
$K_{Betrieb, Strom}$	727,50	1.122,75	1.498,50	1.618,13	1.621,56	[€/a]
$K_{Betrieb, Wartung}$	3.570,40	3.617,20	3.734,20	3.898,00	3.874,60	[€/a]
$K_{Betrieb, ges}$	29.540,99	25.094,32	38.839,80	27.710,16	15.581,48	[€/a]
$K_{Kapital}$	18.380,91	18.621,85	19.224,18	20.067,44	19.946,98	[€/a]
$K_{ges}$	47.921,91	43.716,17	58.063,97	47.777,60	35.528,46	[€/a]
spez. $K$	<b>0,570</b>	<b>0,360</b>	<b>0,349</b>	<b>0,233</b>	<b>0,181</b>	[€/kWh]

**DSKM**

Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
$dQ_o/dt$	200	200	200	200	200	[kW]
$dQ_H/dt$	400	400	400	400	400	[kW]
$dQ_{RKW}/dt$	600	600	600	600	600	[kW]
$K_{Invest, Einheit}$	40.000,00	40.000,00	40.000,00	40.000,00	40.000,00	[€]
$K_{Invest, RKW}$	29.164,00	33.844,00	45.544,00	61.924,00	59.584,00	[€]
$K_{Invest, Neben}$	172.910,00	172.910,00	172.910,00	172.910,00	172.910,00	[€]
$K_{Invest, ges}$	242.074,00	246.754,00	258.454,00	274.834,00	272.494,00	[€]
spez. $K_{invest}$	1.210,37	1.233,77	1.292,27	1.374,17	1.362,47	[€/kW]
$COP_m$	1,05	0,95	0,92	0,83	1,13	[-]
$W_o$	168000	243200	332600	410600	391600	[kWh/a]
$W_H$	160000	256000	361522	494699	346549	[kWh/a]
$W_{RKW}$	328000	499200	694122	905299	738149	[kWh/a]
$K_{Betrieb, Wärme}$	45.417,92	35.103,39	58.655,26	38.887,26	17.232,55	[€/a]
$K_{Betrieb, Wasser}$	1.217,82	1.853,47	2.577,18	1.344,50	1.096,26	[€/a]
$K_{Betrieb, Strom}$	1.455,00	2.245,50	2.997,00	3.236,25	3.243,13	[€/a]
$K_{Betrieb, Wartung}$	4.841,48	4.935,08	5.169,08	5.496,68	5.449,88	[€/a]
$K_{Betrieb, ges}$	52.932,22	44.137,44	69.398,52	48.964,70	27.021,82	[€/a]
$K_{Kapital}$	24.924,61	25.406,47	26.611,14	28.297,67	28.056,74	[€/a]
$K_{ges}$	77.856,83	69.543,91	96.009,66	77.262,37	55.078,55	[€/a]
spez. $K$	<b>0,463</b>	<b>0,286</b>	<b>0,289</b>	<b>0,188</b>	<b>0,141</b>	[€/kWh]

**DSKM**

Standort	Essen	Toulouse	Genova	Safi	St. Katrine	
$dQ_o/dt$	500	500	500	500	500	[kW]
$dQ_H/dt$	1000	1000	1000	1000	1000	[kW]
$dQ_{RKW}/dt$	1500	1500	1500	1500	1500	[kW]
$K_{Invest,Einheit}$	50.000,00	50.000,00	50.000,00	50.000,00	50.000,00	[€]
$K_{Invest,RKW}$	63.750,00	75.450,00	104.700,00	145.650,00	139.800,00	[€]
$K_{Invest,Neben}$	284.375,00	284.375,00	284.375,00	284.375,00	284.375,00	[€]
$K_{Invest,ges}$	398.125,00	409.825,00	439.075,00	480.025,00	474.175,00	[€]
spez. $K_{invest}$	796,25	819,65	878,15	960,05	948,35	[€/kW]
$COP_m$	1,05	0,95	0,92	0,83	1,13	[-]
$W_0$	420000	608000	831500	1026500	979000	[kWh/a]
$W_H$	400000	640000	903804	1236747	866372	[kWh/a]
$W_{RKW}$	820000	1248000	1735304	2263247	1845372	[kWh/a]
$K_{Betrieb,Wärme}$	101.964,52	76.734,54	128.972,03	85.005,92	37.669,63	[€/a]
$K_{Betrieb,Wasser}$	3.044,55	4.633,66	6.442,96	3.361,26	2.740,65	[€/a]
$K_{Betrieb,Strom}$	3.637,50	5.613,75	7.492,50	8.090,63	8.107,81	[€/a]
$K_{Betrieb,Wartung}$	7.962,50	8.196,50	8.781,50	9.600,50	9.483,50	[€/a]
$K_{Betrieb,ges}$	116.609,07	95.178,46	151.689,00	106.058,31	58.001,59	[€/a]
$K_{Kapital}$	40.992,05	42.196,71	45.208,38	49.424,70	48.822,37	[€/a]
$K_{ges}$	157.601,12	137.375,17	196.897,37	155.483,01	106.823,96	[€/a]
spez. $K$	<b>0,375</b>	<b>0,226</b>	<b>0,237</b>	<b>0,151</b>	<b>0,109</b>	[€/kWh]