

Masterarbeit

Evaluierung von Vakuurröhrenkollektoren am Markt, Anforderungen an den Einsatz in der industriellen Prozesswärme sowie Bewertung eines neuartigen Kollektorkonzeptes

erstellt am

AEE - Institut für Nachhaltige Technologien

und

Lehrstuhl für Thermoprozesstechnik

Vorgelegt von:

Farzad Jafari Gol, BSc

0935458

Betreuer:

Dipl.-Ing. (FH) Martin Vukits

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Harald Raupenstrauch

Leoben, Datum

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich diese Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

AFFIDAVIT

I declare in lieu of oath, that I wrote this thesis and performed the associated research myself, using only literature cited in this volume.

Ort/Datum

Unterschrift

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Diplomand im Zuge eines Forschungsprojekts bei AEE INTEC in Gleisdorf. Ich möchte mich beim Team der AEE INTEC bedanken, das mir ermöglicht hat diese wissenschaftliche Abschlussarbeit zu verfassen.

Besonders bedanken möchte ich mich an dieser Stelle bei DI Robert Hausner und Ing. Christian Fink, die mir in vielen Fällen mit ihrer Erfahrung und ihrem Wissen geholfen haben.

Ebenso danke ich Herrn Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Harald Raupenstrauch und Dr. mont. Dipl. Ing Andreas Hammer, die mich von Seiten der Montanuniversität Leoben unterstützten.

Weitere Dankesworte sind an meine Eltern (Hoorieh und Morteza), die mich während des Studiums begleiteten, und meine Schwester (Farzaneh), die immer mich motivierte, und Herrn Mahmoudzadeh, der wichtigste Rolle in meinem Leben spielte, gerichtet.

Kurzfassung

Im Rahmen der vorliegenden Masterarbeit wurde eine wärme- und strömungstechnische Evaluierung von Vakuumröhrenkollektoren am Markt durchgeführt und kollektorspezifische Kennwerte analysiert. In weiterer Folge wurden dynamische Anlagensimulationen in Polysun realisiert, welche den Einfluss der Ausrichtung von Vakuumröhrenkollektoren auf den Kollektorertrag beschreiben. Basierend auf den Ergebnissen der Analyse der verschiedenen Kollektorkonzepte am Markt und der Simulationsergebnisse sowie der Berücksichtigung der Anforderungen an Vakuumröhrenkollektoren für den Einsatz in der industriellen Prozesswärme im mittleren Temperaturbereich zwischen 80 °C und 120 °C, wurde ein neuartiges Kollektorkonzept - die „Helix-Sydneyröhre“ bewertet. Der Arbeitsablauf zur Erstellung der gegenständlichen Arbeit wurde im Rahmen des Projektes „MidTempColl“ (Projektleitung AEE INTEC) integriert durchgeführt.

Abstract

In the present thesis, a heat and fluid dynamic evaluation of vacuum tube collectors available on the market was carried out and collectors' specific characteristics were analyzed. Subsequently, dynamic system simulations were realized in Polysun, which describe the influence of the orientation of vacuum tube collector on the solar gain. Based on the results of the analysis of various collector concepts on the market and the simulation results and considering the requirements for vacuum tube collectors used in industrial heat processes in the intermediate temperature range between 80 ° C and 120 ° C, a new collector concept, the "helix Sydney tube" is evaluated. The workflow for creating the representational work was supported by the project "MidTempColl" (project management AEE INTEC).

Inhalt

Kurzfassung	i
Abstract	ii
Inhalt.....	iii
Abbildungsverzeichnis.....	v
Tabellenverzeichnis	vii
Nomenklatur	viii
1 Einleitung.....	1
1.1 Problemstellung	1
1.2 Zielsetzung.....	2
2 Grundlagen	4
2.1 Solarthermie.....	4
2.2 Flachkollektoren	6
2.3 Vakuumröhrenkollektoren	7
2.3.1 Vakuumröhrenkollektortypen.....	7
2.3.2 Anbindungsarten	9
2.3.3 Einwandige und Doppelwandige Vakuumröhren.....	10
2.4 Reflektor	11
2.4.1 Literatur und Stand der Technik.....	11
2.5 Systemintegration	13
2.6 Stagnationsverhalten	17
2.6.1 Literatur und Stand der Technik.....	18
2.7 Thermodynamische und strömungstechnische Bewertung.....	19

2.7.1	Wärmeübertragung.....	19
2.7.2	Literatur und Stand der Technik.....	20
2.7.3	Druckverlust	25
2.8	Kollektorkennlinie	26
2.9	Richtungsabhängiger Einstrahlungskorrekturfaktor	27
2.9.1	Literatur und Stand der Technik.....	28
3	Bestimmung der technischen Anforderungen	29
3.1	Hydraulische Rahmenbedingungen	30
3.2	Konstruktive Rahmenbedingungen.....	35
3.3	Allgemeine Rahmenbedingungen	36
3.3.1	Literatur und Stand der Technik.....	37
4	Bewertung der Kollektoren auf dem Markt	39
4.1	Vakuümrohrenkollektoren auf dem Markt	39
4.2	Bewertung der Kollektoren	41
4.2.1	Hydraulische Bewertung	41
4.2.2	Kollektorenkennlinien	43
4.2.3	Richtungsabhängiger Einstrahlungskorrekturfaktor	54
4.2.4	Stagnationstemperatur	58
4.2.5	Effektive Wärmekapazität	61
4.2.6	Ökonomische Bewertung	62
4.2.7	Absorberbeschichtung und Reflektoren	65
4.2.8	Einfluss des Aufbaus auf richtungsabhängiger Einstrahlungskorrekturfaktor	66
4.2.9	Simulation.....	68
4.2.10	Einfluss der effektiven Wärmekapazität des Kollektor (C_{eff}) auf den Solarertrag.....	75
5	Konzeptentwicklung.....	77
5.1	Konzeptbeschreibung.....	77
5.2	Berechnung	78
5.2.1	Druckverlust	78
5.2.2	Wärmeübertragung.....	81
5.3	Vorteile und Nachteile.....	86
6	Fazit und Ausblick.....	87
7	Literaturverzeichnis.....	89

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Schematischer Aufbau und Energieflüsse eines Sonnenkollektors (Streicher).....	4
Abbildung 2-2: Strömungskanäle für Flachkollektoren. (Streicher).....	6
Abbildung 2-3: Schema vom Vakuumröhrenkollektor (Yong Kim, 2006).....	7
Abbildung 2-4: Direkte durchströmte Kollektor (Vakuumröhren-Kollektor SOLTOP T6-DF).....	8
Abbildung 2-5: Heat-Pipe Kollektor (viessmann, 2012).....	9
Abbildung 2-6: Nasse und trockene Anbindung (Praxis, 2003).....	10
Abbildung 2-7: Schematische Darstellung von einwandigen (Receiverröhre) und doppelwandigen Vakuumröhre (Schott), (Vailant).....	10
Abbildung 2-8: Verschiedene Formen von Reflektoren: (a) Flach Reflektoren (b) Röhrförmige spiegelnde Schwelle Reflektor (c) Flach Empfänger mit Flach Reflektor (d) Parabolischer Konzentrator (e) Fresnel Reflektor (f) Array von Heliostaten (John Duffie, 2006).....	11
Abbildung 2-9: Serielle Verschaltung (Christian Fink, 2004).....	14
Abbildung 2-10: Parallele Verschaltung (Christian Fink, 2004).....	14
Abbildung 2-11: High Flow System mit internem Wärmetauscher und einer Pumpe (Christian Fink, 2004).....	15
Abbildung 2-12: Low Flow System mit externem Plattenwärmetauscher und zwei Pumpen (Christian Fink, 2004).....	15
Abbildung 2-13: Matched Flow System (Christian Fink, 2004).....	16
Abbildung 3-1: Aufteilung der Anwendung von Solarwärme (Sophia-Energie).....	29
Abbildung 3-2: Anwendungsspezifische Temperaturniveaus (Bernhard Gerards, 2013).....	30
Abbildung 4-1: Max. Betriebsdruck (nach Herstellerangaben).....	42
Abbildung 4-2: Flüssigkeitsinhalt, bezogen auf Aperturfläche (nach Herstellerangaben).....	42
Abbildung 4-3 : Heat Pipe-Kennlinie.....	44
Abbildung 4-4: Sydney-Kennlinie.....	46
Abbildung 4-5: direkte durchströmte-Kennlinie.....	48
Abbildung 4-6: Einwandig-Kennlinien.....	49
Abbildung 4-7: Flachkollektoren-kennlinie.....	50
Abbildung 4-8: Vergleich der Kennlinien (Einwandig (punktiert) Vs. Sydney (durchgezogene)).....	52
Abbildung 4-9: Vergleich der Kennlinie (Heat-Pipe (punktiert) Vs. direkt durchströmte (durchgezogen))	53
Abbildung 4-10: Geometrie eines Vakuumröhrenkollektor (E. Zambolina, 2012).....	54

Abbildung 4-11: IAM von Brötje	55
Abbildung 4-12: IAM von Paradigma	56
Abbildung 4-13: K θ bt von Vakuumröhrenkollektoren (Strichlierte mit CPC-Reflektor)	57
Abbildung 4-14: K θ bl von Vakuumröhrenkollektoren (Strichliert mit CPC-Reflektor)	58
Abbildung 4-15: Stagnationstemperatur (nach Herstellerangaben)	60
Abbildung 4-16: Ceff für Kollektoren, bezogen auf Aperturfläche (nach Herstellerangaben)	62
Abbildung 4-17: Bruttolistenpreis pro Bruttofläche und Garantie (2012) (nach Herstellerangaben)	63
Abbildung 4-18: Preis (2012) Vs. Wirkungsgrad ($\Delta T=100^\circ$)	64
Abbildung 4-19: Preis (2012) Vs. Wirkungsgrad ($\Delta T=150^\circ$)	64
Abbildung 4-20: Unterschiedliche Formen von Wärmeleitblech	65
Abbildung 4-21: Schematische Darstellung von Vakuumröhrenkollektor mit CPC-Reflektor (Buderus, 2012)	65
Abbildung 4-22: K θ bt von Vakuumröhrenkollektoren und Struktur von Kollektoren	66
Abbildung 4-23: K θ bl von Vakuumröhrenkollektoren und Struktur von Kollektoren	67
Abbildung 4-24: Kollektorkennlinien (Einwandig(punktiert) Vs. Sydney(durchgezogene))	68
Abbildung 4-25: Das Schema von Simulation	70
Abbildung 4-26: Jahresertrag von Nau	71
Abbildung 4-27: Jahresertrag der Kollektoren mit 0° Anstellwinkel	72
Abbildung 4-28: Jahresertrag der Kollektoren mit 30° Anstellwinkel	72
Abbildung 4-29: Jahresertrag der Kollektoren mit 45° Anstellwinkel	73
Abbildung 4-30: Jahresertrag der Kollektoren mit 60° Anstellwinkel	73
Abbildung 4-31: Jahresertrag der Kollektoren mit 90° Anstellwinkel	74
Abbildung 4-32: Ceff vs. Solarertrag von „Westech“	76
Abbildung 4-33: Solarertrag vs. Ceff von "Sunshore"	76
Abbildung 5-1: Das Schema von Helix-Kollektor	77
Abbildung 5-2: Geometrie von Helix-Kollektor	78
Abbildung 5-3: Geometrie von Helix-Kollektor	78
Abbildung 5-4: Geometrie von einem Helixrohr (VDI, 2006)	79
Abbildung 5-5: Druckverlust vs. Volumenstrom	80
Abbildung 5-6: α -Wert vs. Volumenstrom	84
Abbildung 5-7: F'' ein Verhältnis von mC_pACULF'	85

Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 2-I: Vergleich der Massenströme für High-, Low- und Matched Flow (Christian Fink, 2004)...</i>	17
<i>Tabelle 3-I: Temperaturniveau für verschiedene Industrien (Sophia-Energie)</i>	31
<i>Tabelle 4-I: Übersicht Vakuumröhrenkollektoren (Sonne Wind & Wärme, 2012)</i>	40
<i>Tabelle 4-II: Übersicht Vakuumröhrenkollektoren (Sonne Wind & Wärme, 2012)</i>	41
<i>Tabelle 4-III: η_0, a_1, a_2 Werte für Heat Pipe</i>	44
<i>Tabelle 4-IV: η_0, a_1, a_2 Werte für Sydney-Röhrenkollektoren</i>	45
<i>Tabelle 4-V: η_0, a_1, a_2 Werte für direkt durchströmte Röhren</i>	47
<i>Tabelle 4-VI: η_0, a_1, a_2 Werte für einwandige Röhren</i>	49
<i>Tabelle 4-VII: η_0, a_1, a_2 Werte für Flachkollektoren</i>	50
<i>Tabelle 4-VIII: IAM von Brötje</i>	55
<i>Tabelle 4-IX: IAM von Paradigma</i>	55
<i>Tabelle 4-X: Werte für Wichtungsfaktoren (EN 12975)</i>	61
<i>Tabelle 4-XI: Liste von ausgewählten Kollektoren</i>	69
<i>Tabelle 4-XII: Solarertrag von Nau</i>	70
<i>Tabelle 4-XIII: Variation von C_{eff} und Solarertrag von "Westech"</i>	75
<i>Tabelle 4-XIV: Variation von C_{eff} und Solarertrag von "Sunshore"</i>	75
<i>Tabelle 5-I: Druckverlust mit verschiedenen Volumenströmen</i>	80
<i>Tabelle 5-II: α-Wert mit unterschiedlichem Volumenströme</i>	83
<i>Tabelle 5-III: Die Werte von F', F'' und FR mit verschiedenen Volumenströmen</i>	85

Nomenklatur

Symbol

A_{Koll}	[m ²]	Betrachtete Kollektorfläche
a_1	[W/m ² K]	Wärmeverlustkoeffizient des Kollektors; abhängig von Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung. Mit Luftgeschwindigkeit von 0 m/s oder 4 m/s
a_2	[W/m ² K ²]	quadratisches Glied; Annäherung an die realen Strahlungsverluste und die Änderung des Wärmeverlustkoeffizienten bei unterschiedlichen Temperaturdifferenzen
b_0	[-]	Der IAM- Koeffizient, der positive Wert ist
C_p	[kJ/kgK]	Spezifische wärmekapazität
C_{eff}	[kJ/m ² K]	Die effektive Wärmekapazität des Kollektors
d_i	[m]	Durchmesse von Rohr
F, F', F''	[-]	Kollektorwirkungsgradfaktor
G_{on}	[W/m ²]	Strahlung
G_T	[W/m ²]	Strahlung
I_g	[W/m ²]	Sonnenstrahlung auf die Erde. Dieser Faktor wird im Normalfall mit 1000 W/m ² angegeben.
l	[m]	Rohrlänge
m	[kg/s]	Massenstrom

Nu	[-]	Nusseltzahl
ΔP	bar	Druckverlust
Re	[-]	Reynolds-Zahl
S	$[W/m^2K^4]$	Stefan-Boltzmann-Konstante mit $5,67 \cdot 10^{-8} [W/m^2K^4]$
\bar{T}_{Abs}	$[^\circ C \text{ oder } K]$	mittlere Absorbertemperatur
T_a	$[K]$	Himmelstemperatur über dem Kollektor
T_a	$[^\circ C]$	Außentemperatur um die Kollektoranlage
ΔT	$[^\circ C \text{ oder } K]$	Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung ($T_u=30^\circ C$ nach EN 12975-1)
u_i	$[m/s]$	Geschwindigkeit vom Medium
U_{Koll}^*	$[W/m^2K]$	Mittlere Wärmeverlustkoeffizient für konvektive und Leitungsverluste des Kollektors bei Windstille oder für eine angegebene Windgeschwindigkeit

Greek

α_{Abs}	[-]	Absorptionskoeffizient des Absorbers für die Solarstrahlung
α	$[W/m^2K]$	Wärmübergang
ε_{Abs}	[-]	Emissionskoeffizient
ζ	[-]	Widerstandbeiwert
η_0	[-]	Konversionsfaktor des Kollektors. Höchster möglicher Wirkungsgrad des Kollektors bei Temperaturdifferenz null zur Umgebung ($\Delta T=0$)
θ		Strahlwinkel
μ	$[kg/ms]$	Kinematische Viskosität
ρ	$[kg/m^3]$	Dichte vom Medium
σ	$[W/m^2K^4]$	Stefan-Boltzmann-Konstant mit $5,67 \cdot 10^{-8} [W/m^2K^4]$
τ_{Abd}	[-]	Durchfluss-(Transmission-)Koeffizient der Kollektorabdeckung für die Hochfrequente Solarstrahlung

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Um den Markt von solarthermischen Anlagen weiter zu steigern, besteht noch erhebliches Potenzial bei der Einbindung in Wärmenetze, in industrielle Prozesse sowie in gewerbliche Anwendungen. Da es sich bei diesen Anwendungen zumeist um große Kollektorfelder und Systemtemperaturen über 70°C handelt, werden dazu entsprechend großformatige Kollektoren mit hoher Effizienz im Temperaturbereich 80 bis 120°C benötigt. Darüber hinaus bestehen besondere Anforderungen hinsichtlich flexibler Kollektorhydraulik, einfacher Befestigungstechnik und hoher Kosteneffizienz. Aus diesem Grund wird im Rahmen des Projektes „MidTempColl“ (Projektleitung AEE INTEC¹) eine Neuentwicklung eines kostengünstigen, direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektorkonzeptes (speziell für die Anwendung in großen solarthermischen Anlagen) vorangetrieben und mit besonderer Eignung für Serienschaltungen (große thermische Längen) in Verbindung mit einem neuartigen Verteil- und Sammlerkonzept sowie einem einfachen Befestigungssystem, verfolgt.

In der aktuellen Umsetzungspraxis wird diesem Umstand nur teilweise Rechnung getragen, da zumeist herkömmliche Flach- bzw. Vakuumröhrenkollektoren verwendet werden. Handelsübliche Flachkollektoren werden zwar als großformatige Elemente angeboten, weisen aber bereits am unteren Ende des geforderten Temperaturbereichs (80 bis 120°C) geringere Wirkungsgrade auf. Von drei europäischen Herstellern werden aktuell modifizierte Kollektorprodukte mit zwei Abdeckungen (Glas/Glas bzw. Glas/Kunststoffolie) zur Reduktion

¹ AEE INTEC : Institut für Nachhaltige Technologien, Gleisdorf, Österreich

der konvektiven Wärmeverluste angeboten. Die dadurch erzielten energetischen Vorteile werden aber aufgrund anderer Nachteile mehr als kompensiert. Kollektoren mit Zweischiebenisolierverglasung sind zum einen kostenintensiv und steigern zum anderen das Kollektorgewicht erheblich. Kollektoren mit einer Kunststoffolie (im wesentlichen Fluorpolymere) als zweite Abdeckung zeigen in der Praxis erhebliche Probleme im Zusammenspiel zwischen Langzeitstabilität des Folienmaterials und geeigneten Spanntechniken. Daraus resultieren erhebliche Quoten an Ausschlusskollektoren (sowohl in der Produktion als auch im Betrieb), eine reduzierte Kollektoreffizienz sowie ein negatives optisches Erscheinungsbild (durch gerissene Folien bzw. im ungerissenen Zustand durch starkes Durchhängen bzw. Faltenbildung).

Marktübliche Vakuumröhrenkollektoren eignen sich hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit vorzüglich für den Einsatz im oben genannten Temperaturbereich. Da diese aber nicht für die speziellen Anforderungen in solarthermischen Großanlagen angepasst sind (Größe, Hydraulik, Befestigung, etc.), sind aufwendige technische Lösungen, erhöhte Wärmeverluste und unverhältnismäßig hohe Kosten die Folge. Zusätzlich zeigen zahlreiche Praxisbeispiele hydraulische Probleme (ungleiche Kollektordurchströmung, partielle Stagnation, etc.) infolge der notwendigen Verschaltung einer Vielzahl von Kollektoreinzelementen, was beim Ausfall einzelner Teilfelder zu erheblichen Ertragseinbußen führen kann.

1.2 Zielsetzung

Resultierend aus den oben genannten Gründen besteht ein erhöhter Bedarf an speziell für den Einsatz in Großanlagen entwickelten und auch dauerhaft funktionierenden Kollektorkonzepten im Temperaturbereich 80 bis 120°C. Genau hier setzt das Forschungsprojekt „MidTempColl“, das von AEE INTEC geleitet wird an und beschäftigt sich mit der grundlegenden Neuentwicklung eines kostengünstigen, direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektorkonzeptes speziell für die Anwendung in großen solarthermischen Anlagen.

Beitrag dieser Masterarbeit ist es die grundlegenden physikalischen Vorgänge in und um den Vakuumröhrenkollektor zu verstehen, den Stand der Technik bestehender Vakuumröhrentechnologie zu erheben, und daraus ableitend ein neues Kollektorkonzept zu entwickeln.

Das wesentliche Ziel in dieser Arbeit ist, ein neues Konzept für Vakuumröhrenkollektoren zu finden, die entsprechende Leistungen, Wirkungsgrade und günstigere Preise im Vergleich zu

den Kollektoren am Markt haben. Zusätzlich sollten sie sich auch für Prozesswärme mit der Temperatur von 80°C bis 120°C eignen.

Die Diplomarbeit besteht aus fünf Hauptteilen.

Im 1. Teil wurde eine Erhebung des Stands der Technik vorgenommen, eine Recherche über Vakuumröhrenkollektoren am Markt und auch über Forschungen in diesem Bereich durchgeführt. Im 2. Teil wurde eine Analyse der Vakuumröhrenkollektoren in strömungstechnischer und thermodynamischer Hinsicht vorgenommen. Im 3. Teil wurden die technischen Anforderungen an einen Vakuumröhrenkollektor für den Einsatz in großen Kollektorflächen im Bereich der Prozesswärme analysiert.

Eine Simulation ausgewählter Kollektoren in einem definierten System und Vergleiche der Ergebnisse von Kollektoren bei unterschiedlicher Ausrichtung und Neigung wurde im 4. Teil vorgenommen. Im 5. Teil wurde ein neues Konzept von einem Vakuumröhrenkollektor hydraulisch und thermodynamisch studiert und diese Ergebnisse bewertet.

2 Grundlagen

2.1 Solarthermie

Solarenergie ist in die zwei Hauptgruppen Solarthermie und Photovoltaik (PV) aufgeteilt, die mit der Nutzung der Strahlungsenergie der Sonne entweder thermische Energie (Wärme) oder elektrische Energie (Strom) produzieren.

Wegen des hohen Wärmebedarfs in verschiedenen Bereichen, z.B. Warmwasser für Haus oder Prozesswärme und solarthermischen Kraftwerke, ist die Anwendung der Solarthermie im Wachstum.

Die Energiegewinnung bzw. Umwandlung von der Strahlung ist mit einem Kollektor möglich, **Abbildung 2-1** zeigt Aufbau und Energieflüsse eines Sonnenkollektors. Der Kollektor besteht aus Wärmedämmung, Absorber, Wärmeträger, Einfassung und transparente Abdeckung. (Streicher)

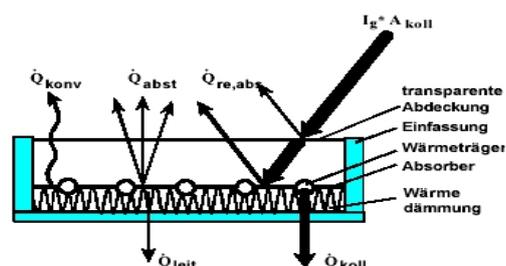


Abbildung 2-1: Schematischer Aufbau und Energieflüsse eines Sonnenkollektors (Streicher)

Die Formel zeigt die Energiebilanz eines Kollektors: (Streicher)

$$\dot{Q}_{Koll} = I_g \cdot A_{Koll} - \dot{Q}_{re,abs} - \dot{Q}_{abst} - \dot{Q}_{konv} - \dot{Q}_{leit} \quad (2-1)$$

$I_g \cdot A_{Koll}$ ist der Input und die anderen Terme sind die Verluste.

$$\dot{Q}_{re,abs} = I_g \cdot A_{koll} \cdot (1 - \tau_{Abd} \cdot \alpha_{Abs}) \quad (2-2)$$

$$\dot{Q}_{abst} = A_{koll} \cdot \varepsilon_{Abs} \cdot \sigma (\bar{T}_{Abs}^4 - T_a^4) \quad (2-3)$$

$$\dot{Q}_{konv} + \dot{Q}_{leit} = A_{koll} \cdot U_{Koll}^* (\bar{T}_{Abs} - T_a) \quad (2-4)$$

Mit:

A_{Koll}	[m ²]	betrachtete Kollektorfläche
α_{Abs}	[-]	Absorptionskoeffizient des Absorbers für die Solarstrahlung
τ_{Abd}	[-]	Durchflüssigkeits-(Transmission-)Koeffizient der Kollektorabdeckung für die Hochfrequente Solarstrahlung
ε_{Abs}	[-]	Emissionskoeffizient
σ	[W/m ² K ⁴]	Stefan-Boltzmann-Konstante mit $5,67 \cdot 10^{-8}$ [W/m ² K ⁴]
\bar{T}_{Abs}	[°C oder K]	mittlere Absorbtemperatur
T_a	[K]	Himmelstemperatur über dem Kollektor
T_a	[°C]	Außentemperatur um die Kollektoranlage
U_{Koll}^*	[W/m ² K]	Mittlere Wärmeverlustkoeffizient für konvektive und Leitungsverluste des Kollektors bei Windstille oder für eine angegebene Windgeschwindigkeit

Wichtige Kennwerte für einen Kollektor sind:

- **Kollektor-Bruttofläche**

Sie ist definiert als die gesamte Kollektorfläche.

- **Kollektor-Nettofläche**

Das heißt nur die Absorberfläche ohne Kollektorrahmen.

- **Wirkungsgrad**

Der Wirkungsgrad eines Kollektors wird wie ein System berechnet, d.h. Nutzenergie eines Systems dividiert durch Inputenergie. Für einen Kollektor ergibt sich: (Streicher)

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{Koll}}{I_g \cdot A_{Koll}} \quad (2-5)$$

wo \dot{Q}_{Koll} die Nutzenergie und $I_g \cdot A_{Koll}$ die Inputenergie ist.

2.2 Flachkollektoren

Die Flachkollektoren sind nach Material des Absorbers aufgeteilt. Die verwendeten Materialien sind Kupfer, Aluminium, Edelstahl und Kombinationen aus Kupfer und Aluminium. Jedes Material hat Vor – und Nachteile.

Kupfer: Sehr gute thermische Leitfähigkeit, leichte Bearbeitung sind die Vorteile des Kupfers.

Aluminium: Weniger thermische Leitfähigkeit im Vergleich zu Kupfer und auch schwerer zu bearbeiten, die elektrolytische Korrosion ist ein weiterer Nachteil von Aluminium. Günstiger Preis ist der Vorteil.

Edelstahl: Im Vergleich zu Kupfer und Aluminium hat es eine geringere Wärmeleitfähigkeit, deshalb ist eine größere Wärmeübergangsfläche notwendig.

Eine Unterteilung nach der Ausführung des Durchströmungskanals ist auch möglich. Die drei verschiedenen Strömungskanäle sind Serpentinensorber, Streifenabsorber und Roll-Bond-Absorber.

Abbildung 2-2 zeigt die drei verschiedenen Durchströmungskanäle für einen Flachkollektor. (Streicher)

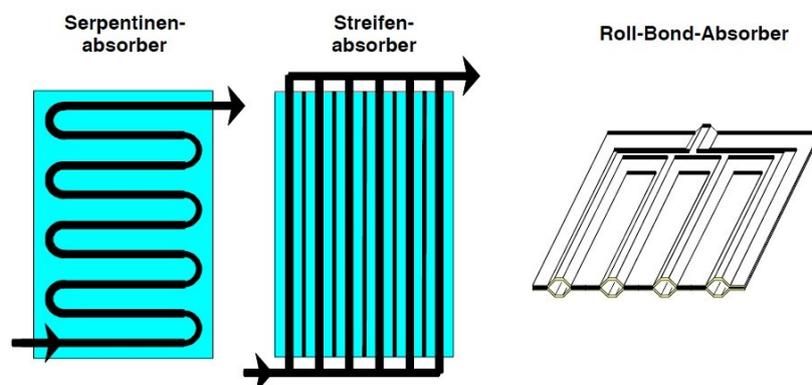


Abbildung 2-2: Strömungskanäle für Flachkollektoren. (Streicher)

2.3 Vakuumröhrenkollektoren

Vakuumröhrenkollektoren sind eine Art von solarthermischen Kollektoren, die aus einer Glasröhre, einem evakuierten Raum und einer hochselektiven Absorber-Schicht (Rohr) besteht. Der evakuierte Raum hat den Vorteil, dass der Wärmeverlust durch Konvektion vermieden wird. **Abbildung 2-3** zeigt einen Schnitt von einem einfachen Vakuumröhrenkollektor, dem Mediumseingang und Mediumsausgang, dem Vakuumraum und der Glasröhre. Der Vakuumraum ist hoch evakuiert, d.h. der Vakuumdruck nach der Definition ist $<10^{-5}$ mbar.

Abbildung 2-3 zeigt ein Schema von einem Vakuumröhrenkollektor mit einem Absorber und einem U-Rohr, das Medium strömt im „Inlet“ ein und strömt vom „Outlet“ erwärmt heraus, durch Aufnahme der Strahlungsenergie, die an der Absorberschicht in Wärme umgewandelt wird.

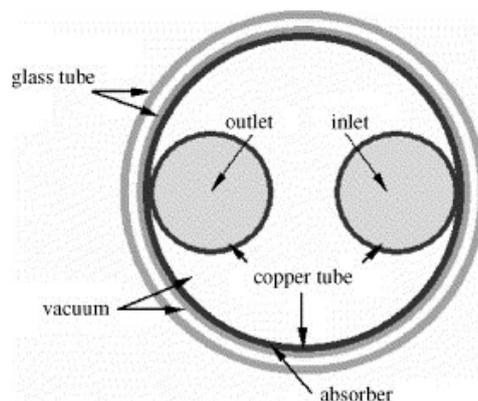


Abbildung 2-3: Schema vom Vakuumröhrenkollektor (Yong Kim, 2006)

2.3.1 Vakuumröhrenkollektortypen

Vakuumröhrenkollektoren werden nach Art der hydraulischen Eigenschaften aufgeteilt und es bedeutet, die Art der Strömung des Wärmeträgers macht den Unterschied. Die zwei Hauptgruppen sind **direkt durchströmte Kollektoren** und **Heat-Pipe Kollektoren**. Beide Typen können sowohl in einer einwandigen oder in einer doppelwandigen Vakuumröhre integriert werden.

Bei den **direkt durchströmten Kollektoren** strömt das Medium befördert von einer Pumpe vom Sammler nach unten bis ans Ende der Röhre und nimmt die Energie von der Sonnenstrahlung durch den Absorber auf und fließt wieder nach oben in den Sammler. Das

Konzept hat den Vorteil, dass für den Kollektor keine Mindestneigung erforderlich ist, wie es für Heat-Pipe Röhrenkollektoren der Fall ist (Christian Fink, 2004). **Abbildung 2-4** zeigt einen direkt durchströmten Kollektor SOLTOP T6-DF.

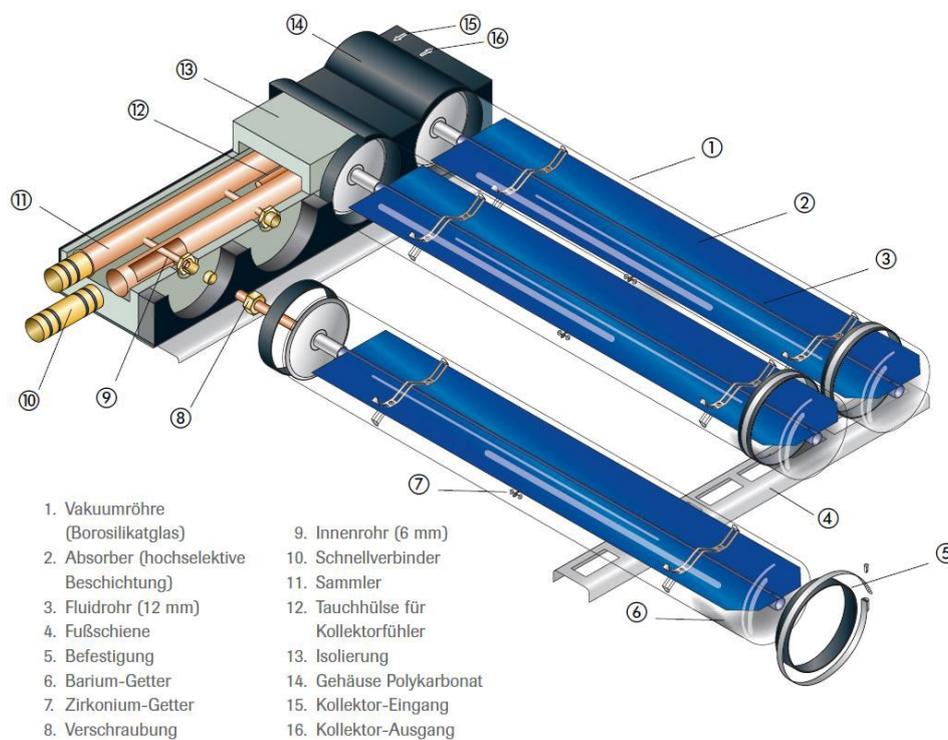


Abbildung 2-4: Direkte durchströmte Kollektor (Vakuumröhren-Kollektor SOLTOP T6-DF)

Bei den **Heat-Pipe Kollektoren** gibt es zwei getrennte Kreisläufe, das heißt der Wärmeträger im Rohr (z.B. Alkohol Verdampfungstemperatur= 64,7 °C), der eine niedrige Verdampfungstemperatur hat, nimmt die Wärme der Sonnenstrahlung auf und wird verdampft. Der Dampf strömt nach oben zu einen Wärmetauscher und durch Kondensation des Dampfes im Wärmetauscher wird die Wärme frei (1. Kreislauf). Im Wärmetauscher, nimmt das Wärmeträgermedium indirekt die Wärme auf und strömt (2. Kreislauf) von der Pumpe zur Wärmesenke, **Abbildung 2-5** zeigt einen Heat-Pipe Kollektor in schematischer Darstellung. (Christian Fink, 2004)

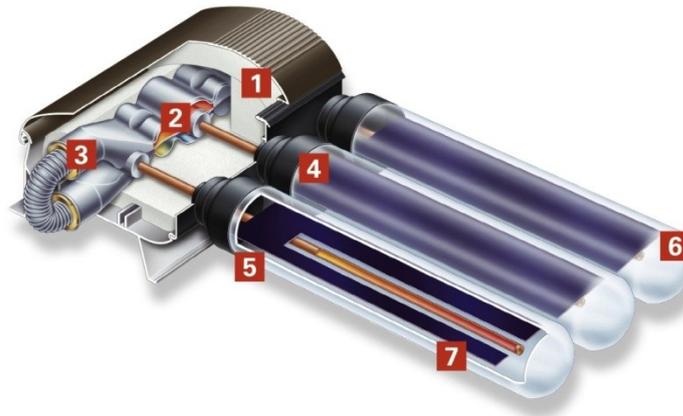


Abbildung 2-5: Heat-Pipe Kollektor (viessmann, 2012)

- 1 Hochwirksame Wärmedämmung
- 2 „Trockene“ Anbindung, kein direkter Kontakt zwischen Träger- und Solarmedium
- 3 Doppelrohr-Wärmetauscher
- 4 Leichte Austauschbarkeit und Drehbarkeit der Röhren
- 5 Hochselektiv beschichteter Absorber
- 6 Hochwertiges, eisenarmes Glas
- 7 Heatpipe (Wärmerohr)

Für dieses Prinzip ist eine Mindestneigung von 30° notwendig. Weil bei Verdampfung der gesamten Flüssigkeit im Wärmerohr der Kreislauf zum Stillstand kommt, ist der Kollektor gegen Überhitzung sicher, was ein Vorteil des Konzepts ist.

2.3.2 Anbindungsarten

Bei den Heat-Pipe Kollektoren gibt es zwei verschiedene Anbindungen: **nasse Anbindung** und **trockene Anbindung**. Der Unterschied zwischen beiden Arten ist, dass bei nasser Anbindung der Wärmetauscher mit dem Wärmeträger einen direkten Kontakt hat und bei trockener Anbindung der Wärmetauscher keinen direkten Kontakt mit dem Wärmeträger hat, wobei der Wärmetauscher von einer metallischen Wand umgeben ist. Der Vorteil der nassen Anbindung ist die bessere Wärmeübertragung, weil es keinen zusätzlichen Wärmewiderstand zwischen dem Wärmetauscher und der Flüssigkeit gibt. Bei der trockenen Anbindung kann die Röhre aufgrund eines Problems ohne Systemausschaltung jederzeit getauscht werden, was Vorteil der trockenen Anbindung ist. (Christian Fink, 2004). In **Abbildung 2-6** werden schematisch die beiden Anbindungsarten dargestellt.

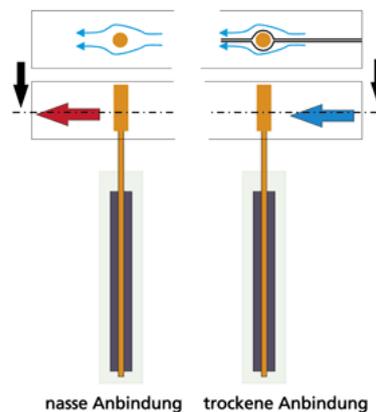


Abbildung 2-6: Nasse und trockene Anbindung (Praxis, 2003)

2.3.3 Einwandige und Doppelwandige Vakuumröhren

Einwandige Vakuumröhrenkollektoren sind Kollektoren, die aus einem geschlossenen evakuierten Glaszylinder bestehen. Nachteil ist, dass das Konzept im Laufe der Zeit Vakuum durch Anbindungen verlieren kann. Alternativ dazu gibt es doppelwandige bzw. Dewar-Vakuumröhren (nach dem Thermoskannen-Prinzip), die aus zwei ineinander verschweißten Glasröhren bestehen, wobei der Zwischenraum evakuiert ist. Doppelwandige Vakuumröhren sind auch als Sydney-Röhre oder Dewar-Röhre bekannt. **Abbildung 2-7** zeigt das Schema von zwei Arten von Vakuumröhrenkollektoren, die als einwandig und doppelwandig (Dewar) bekannt sind.

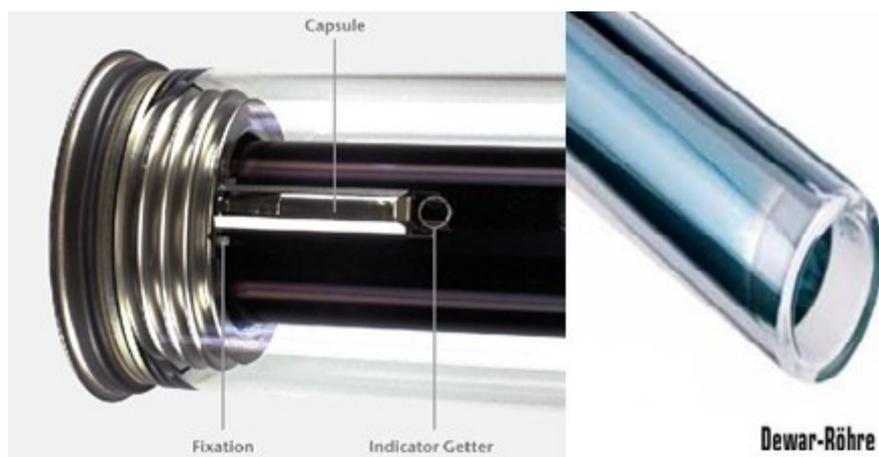


Abbildung 2-7: Schematische Darstellung von einwandigen (Receiverröhre) und doppelwandigen Vakuumröhre (Schott), (Vailant)

2.4 Reflektor

Ein Reflektor bzw. Refraktor erhöht die nutzbare Sonnenstrahlung auf die Aperturfläche eines Kollektors. Je nach Geometrie von Reflektor und Refraktor gibt es zylindrische, flache oder zirkulare und diese konzentrieren die Strahlung auf eine Linie (zylindrisch oder flach) oder einen Punkt (zirkular). **Abbildung 2-8** zeigt unterschiedliche Formen von Reflektoren, die für unterschiedliche Anwendungen geeignet sind (a) und (b) sind geeignet für Vakuumröhrenkollektoren. (John Duffie, 2006)

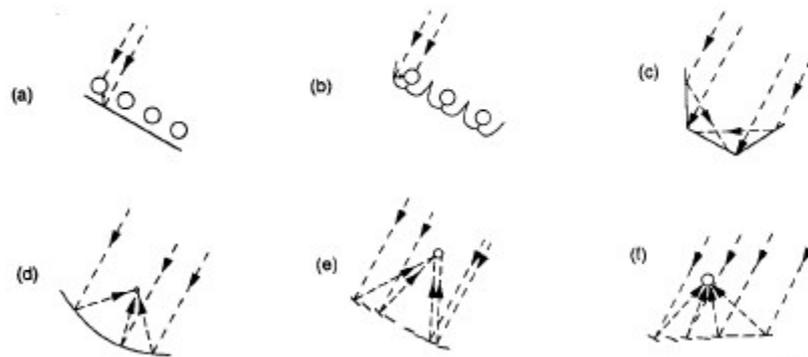


Abbildung 2-8: Verschiedene Formen von Reflektoren: (a) Flach Reflektoren (b) Röhrförmige spiegelnde Schwelle Reflektor (c) Flach Empfänger mit Flach Reflektor (d) Parabolischer Konzentrator (e) Fresnel Reflektor (f) Array von Heliostaten (John Duffie, 2006)

Die wichtigen Eigenschaften von Reflektoren sind: hohe Emission, niedrige Absorption und auch kostengünstige Materialien. Die am meisten verwendeten Materialien sind Aluminium, Kupfer oder Edelstahl.

Um den Wirkungsgrad der Anlage zu erhöhen und die Sonnenstrahlung auf die Vakuumröhren zu bündeln, wird ein CPC-Reflektor² verwendet. Wichtige Eigenschaften für einen CPC-Reflektor sind Herstellungskosten, günstige Reflexionskoeffizient und gute Materialeigenschaften sowie Witterungsbeständigkeit.

2.4.1 Literatur und Stand der Technik

Entwicklung der CPC-Reflektoren für Hochtemperatur Kollektoren (200 °C). (R.Winston, 2007)

An der New University of California in Merced, CA und Sol Focus at Mountain View wurde CPC für Hochtemperaturkollektoren entwickelt. Anhand eines externen CPC-Reflektors und

² Compound parabolic concentrators

eines chinesischen Vakuumröhrenkollektors, der spezialisiert für hohe Temperatur (200 °C) ist, wurde die hohe Temperatur erreicht.

Die wichtigen Vorteile für das Konzept sind niedrige Kosten, hohe Zuverlässigkeit und ausgezeichnete Herstellbarkeit. Es ist vorgesehen, dass das Konzept für Anwendung in der Prozesswärme z.B. Absorptionsmaschine und ORC-Prozess eingesetzt werden kann.

Ermöglichung der Anwendung des Glasreflektors. (D. Mills, 2004)

Die Arbeit handelt über einen Brauchwasserheizung bzw. Raumheizung-Vakuumröhrenkollektor. Das Ziel ist nicht eine hohe Energiegewinnung anhand des CPC-Reflektors im Vergleich mit einfachen Kollektoren zu erzielen, sondern die Ermöglichung und Anwendung des Glasreflektors und auch die praktische Nutzung.

Das optische System ist so basiert, dass der Reflektor angrenzend an Röhren ist, damit die reflektierte diffuse Strahlung an Nachbarröhren strahlt. In das Konzept montiert der Rohr oberhalb des Reflektors, um bessere diffuse Strahlung zu erreichen und im Winter ragt das Rohr oberhalb des Schnees heraus. Das Konzept verwendet flachere Krümmung als Konventioneller CPC-Reflektor.

Ein Schlitz unter dem U-Förmigen Reflektor ermöglicht durch den Regenwasserströmung den Reflektor zu waschen. Das neue Konzept mit multi-absorber wird in hohe Menge für Wasserheizung mit hohen Wirkungsgrad und weniger Problem mit dem Schnee produziert.

Eine neuartige Integral CPC (ICPC). (William S. Duff, 2009)

Eine neuartige Integral CPC (ICPC) wurde innerhalb von 8 Jahren in Sacramento untergesucht. Die Forschung ist über die Einflüsse von optischen und thermischen Aspekten auf die Leistung.

Entwicklung von einem Model, das die Einflüsse von Aspekten auf IAM zeigt, und Modellierung einer Messgräte für die Abmessung von Verluste des Reflexionsvermögens auf innere Spiegelscheibe sind Ziele der Forschung.

Preisvergleiche von Verschiedenen CPC-Reflektoren. (D.R. Mills, 1986)

Kreiszyllindrische Vakuumröhrenkollektoren mit verschiedenen CPC-Reflektoren wurden von Preis her und Energiegewinnung pro Jahr verglichen. Die Bewertung zeigt, dass der

Aufnahmewinkel und Ausrichtung der Kollektoren (West-Ost oder Nord-Süd) für normalpreisige Kollektoren keinen Einfluss auf den Preis haben.

2.5 Systemintegration

Je nach Größe des Systems und Anwendung gibt es verschiedene Kollektorverschaltungen, z.B. parallele, serielle, gemischte, High-Flow und Low-Flow. In dem Kapitel werden die Kollektorverschaltungen studiert. Ein wichtiger Punkt für die Kollektorverschaltung ist die Wärmeträgergeschwindigkeit. Bei hoher Geschwindigkeit ist der Druckverlust hoch, deswegen ist die erforderliche Pumpenleistung auch hoch. Bei niedriger Geschwindigkeit bleibt der Wärmeträger längere Zeit im Kollektor und es bildet hohe Temperaturdifferenz und auch hohe Absorbertemperaturen. Die hohe Temperatur bedeutet eine Verringerung des Kollektorwirkungsgrades. (Christian Fink, 2004) (Streicher)

- **Parallel und Serie**

Bei Großanlagen ist die Kollektorverschaltung wegen energetischen und auch ökonomischen Gründen sehr wichtig. Die Kriterien Punkten sind:

- Guter Wärmeübergang zwischen Absorber und Wärmedium mit günstiger Strömungsgeschwindigkeit (turbulent).
- Geringerer Druckverlust durch die Kollektordurchströmung.
- Die Geometrie der Kollektoren mit Betrachtung der Kosten und am Markt zu verfügbaren Kollektoren mit Standardgeometrie.
- Geringer Verrohrungsanteil, damit niedrige Kosten.

Für kleinere Kollektorflächen ist die Parallelverschaltung die geeignete Verschaltung, da der Pumpenaufwand niedrig bleibt, aus dem Grund ist für größere Kollektorflächen eine Mischung aus serieller und paralleler Schaltung günstig (Streicher). **Abbildung 2-9** und **Abbildung 2-10** zeigen die zwei verschiedenen Kollektorverschaltungen und den Druckverlust für beide Systeme.



Abbildung 2-9: Serielle Verschaltung (Christian Fink, 2004)

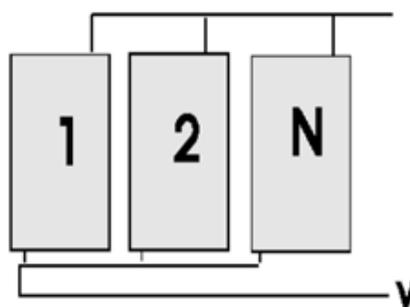


Abbildung 2-10: Parallele Verschaltung (Christian Fink, 2004)

- **High Flow und Low Flow bzw. Matched flow**

High Flow Systeme sind für Systeme mit Massenströmen zwischen 21-70 kg/m²h geeignet. Da in dem Konzept hoher Massenstrom auftritt, erreicht das System bei guter Einstrahlung, bei ca. 800 W/m² nur eine geringe Temperaturdifferenz (10-15K), und die Nutztemperatur wird nach längerer Laufzeit (nicht nur ein Kollektordurchlauf, sondern vielmals) erzielt. (Christian Fink, 2004)

Wegen hohen spezifischen Massenströmen ist das Konzept nur für kleine Kollektorflächen (bis max. 25 m²) in Anwendung, z.B. für Einfamilienhäuser zur Brauchwassererbereitung.

Hoher Massenstrom bildet größere Rohrdimensionen der Solarleitung und aus dem Grund größere Rohrleitungsverluste. (Christian Fink, 2004)

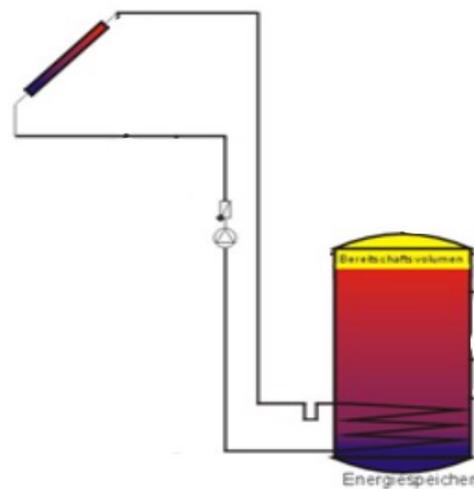


Abbildung 2-11: High Flow System mit internem Wärmetauscher und einer Pumpe (Christian Fink, 2004)

Low Flow Systeme sind geeignet für größere thermische Solarsysteme (ab ca. 10-15 m²), mit spezifischen Kollektormassenströmen zwischen 5 und 20 kg/m²h. Die hohe Temperaturdifferenz in einem Kollektordurchlauf ist der entscheidende Unterschied zu High Flow Systemen und der externe Wärmetauscher und eine 2. Solarkreispumpe auch.

Abbildung 2-12 zeigt ein Low Flow System mit externem Wärmetauscher und zwei Solarkreisumpen. (Christian Fink, 2004)

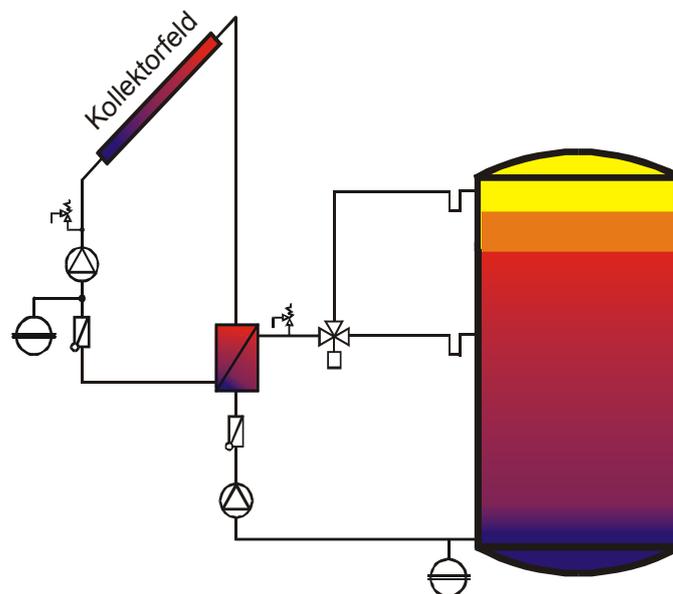


Abbildung 2-12: Low Flow System mit externem Plattenwärmetauscher und zwei Pumpen (Christian Fink, 2004)

- **Low Flow System vs. High Flow System** (Christian Fink, 2004)

- Für Low Flow System sind geringere Rohrdimension bei den Versorgungsleitungen (Vor- und Rücklauf) und niedrige Investitionskosten notwendig, weil der Massenstrom geringer als bei High Flow Systemen ist.
- Wegen der geringen Volumenströme bei Low Flow Systeme sind niedrigere hydraulische Förderleistungen und auch kleinere elektrische Pumpleistung erforderlich.
- Bei Low Flow Systemen erreicht das System die Nutztemperatur schnell.
- Bei Low Flow Systemen ist eine große thermische Länge in der Kollektorverschaltung (Serienschaltung) im Vergleich zu High Flow Systemen möglich, d.h. mit Betrachtung auf die Geometrie des Absorbers und die Druckverluste sind serielle Felder bis zu 200 m² erschöpfbar. Für High Flow Systeme in Abhängigkeit der Geometrie und Druckverluste zwischen 20-25 m² Kollektorfläche ist die Grenze für die maximal serielle Anbindung.

- **Low Flow-drehzahl geregelt oder Matched Flow**

Bei niedriger Einstrahlung kann das Nutztemperaturniveau mithilfe der Drehzahlregelung von Primär- und Sekundärkreis des Solarsystem erzielt werden, und damit den Nachheizungenergiebedarf auch niedrig zu halten und sogar ein zusätzliche Wärmeerzeuger überflüssig zu machen. Das Konzept mit Drehzahlregelung des Primär- und Sekundärkreises heißt „Matched Flow“ oder „Low Flow-drehzahl geregelt“. **Abbildung 2-13** stellt ein Schema eines Matched Flow Systems mit den dazugehörigen Temperatursensoren dar. (Christian Fink, 2004)

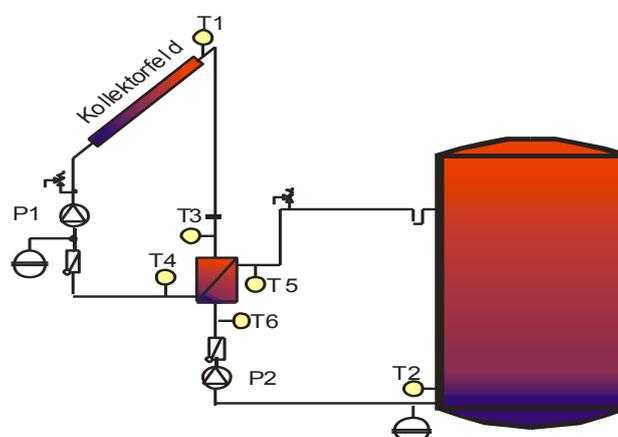


Abbildung 2-13: Matched Flow System (Christian Fink, 2004)

Tabelle 2-I zeigt den Vergleich der Massenströme zwischen High Flow, Low Flow Systemen und Low Flow – drehzahlereglt. Als Beispiel wurde eine Kollektorfläche mit 50 m² angenommen.

Tabelle 2-I: Vergleich der Massenströme für High-, Low- und Matched Flow (Christian Fink, 2004)

Bezeichnung	Bandbreite des spez. Massenstroms	Massenstrom bei z.B. 50 m ² Kollektorfläche
Low Flow	5-20 kg/m ² h	12 kg/m ² h →600 kg/h
High Flow	21-70 kg/m ² h	45 kg/m ² h →2250 kg/h
Low Flow-drehzahleregelt	5-20 kg/m ² h	250 bis 1000 kg/h

2.6 Stagnationsverhalten

„Eine Anlage befindet sich im Stagnationszustand, d.h. es steht Energie am Kollektor zur Verfügung, wird aber nicht abgeführt (z.B. die Kollektorpumpe ist nicht in Betrieb, die Einstrahlung führt aber zu einer weiteren Erwärmung des Absorbers). Dieser Zustand kann infolge eines technischen Defektes im System, durch einen Stromausfall oder einfach durch einen fehlenden Verbraucher auftreten.“ (Christian Fink, 2004)

Der Verlauf der Systemstagnation ist in 5 Phasen eingeteilt: (Christian Fink, 2004)

- **Phase 1- Flüssigkeitsausdehnung**

Wegen der höher werdenden Temperatur wird das Flüssigkeitsvolumen ausgedehnt.

- **Phase 2- Ausdrücken der Flüssigkeit aus dem Kollektor durch erste Dampfbildung**

Der Dampf drückt die heiße Flüssigkeit vom Kollektor ins System und gleichzeitig zusätzliche Flüssigkeit ins Ausdehnungsgefäß, deshalb steigt der Systemdruck an.

- **Phase 3- Leersieden des Kollektors- Phase mit Sattdampf**

Die Restflüssigkeit im Kollektor wird nicht mehr abgepumpt sondern verdampft bei Sattdampf Temperatur. Der Dampf steigert den Druck des Systems bis zu einen Maximalwert (weil der Dampf weitere Flüssigkeit in das Ausdehnungsgefäß drückt). Sattdampf bei Temperatur um 150-160 °C kann die temperaturempfindlichen Komponenten beschädigen.

Am Ende der Phase 3 erreicht das System die maximale spezifische Dampfleistung.

- **Phase 4- Leersieden des Kollektors-Phase mit Sattdampf und überhitztem Dampf**

Die Restflüssigkeit verdampft weiter und der Kollektor wird leer und trocknet aus. Das Ausdehnungsgefäß drückt wieder Flüssigkeit zurück ins System und der Druck sinkt. Die Temperatur des Absorbers erhöht sich weiter bis 200°C (bei Flachkollektoren). Dieser Zustand dauert einige Stunden an.

- **Phase 5- Wiederfüllen des Kollektors**

Nach Absinken der Kollektortemperatur auf Grund weniger Strahlung wird der Kollektor wieder mit Flüssigkeit gefüllt.

Stagnationsverhalten der Solarkollektoren spielt eine gravierende Rolle bei thermischen Solaranlagen und stellt ein Problem für die Anlagenkomponenten dar, deshalb muss dieses berücksichtigt werden und die Komponenten der Solaranlage müssen für hohen Temperatur (bis zu 300 °C bei Röhrenkollektoren) ausgelegt werden.

2.6.1 Literatur und Stand der Technik

Der Einfluss der Neigung des Kollektors auf das Stagnationsverhalten in den Vakuumröhrenkollektoren. (M. Kirchner, 2006)

Der Einfluss der Neigung der Kollektor auf das Stagnationsverhalten in den Vakuumröhrenkollektoren ist bis jetzt nicht erforscht. Am Institute der Solarenergieforschung Hameln wurde die Untersuchung durchgeführt. Die Forschung am Institut beweist, dass horizontale Röhrenkonfigurationen mit einem flachen Sammler den SPP (Steam Producing Power) von 201W/m²(90°) bis auf 70 W/m²(0° und 30°) reduzieren können.

Die Konfiguration mit 60° geneigtem Sammler und waagerechte Röhren erreicht zu bis 56% weniger SPP als Konfigurationen mit waagerechtem Sammler und Röhren mit 60° Neigungswinkel. Der SPP sinkt von 273 W/m² bis auf 121 W/m². Also die Verwendung der horizontalen Röhrenkonfiguration für Vakuumröhrenkollektoren kann wesentlich den SPP und die Wärmebelastung für sensible Komponenten wie z.B. das Ausdehnungsgefäß oder die Pumpe reduzieren.

Auswirkung der partiellen Stagnation an einer direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektorguppe. (Jens Glembin D. E., 2009)

Die Forschung behandelt die Auswirkung der partiellen Stagnation an einer direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektorguppe. Das Problem ist eine ungleichmäßige Temperaturverteilung mit niedrigeren Massenströmen und hohem Temperaturniveau. Ein niedrigeres Druckniveau, ein einseitiger Kollektoranschluss und eine hohe Gasbeladung des Mediums im Kollektorkreis wurden in der Untersuchung überprüft. Partielle Stagnation hat keinen Einfluss auf Wirkungsgradminderung der horizontal ausgerichteten Kollektoren. Trotzdem kann die Stagnation den Wirkungsgrad von mehreren parallel geschalteten Kollektoren beeinflussen.

Um das obengenannte Problem zu vermeiden, muss die Strömungsverteilung der Anlage verbessert werden, z.B. durch Optimierung der hydraulischen Verschaltung, Entfernung der Luft oder Schlamm, und gleichzeitig muss der Einfluss der Stagnation durch Druckniveau Reduzierung Gasbeladung des Wärmeträger mindern, vermindert werden.

2.7 Thermodynamische und strömungstechnische Bewertung

In diesem Kapitel werden thermodynamische und strömungstechnische Aspekte (Wärmeübertragung, Druckverlust) des Kollektors betrachtet.

2.7.1 Wärmeübertragung

Die Wärmeübertragung ist einer der wichtigsten Aspekte für einen Kollektor. Da der Kollektor wie ein Wärmetauscher funktioniert, müssen die Werte wie z.B. U-Wert (Wärmeübergangskoeffizient), Q_{loss} , (Wärmeverlust des Kollektors) etc. berechnet werden.

Um den Wärmeverlust in einem Kollektor zu berechnen, gibt es drei verschiedene Formeln, die abhängig von unterschiedlichen Werten sind: (John Duffie, 2006)

$$Q_{\text{loss}} = \frac{2\pi k_{\text{eff}} L}{\ln\left(\frac{D_{\text{gin}}}{D_{\text{abs}}}\right)} (T_{\text{abs}} - T_{\text{gin}}) + \frac{\pi D_{\text{abs}} L \sigma (T_{\text{abs}}^4 - T_{\text{gin}}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{abs}}} + \frac{1 - \varepsilon_g}{\varepsilon_g} \left(\frac{D_{\text{abs}}}{D_{\text{gin}}}\right)} \quad (2-6)$$

$$Q_{\text{loss}} = \frac{2\pi k_c L}{\ln\left(\frac{D_{\text{gaus}}}{D_{\text{gin}}}\right)} (T_{\text{gin}} - T_{\text{gaus}}) \quad (2-7)$$

$$Q_{\text{loss}} = \pi D_{\text{gaus}} L h_w (T_{\text{gaus}} - T_a) + \varepsilon_g \pi D_{\text{gaus}} L \sigma (T_{\text{gaus}}^4 - T_{\text{sky}}^4) \quad (2-8)$$

$$\frac{Q_{loss}}{A_r} = U_L(T_{abs} - T_a) \quad (2-9)$$

F_R ist ein Verhältnis von dem tatsächlichen praktischen Energiegewinn von dem Kollektor zu praktische Energiegewinn, wenn ganze Oberfläche des Kollektors eine Temperatur gleich wie Eintrittstemperatur des Mediums hat und errechnet sich: (John Duffie, 2006)

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_{abs}}{h_w D_i} + \left(\frac{D_{abs}}{2k} \ln\left(\frac{D_{abs}}{D_i}\right)\right)} \quad (2-10)$$

$$F'' = \frac{\dot{m}c_p}{A_r U_L F'} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_r U_L F'}{\dot{m}c_p}\right) \right] \quad (2-11)$$

$$F_R = F' * F'' \quad (2-12)$$

Q_{loss}	[W]	Wärmeverlust.
k_{eff}	[W/m°C]	Effektive Wärmeleitfähigkeit (in Vakuum ist null).
L	[m]	Länge vom Rohr.
D_{gin}	[m]	Innendurchmesser vom Glas.
D_{abs}	[m]	Durchmesser vom Absorber.
D_{gaus}	[m]	Außendurchmesser vom Glas.
T_{abs}	[°C oder K]	Absorbertemperatur.
T_{gin}	[°C oder K]	Innentemperatur des Glases.
T_{gaus}	[°C oder K]	Außentemperatur des Glases.
ε_g	[-]	Emissionskoeffizient vom Glas.
ε_{abs}	[-]	Emissionskoeffizient vom Absorber.
h_w	[W/m²°C]	Wärmeübertragungskoeffizient.
U_L	[W/m²°C]	Wärmeverlustkoeffizient.
F_R, F', F''	[-]	Kollektorwirkungsgradfaktoren.

2.7.2 Literatur und Stand der Technik

Die Wärmeübertragung ist einer der wichtigsten Schwerpunkte für solarthermische Anlagen. Aus diesem Grund gibt es zahlreiche Forschungen in diesem Bereich, um die Wärmeübertragung einer Anlage effizienter zu gestalten mehr Leistung zu gewährleisten und weniger Wärmeverluste zu haben. In Folge werden die Forschungen in dem oben genannten Bereich diskutiert.

Vergleich der theoretischen Werte mit den Versuchsergebnissen. (Farzad Jafarkazemi, 2012)

Die Arbeit handelt vom Vergleich der theoretischen Werte mit den Versuchsergebnissen von zwei Kollektoren mit verschiedener Zahl von Vakuumröhrenkollektoren bzw. Bruttofläche. Die Prüfmethode wurde nach ISO 9806-1 durchgeführt. Die Leistungsfähigkeit und Energiegewinnung der Versuchsaufbauten wurde mit theoretischen Werten verglichen. Gleichzeitig wurden der Einfluss vom Durchfluss des Mediums und der Kollektoroberfläche auf Kollektorleistung studiert.

Die Studie zeigt, dass das Berechnungsmodell mit hoher Genauigkeit im Vergleich zu Versuchsergebnissen vorausberechnet wurde. Die Methode unterstützt die Prognose über die Energiegewinnung, Ausgangstemperatur. Die Berücksichtigung des Einflusses des Durchflusses auf den Energieertrag zeigt, dass das Sinken des Durchflusses des Mediums hohe Ausgangstemperatur bildet.

Einfluss der physikalischen Eigenschaften des Kollektors auf Energieertrag, Ausgangstemperatur und etc. anhand eines numerischen Modells bewerten. (E. Papanicolaou, 2007)

Im Fachartikel wurde Luft als Wärmemedium gewählt. Der Einfluss von physikalischen Eigenschaften des Kollektors z.B. Durchmesser (innerer und äußerer), Länge, Durchfluss des Mediums, Einbindung von Kollektoren (parallel oder serie) und auch die Entladen Position auf Kollektorleistung wurden durch eine numerische Modellierung studiert und bewertet.

Die Ergebnisse zeigen, dass die numerische Modellierung ein gutes Werkzeug für Energieertragsanalyse für Vakuumröhrenkollektoren ist. Die Strömungsvorgänge im Rohr müssen ebenso berücksichtigt werden. Luft als Arbeitsmedium funktionierte in diesem Versuch gut und hat gutes Potential zu Verbesserungen in Raumheizungsanwendungen.

Analysierung der Kollektorleistung anhand eines dynamischen Modells. (Bowe Wang, 2007)

Anhand einer thermischen Energiebilanz wurde die thermische Leistung eines Vakuumröhrenkollektors durch ein dynamisches Modell analysiert. Der Kollektor wurde als ein System mit Ausgangstemperatur (T_{fo}) als Output, und Eingangstemperatur (T_{fi}), Umgebungstemperatur (T_a) und Einstrahlung (I) als Inputs genommen. Mit der Messung von

T_{fo} , T_{fi} , T_a und I wurde die Übertragungsfunktion ermittelt. Anhand der Übertragungsfunktion und der System-Inputs wurde die Ausgangstemperatur (T_{fo}) berechnet.

Die Ergebnisse von der Berechnung sind sehr nah an derzeitigen Messdaten und es zeigt, dass die Inputs des Systems unterschiedlich sein können und nur der Durchfluss des Mediums konstant bleiben soll. Die neue Testmethode ist im Vergleich zu alten Methoden kostengünstiger und hat eine längere Lebensdauer und Aufgrund variabler Inputs weist die Methode eine hohe Genauigkeit auf.

Abhängigkeit des U-Werts (Wärmeverlust) vom Druck im Vakuumraum. (Abdul Waheed Badar, 2011)

Die Abhängigkeit des Wärmeverlust-Koeffizient (U-Wert) von Druck des bleibenden Gases im Vakuumraum des Rohres wurde versuchsweise und theoretisch untersucht. Die Vakuumröhren wurden per Zufall gewählt und im Labor untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass die Vakuumröhren höher Wärmeverluste aufweisen als erwartet. Ein theoretisches Modelle wurde auch für Luft als Gas im Vakuumraum durchgeführt und mit den Versuchsergebnissen verglichen. Der Einfluss des Drucks vom Gas wurde mit verschiedenen Gasen wie z.B. Luft, Wasserstoff, Helium und Argon diskutiert.

Analysieren der Einfluss der Geometrie des Kollektors auf die Leistung. (C.H. Li, 2002)

In der Arbeit wurde eine genaue Analyse und Simulation der Wärmeübertragung eines Vakuumröhrenkollektors für solarbetriebene Absorptionskältemaschinen präsentiert. Als Annahme galt inhomogene Wärmeübertragung durch Strahlung zwischen inneren und äußeren Röhren, zwei benachbarte Rohre in der Gruppe, Rohre und Reflektor, Sonnenstrahlungsreflektion auf Reflektor, etc. Das Konzept wurde auch wirtschaftlich bewertet.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Geometrie vom Rohr wie z.B. Durchmesser, Massenmenge und der Abstand zwischen zwei Röhren einen großen Einfluss auf den Energieertrag vom Kollektor haben. Mit großen Durchmessern können bessere Energiegewinnung erzielt werden. Die Optimale Dicke des Absorbers ist je nach Länge vom Kollektor entweder 10mm oder 15mm.

Interne thermische Kopplung in direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektoren mit Koaxialrohr (Jens Glembin G. R., 2010)

Die Auswirkung des Kopplungseffekts eines koaxilaförmigen Rohrs auf den Temperaturverlauf und die Leistung der Kollektorgruppe wurde versuchsweise und theoretisch analysiert.

Berücksichtigung der thermischen Leistung des Kollektors mit der Abhängigkeit von Geometrie, Eingangstemperatur, Kollektorverschaltung, etc. (Xing Li, 2008)

Die Arbeit handelt von der thermischen Leistung eines Vakuumröhrenkollektors, der für Brauchwasserheizung für Gebäude verwendet wurde. Der Wasserdurchfluss, verschiedene Einstrahlungen, die Eingangstemperatur des Wassers und die Einbindungen der Kollektoren (parallel oder serie) beeinflussen die Kollektorleistung. Die oben genannten Parameter könnten für die Kollektoroptimierung berücksichtigt werden. Die Kollektorkennlinie wurde von den Versuchsergebnissen dargestellt. Nach einer langen Untersuchung wurden die Versuchsergebnisse aus verschiedenen Monaten verglichen.

Vergleich der unterschiedlichen Absorberbleche. (Yong Kim, 2006)

Verschiedene Formen von Absorberblech wurden numerisch und versuchsweise bewertet und verglichen. Für den Versuch wurde ein Vakuumrohr mit der Länge von 1200 mm und Durchmesser von 37 mm verwendet, wobei 4 verschiedenen Formen von Absorber Röhre untersucht wurden. Die 4 Formen sind, Rippenrohr (I), U-Rohr geschweißten Inneren einer kreisförmigen Rippe (II), U-Rohr verschweißt auf einer Kupferscheibe (III) und U-Rohr geschweißten Inneren eines rechteckigen Kanals (IV).

Um eine realistische Einschätzung zu haben, wurden die Strahlungsposition, diffuser Einstrahlung und die Schatten auf montierte Kollektoren berücksichtigt. Zusätzlich wurde auch ein einfaches Modell nur mit Strahlungsposition analysiert, und die Ergebnisse von beiden Untersuchungen verglichen.

Die Ergebnisse sind: Falls der Einfallswinkel klein ist, hat Variant III beste Leistung in Vergleich mit anderen Varianten, bei Erhöhung der Einfallswinkel wird die Leistung von Variant II besser als Variant III, und vor allem hat Variant II im allgemein die beste Leistung. Bei Schatten hat Model III beste Leistung in allen Einfallswinkel. Die Änderung vom Abstand von Röhren hat gegenseitigen Einfluss auf Röhrenzahl, d.h. bei Erhöhung des Abstands, sinkt der Röhrenzahl.

Prüfung des Einflusses von verschiedenen Neigungswinkel und Temperaturen auf die thermische Leistung. (Zimmermann, 2011)

Nach Untersuchungen am ITW-Stuttgart (Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart) gibt es bei Kurven von Vakuumröhrenkollektoren und Wärmeröhren bei gleichem Aufbau eine Abweichung. Die Abweichung ist aufgrund thermischer Leistungsfähigkeit der Wärmeröhren.

Auf Basis von „Nanjing HETE Energy Conservation & Enviromental: Q/3200 HETE 005-2006“ wurde ein Prüfverfahren durchgeführt, um den Einfluss von verschiedenen Neigungswinkeln und Temperaturen auf die thermische Leistung der Wärmeröhre zu prüfen. Mit dem Versuchsaufbau wurde quantitativ und qualitativ die Abhängigkeit der Wärmeleistung vom Neigungswinkel des Kollektors bewertet.

Der Einfluss von unterschiedlichen Neigungswinkeln auf die thermische Leistung von Thermosiphonanlagen. (Runsheng Tang, 2010)

Der Einfluss von unterschiedlichen Neigungswinkeln auf die thermische Leistung der Vakuumröhrenkollektoren (Brauchwasserheizung) wurde in diesen Beitrag vorgestellt. Zwei Kollektoren, mit zwei verschiedenen Neigungswinkeln 22° und 46° (SWH22, SWH46) wurden montiert und das thermische Verhältnis festgestellt. Die Untersuchung zeigt, dass der Neigungswinkel der Kollektoren keine Rolle für Wärmeabfuhr zwischen dem Rohr und dem Wasserbehälter spielt.

Die beiden Systeme (22° und 46°) haben den gleichen thermischen Tageswirkungsgrad jedoch verschiedene Solar- und Wärmeerträge. Das Klima hat wenig Einfluss auf thermischen Tageswirkungsgrad. Das Thermosiphonverhältnis bei SWH22 ist besser als SWH46, und hat einen reinen Umlauf vom Warm und –Kaltwasser. Dagegen hat SWH46 keine gutes Thermosiphonverhältnis und es findet im Rohr eine Mischung zwischen Warm und –Kaltwasser statt. Das bedeutet, die Erhöhung des Neigungswinkels hat eine negative Einfluss auf das Thermosiphonverhältnis des Kollektors.

Dynamisches Model für die Leistung von einem Wasser-in-Glass Vakuumröhrenkollektor (Thermosiphon). (Indra Budihardjo, 2007)

Die Arbeit behandelt ein transientes Model für die Leistung von einem Wasser-in-Glass Vakuumröhrenkollektor eines Wassererhitzers. Das Model verwendet die Abmessung der

Optik -und Wärmeverlusteigenschaften und neue Thermosiphonkreislaufkorrelation des Vakuumröhrenkollektors.

Die Vorhersage der Leistung des Kollektors ist Anwendungsziel des Modells. Anhand des Modells zeigt der Vergleich des Wasser-in-Glass-Vakuumröhrenkollektors mit einem Flachkollektor in Sydney, dass der Vakuumröhrenkollektor mit 30 Röhren etwas weniger Energiesparen als zwei Flachkollektoren mit 3,7 m² Oberfläche hat.

2.7.3 Druckverlust

In Vakuumröhrenkollektoren ist der Druckverlust identisch mit dem Druckverlust in einem geraden Rohr, und ist weiter abhängig von der Wandreibung, Einzelwiderständen und der Form des Rohres sowie die Eigenschaften des Mediums (Dichte, Viskosität).

Der Druckverlust in einem kreisförmigen Rohr nach (VDI, 2006) errechnet sich:

$$\Delta P = \zeta \frac{l}{d_i} \frac{\rho u_i^2}{2} \quad (2-13)$$

ΔP		Druckverlust
ζ	[-]	Widerstandbeiwert eines Einzelwiderstand bzw. eines Rohrstückes.
d_i	[m]	Durchmesser des Rohres.
ρ	[kg/m ³]	Dichte vom Medium.
u_i	[m/s]	Geschwindigkeit vom Medium.
l	[m]	Rohrlänge.

Und der ζ –Wert für gerade Rohrstücke ist abhängig von der Reynolds-Zahl.

$$Re = \frac{u_i \rho d_i}{\mu} \quad (2-14)$$

Re		Reynolds-Zahl
μ	[kg/ms]	Kinematische Viskosität
d_i	[m]	Durchmesser des Rohres
ρ	[kg/m ³]	Dichte vom Medium
u_i	[m/s]	Geschwindigkeit vom Medium

Und ζ errechnet sich für laminare und turbulente Strömung mit:

Für Laminare Strömung:

$$\zeta = \frac{64}{Re} \quad (\text{Re} < 2120) \quad (2-15)$$

Für turbulente Strömung (*Blasius-Gleichung*):

$$\zeta = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (3000 < \text{Re} < 100000) \quad (2-16)$$

Turbulente Strömung (*Hermann-Gleichung*):

$$\zeta = 0,00540 + \frac{0,3964}{Re^{0,3}} \quad (2 \cdot 10^4 < \text{Re} < 2 \cdot 10^6) \quad (2-17)$$

Reynolds-Zahl (*Prandtl und V. Karman-Gleichung*):

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -0,8 + 2 \lg(\text{Re} \sqrt{\zeta}) \quad (\text{Re} > 2 \cdot 10^6) \quad (2-18)$$

2.8 Kollektorkennlinie

Der Wirkungsgrad eines Kollektors wird wie bei anderen Systemen berechnet, d.h. Nutzenergie steht im Verhältnis zur zugeführten Energie. Diese ist bei einem Kollektor die Einstrahlungsenergie der Sonne. Wie in **Kapitel 2.1** heißt die Nutzenergie \dot{Q}_{Koll} und die Einstrahlung ist $I_g \cdot A_{Koll}$. Daraus ergibt sich für den Wirkungsgrad: (Streicher)

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{Koll}}{I_g \cdot A_{Koll}} \quad (2-19)$$

Mit den Formeln aus **Kapitel 2.1** folgt:

$$\eta_{Koll} = \tau_{Abd} \cdot \alpha_{Abs} - \frac{U_{Koll}^*}{I_g} \cdot (\bar{T}_{Abs} - T_a) - \frac{\varepsilon_{Abs} \cdot \sigma}{I_g} (\bar{T}_{Abs}^4 - T_a^4) \quad (2-20)$$

Da die Werten von $\tau_{Abd}, \alpha_{Abs}, U_{Koll}^*$ und $\varepsilon_{Abs} \cdot \sigma$ für jeden Kollektor nach seinen Eigenschaften konstant bleiben, kann die obige Formel als quadratische Gleichung abgebildet werden: (Streicher)

$$\eta = \eta_0 - a_1 * \left(\frac{\Delta T}{I_g}\right) - a_2 * \left(\frac{\Delta T^2}{I_g}\right) \quad (2-21)$$

A_{Koll} [m²] Betrachtete Kollektorfläche.

α_{Abs} [-] Absorptionskoeffizient des Absorbers für die Solarstrahlung.

τ_{Abd} [-] Durchfluss-(Transmission-)Koeffizient der Kollektorabdeckung für

		die Hochfrequente Solarstrahlung.
ε_{Abs}	[-]	Emissionskoeffizient.
S	$[W/m^2K^4]$	Stefan-Boltzmann-Konstante mit $5,67 \cdot 10^{-8} [W/m^2K^4]$.
\bar{T}_{Abs}	$[^\circ C \text{ oder } K]$	mittlere Absorbertemperatur.
T_a	$[K]$	Himmelstemperatur über dem Kollektor.
T_a	$[^\circ C]$	Außentemperatur um die Kollektoranlage.
U_{Koll}^*	$[W/m^2K]$	Mittlere Wärmeverlustkoeffizient für konvektive und Leitungsverluste des Kollektors bei Windstille oder für eine angegebene Windgeschwindigkeit.
η_0	[-]	Konversionsfaktor des Kollektors. Höchster möglicher Wirkungsgrad des Kollektors bei gleicher Temperatur mit der Umgebung.
a_1	$[W/m^2K]$	Wärmeverlustkoeffizient des Kollektors; abhängig von Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung. Mit Luftgeschwindigkeit von 0 m/s oder 4 m/s.
a_2	$[W/m^2K^2]$	quadratisches Glied; Annäherung an die realen Strahlungsverluste und die Änderung des Wärmeverlustkoeffizienten bei unterschiedlichen Temperaturdifferenzen.
ΔT	$[^\circ C \text{ oder } K]$	Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung.
I_g	$[W/m^2]$	Sonnenstrahlung auf die Erde. Dieser Faktor wird im Normalfall mit $1000 W/m^2$ angegeben.

Die Werte a_1 , a_2 und η_0 stellt der Prüfbericht und das Testinstitut zur Verfügung, und I_g ist als Norm mit $1000 W/m^2$ angenommen.

2.9 Richtungsabhängiger Einstrahlungskorrekturfaktor

Der richtungsabhängige Einstrahlungskorrekturfaktor (Incidence Angle Modifier) berücksichtigt die durch optische Vorgänge der Reflexion an der Glasoberfläche verursachte Abminderung bzw. Erhöhung der solaren Einstrahlung auf die Absorberfläche des Kollektors und ist das Verhältnis von $(\tau\alpha)_b$ über $(\tau\alpha)_n$, daraus resultiert: (John Duffie, 2006)

$$K_{\tau\alpha}(\theta_b) = (\tau\alpha)_b / (\tau\alpha)_n \quad (2-22)$$

$(\tau\alpha)_b$ Transmission Koeffizient - Absorption Koeffizient direkt-Einstrahlungswert

$(\tau\alpha)_n$ Transmission Koeffizient - Absorption Koeffizient normal-Einstrahlungswert

für Strahlungswinkel mit weniger als 60° , und damit der höchste Energieertrag stattfindet folgt:

$$K_{\tau\alpha} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right) \quad (2-23)$$

Mit:

b_0 Der IAM- Koeffizient, (positiver Wert)

θ Einstrahlungswinkel

2.9.1 Literatur und Stand der Technik

Der Neigungswinkel ist nicht nur für PV-Anlage sondern auch für solarthermische Anlage eine wichtige Kenngröße. Da dieser großen Einfluss auf die Leistung der Anlage hat, bewerten die Forscher den Einfluss von Kollektorwinkel auf thermische Leistung, Druckverlust etc. vom Kollektor.

Auswertung von η_0 mit verschiedenen Neigungswinkeln (0° bis 60°) von direkt durchströmten Vakuumröhren. (T.P. Williamson, 2004)

Laut aktuellen Untersuchungsmethoden im Bereich Solarenergie sollte die Sonnenstrahlung $>800\text{W/m}^2$ während der Untersuchung sein. Jedoch werden die Vakuumröhrenkollektoren in nördlichem Breiten verwendet, wo die Strahlung während eines großen Teils des Jahres weniger ist. Der Bericht zeigt, wie die optische Leistung (η_0) von direkt Durchströmte Vakuumröhren unter Verwendung eines Strahlungssimulators ($200\text{-}1400\text{ W/m}^2$) variiert.

Für die Brauchwasseranlagen gibt es einen günstigen Durchfluss um eine effiziente Energiegewinnung zu erreichen. Die Arbeit zeigt den Einfluss der optischen Leistung von einem Vakuumröhrenkollektor mit Durchfluss von $0,02$ bis $0,15\text{ kg/s}$. Viele Vakuumröhrenkollektoren werden nicht mit Standardwinkelneigung (z.B. 45°) installiert, folgendes ist die Effizienz von den installierten Systemen unbekannt.

Die Auswertung von η_0 mit verschiedenen Neigungswinkeln (0° bis 60°) wurde hier untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass der Einfluss vom Massenstrom und Strahlwinkel auf die Leistung des Kollektors sehr hoch ist, und eine Erhöhung der Kollektorwinkels ist vorteilhaft. Die Strahlungsverluste muss mit dem Druck weniger als $1 \cdot 10^{-3}\text{ mbar}$ berücksichtigt werden.

3 Bestimmung der technischen Anforderungen

Folgende Inhalte in diesem **Kapitel 3** wurden aus dem Anforderungskatalog an Kollektoren in solarthermischen Großanlagen bezogen. (Bernhard Gerards, 2013) Die in diesem Kapitel erläuterten Kriterien wurden in unterschiedlichen Rahmenbedingungen gegliedert. **Abbildung 3-1** zeigt die Aufteilung der Anwendung von Solarwärme für verschiedene Zwecke.

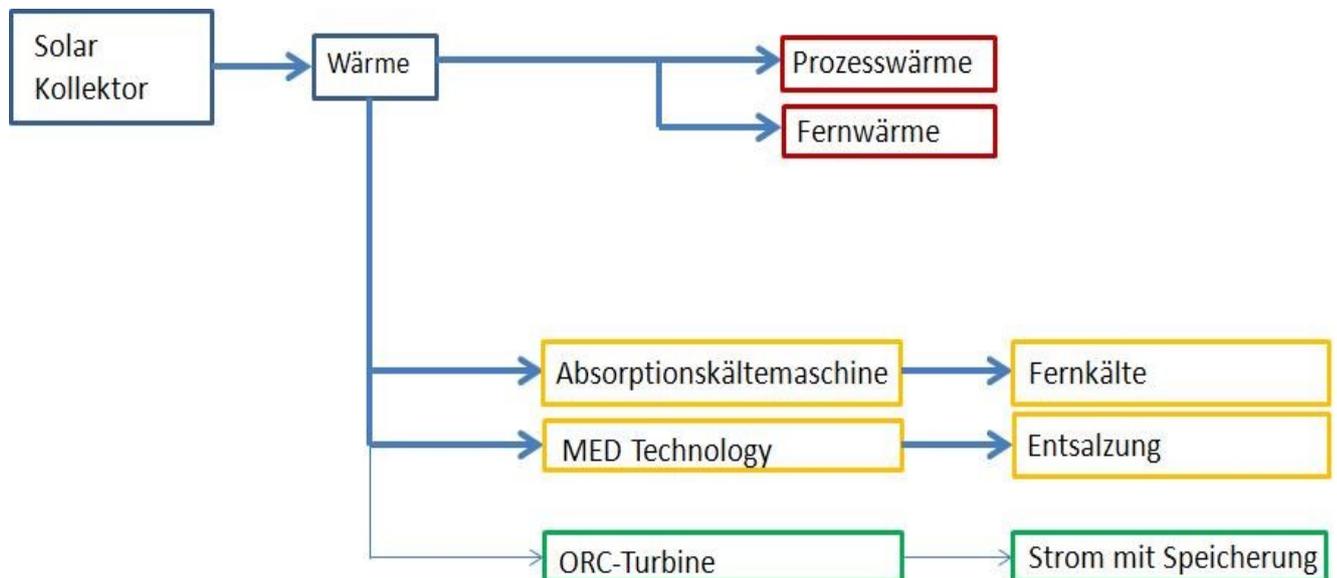


Abbildung 3-1: Aufteilung der Anwendung von Solarwärme (Sophia-Energie)

3.1 Hydraulische Rahmenbedingungen

Im Planungsprozess von solarthermischen Großanlagen stellen die Kriterien der hydraulischen Rahmenbedingungen die Basis dar. Im Folgenden werden verschiedene Kriterien, die in der Neuentwicklung eines Kollektors betrachtet werden sollten, diskutiert.

- **Temperaturniveaus:**

Verschiedene Anwendungsgebiete wie solare Kühlung, Fernwärmeeinspeisung, Warmwasserbereitung oder Prozesswärmebereitstellung erfordern unterschiedliche Temperaturniveaus, wie **Abbildung 3-2** zeigt. Und in der **Tabelle 3-1** ist die Liste von verschiedenen Industrie und die Prozessen mit gewisse Temperaturniveau.

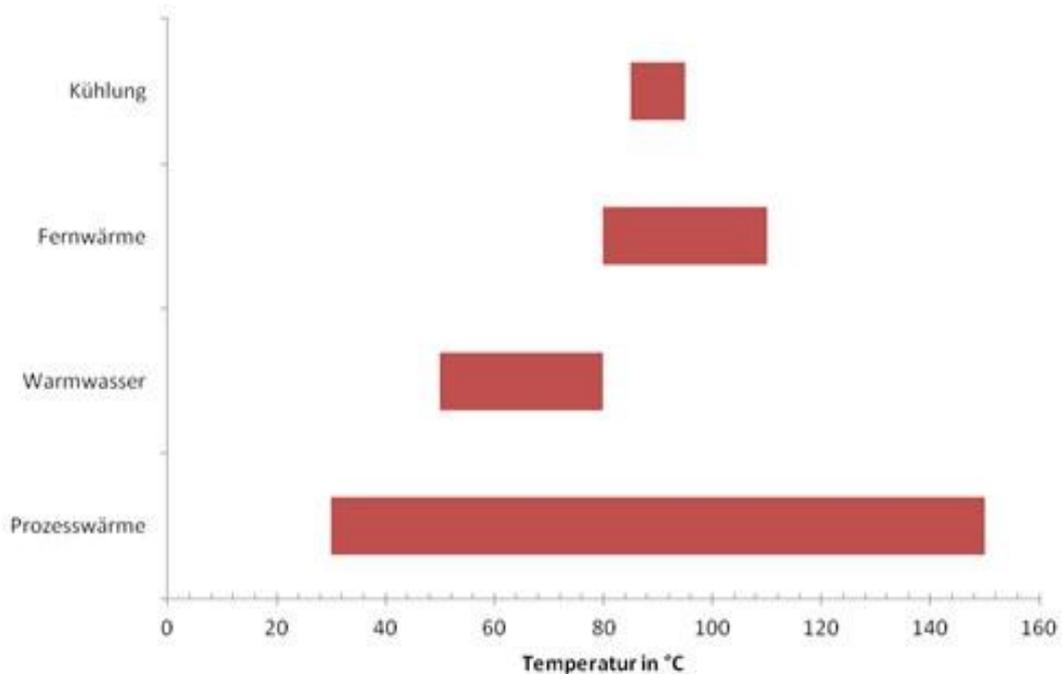


Abbildung 3-2: Anwendungsspezifische Temperaturniveaus (Bernhard Gerardts, 2013)

Tabelle 3-I: Temperaturniveau für verschiedene Industrien (Sophia-Energie)

Industrie	Prozess	Temperatur (°C)
Lebensmittel	Trocknung	30-90
	Waschen	40-80
	Pasteurisierung	80-110
	Verdampfung	95-105
	Sterilisation	140-150
	Wärmebehandlung	40-60
Textilien	Waschen	40-80
	Laundering	60-100
	Färben	100-160
Chemie und Pharmazie	Verdampfung	95-105
	Destillation	110-300
	Andere Chemie Prozesse	120-180

- **Kühlung:**

Thermische Sorptionskältemaschinen benötigen üblicherweise Temperaturen von ca. 70-100°C. Die Antriebstemperatur wirkt sich direkt auf die Kühltemperatur aus: Solare Kühlung wird beim aktuellen Stand der Technik für Raumklimatisierung eingesetzt. Werden höhere Kollektortemperaturen erreicht, können neue Anwendungsgebiete in industriellen Prozessen der solaren Kühlung erschlossen werden.

- **Fernwärmeeinspeisung:**

Bestehende Fernwärmenetze benötigen noch höhere Temperaturen (um 90 °C), moderne Fernwärmenetze werden für niedrigere Temperaturen ausgelegt.

- **Warmwasserbereitung:**

Die Warmwasserbereitung wird in der Regel für bis zu 70 °C ausgelegt.

- **Prozesswärme:**

Abhängig vom Anwendungsgebiet wird bei der Prozesswärme ein Temperaturbereich von 30 °C bis 150 °C abgedeckt. Für den solarthermischen Deckungsgrad sind in der Regel niedrige Temperaturen von Vorteil: Daher kann die Vorwärmung von industriellen Prozessen

mittels Solarthermie eine attraktive Lösung darstellen. Ziel sollten hohe Kollektorstufenwirkungsgrade bei hohen mittleren Kollektortemperaturen sein.

Als Temperaturspreizung oder Spreizung wird der Unterschied zwischen Vorlauf und Rücklauf bezeichnet. Die verschiedenen Anwendungsgebiete erfordern neben unterschiedlichen Temperaturniveaus zusätzlich unterschiedliche Temperaturspreizungen: Thermische Kühlanlagen werden mit Spreizungen von minimal 5 K betrieben, Warmwasseraufbereitungen benötigen Spreizungen bis maximal 50 K.

Wie im Kriterium Temperaturniveau diskutiert, ist das Ziel einen hohen Kollektorstufenwirkungsgrad bei hohen mittleren Kollektortemperaturen zu erreichen.

- **Spreizung**

Als Temperaturspreizung oder Spreizung wird der Unterschied zwischen Vorlauf und Rücklauf bezeichnet. Die verschiedenen Anwendungsgebiete erfordern neben unterschiedlichen Temperaturniveaus zusätzlich unterschiedliche Temperaturspreizungen: Thermische Kühlanlagen werden mit Spreizungen von minimal 5 K betrieben, Warmwasseraufbereitungen benötigen Spreizungen bis maximal 50 K. Wie im Kriterium Temperaturniveau diskutiert, ist das Ziel einen hohen Kollektorstufenwirkungsgrad bei hohen mittleren Kollektortemperaturen zu erreichen.

- **Massenströme**

Für die verschiedenen Anwendungsbereiche ist ein variabler Massenstrom sinnvoll: Sekundäre Vorlauftemperaturen werden unter anderem mit Hilfe drehzahlvariabler Pumpen geregelt. Somit sollte der Kollektor in einem breiten Spektrum an Massenströmen betrieben werden können: bei geringen Massendurchsätzen soll eine erzwungene Strömung im gesamten Kollektorkreis erhalten bleiben und andererseits muss der Druckverlust infolge turbulenter Strömung bei hohen Massendurchsätzen ökonomisch vertretbar bleiben.

- **Leistung und Wirkungsgrad**

Ein wesentliches Kriterium eines Kollektors stellt die bereitgestellte Wärmeleistung bei spezifischen Temperaturdifferenzen zwischen Kollektormitteltemperatur und Umgebungstemperatur dar.

Wünschenswert sind hohe Leistungen mit steigender Temperaturdifferenz. Wesentliche Einflussgrößen stellen hier Transmissionsverhalten der Kollektorabdeckung und das Absorptionsverhalten des Absorbers dar, welche die maximal mögliche Leistung bei gleicher

Temperatur von Kollektor und Umgebung bestimmen. Weiters sind konvektive und leitungsbedingte Wärmeverluste und das Emissionsverhalten des Absorbers von Relevanz.

- **Druckverlust**

„State of the art“ bei Flachkollektoren ist ein Druckverlust von 5,5 mbar/m² bei einer Temperaturspreizung von 15 K. Die Übertragung von thermischer Energie von Absorber auf das Wärmeträgerfluid ist unter anderem abhängig von Stoffeigenschaften aber auch von der Art der Durchströmung. Bei laminarer Strömung ist der Druckverlust geringer und bei turbulenter Durchströmung des Absorbers wird eine bessere Wärmeübertragung erzielt. Geringer Druckverlust erzielt Einsparungen bei der elektrischen Pumpenergie. Die Einflussfaktoren und ihre Anteile für den gesamten Druckverlust sind für die Konstruktion eines neuartigen Kollektors essentiell.

- **Wärmeträgermedium**

Bei mitteleuropäischen Anlagen mit hohen Betriebstemperaturen und langen und häufigen Stagnationszeiten müssen Frostschutzmittel mit hoher Temperaturbeständigkeit eingesetzt werden, die kostenintensiv sind und eine begrenzte Lebensdauer haben. Thermoöle transportieren thermische Energie auf höheren Temperaturniveaus als Wasser/Glykol Gemische, sind andererseits sehr teuer und in weiterer Folge unwirtschaftlich. Das kostengünstigste bekannte und eingesetzte Wärmeträgerfluid ist Wasser.

- **Hydraulik für Großanlagen**

Eine gleichmäßige stabile Durchströmung aller Absorberstreifen und Teilfelder, somit daraus resultierende gleiche Vorlauftemperaturen, wird bei der hydraulischen Einregelung von solarthermischen Großanlagen angestrebt. Das Hydraulikkonzept definiert die Einsatzgrenzen für die hydraulischen Kreise: Direkt durchflossene Konzepte resultieren in einem höheren Druckverlust. Der zulässige Temperaturunterschied zwischen den Kreisen hängt von der Anwendung und von der Leistungskurve des Kollektors ab. Großanlagen werden grundsätzlich im sogenannten „Low-Flow“-Konzept ausgelegt, d.h. der Temperaturhub des Wärmeträgermediums soll bereits in einem Durchlauf erreicht werden, um schnellstmöglich Nutzwärme auf dem erforderlichen Temperaturniveau zu erlangen. Nachteil dieses Konzepts ist der geringere Wirkungsgrad des Kollektors aufgrund höherer mittlerer Absorbtemperatur.

- **Stagnationsverhalten**

Der Zustand der Stagnation ist ein zu vermeidender, aber in Solaranlagen generell unbedenklicher Betriebszustand. Geht eine Solaranlage (z.B. durch fehlende Energieabnahme aufgrund eines technischen Gebrechens) in den Stagnationszustand über.

- **Betriebsdruck**

Der Betriebsdruck der „kalten“ Anlage ergibt sich aus dem Vordruck (= Mindestbetriebsdruck) zuzüglich eines Sicherheitszuschlages. Aus diesem Grunde sollte das Füllen der Solaranlage bzw. das Einstellen des „kalten“ Betriebsdruckes bei den tiefsten möglichen Systemtemperaturen im Solarkreislauf erfolgen (optimal: kalter Wintertag). Dadurch ist gewährleistet, dass der Betriebsdruck nicht unter den „kalten“ Betriebsdruck fällt. Der Anstieg des Betriebsdrucks, verursacht durch Temperaturanstieg und die Förderhöhe der Solarpumpe, ist hingegen ein normaler Vorgang. Für Kleinlagen bis zu einer Kollektorfläche von ca. 100 m² gilt folgender Ansatz:

$$p_B = p_0 + 0,2 \text{ [bar]}$$

Da die Temperatur des Wärmeträgermediums beim Füllen meist über der tiefsten möglichen Systemtemperatur liegt, ist der Fülldruck etwas höher zu wählen und der Betriebsdruck an einem kalten Wintertag exakt einzustellen. Damit das im Rahmen der Dimensionierung ermittelte Nennvolumen des Membran-Ausdehnungsgefäßes auch tatsächlich ausreichend ist, sollte der Betriebsdruck für Großsolaranlagen auf Basis einer relativ genau eingestellten Wasservorlage eingestellt werden. Dazu ist die Anlage zunächst auf den Vordruck p_0 zu füllen, das Membran-Ausdehnungsgefäß ist dabei weggesperrt und entleert. Anschließend wird die gewählte/erforderliche Wasservorlage entsprechend der tatsächlichen Temperatur des Wärmeträgermediums nachgedrückt. Somit stellt sich der erforderliche Betriebsdruck p_B auf Basis der Wasservorlage „automatisch“ ein.

Dem Industriestandard entsprechend, ist eine Überdimensionierung der Kollektoren für PN16 von Vorteil.

- **Prüfdruck**

Der Prüfdruck liegt mit Faktor 1,5 über dem zulässigen Druck des Sicherheitsventiles.

3.2 Konstruktive Rahmenbedingungen

- **Installation**

Wünschenswert wären Verschraubungen als Interface zwischen Solarsystem und bestehendem Hydrauliksystem. Auf Kompatibilität mit unterschiedlich genormten Anschlüssen (DIN, ANSI) sollte hier vor allem geachtet werden. Es sollte darauf geachtet werden, die Montagepunkte so gering wie möglich zu halten, um den Arbeitsaufwand bei der Installation minimal zu halten. Um eine problemlose Installation zu gewährleisten, ist es ebenso wichtig, Montagetoleranzen so groß wie möglich zu gestalten.

- **Wartung**

Um den Wartungsaufwand so gering wie möglich zu halten, sollten Elemente wie Temperaturfühler, Wärmemengenzähler, usw. so platziert sein, dass ein problemloser Austausch sichergestellt ist.

- **Unterkonstruktion**

Aus der Anwendungspraxis ergeben sich folgende, die Unterkonstruktion betreffende und zu beachtende Punkte:

Die Unterkonstruktion sollte

- schnell montierbar
- kostengünstig
- korrosionsresistent
- sicher gegen Schnee und Windlasten

sein.

- **Klimaeignung**

Verschiedene geographische Lagen stellen besondere Anforderungen an einen Kollektor. Der Kollektor sollte

- staubdicht (vor allem in wüstenähnlichen Gebieten)
- wasserdicht
- schneefest

- salzwasserresistent
sein.

- **Beschattungsverhalten**

Eine möglichst geringe Eigenverschattung der Kollektoren ist bei diesem Kriterium wünschenswert.

3.3 Allgemeine Rahmenbedingungen

- **Gesetzliche Bestimmungen**

Ein nicht unwesentliches Kriterium für den Betrieb von dampfgeführten Anlagen sind die für den Anlagenbauer wesentlichen gesetzlichen Bestimmungen. Kesselgesetz und zugehörige Verordnungen, z.B. Druckgeräteüberwachungsverordnung - DGÜW-V, spielen hier eine Rolle. Dies ist vor allem dann wesentlich, wenn der potentiell entwickelte Röhrenkollektor ein offenes System darstellt. Heat-Pipe Systeme unterliegen hier anderen gesetzlichen Bestimmungen.

- **Zertifizierung**

Eine neue Kollektorentwicklung sollte am Ende seiner Entwicklungsphase eine anerkannte Zertifizierung erlangen.

- **Umweltrelevanz**

Die umweltschonende Energiebereitstellung durch Solaranlagen ist für potentielle Kunden teilweise durchaus relevant. Viele Anlagen haben noch immer den Status von Vorzeigeprojekten; ökologisch zertifizierte Kollektoren, z.B. durch das österreichische Umweltzeichen dienen hier als Marketinginstrument. Recycling von Solarkollektoren wurde bisher nur wenig beachtet, ist aber eine Thematik, welche zunehmend an Bedeutung gewinnt. Einfache Zerlegung der Kollektoren nach der Nutzungsphase, maximale stoffliche Verwertung der Materialien mit geringstmöglichem Restabfall, wäre hier wünschenswert. Auf die im Produktlebenszyklus eines Kollektors „versteckte“ graue Energie sollte geachtet werden.

- **Gesellschaftliche Akzeptanz**

Erfahrungsgemäß spielt beim Einsatz von Kollektoren auch die Beständigkeit der Technologie eine Rolle. Hier kann es kundenseitig zu Akzeptanzproblemen bei völlig neuen Produkten kommen.

- **Verfügbarkeit**

Die Herstellung und Verfügbarkeit von Kollektoren sollte zu jedem Zeitpunkt gewährleistet werden. Politische oder energiewirtschaftliche Abhängigkeiten sollten in der Prozesskette vermieden werden.

- **Vertriebsstruktur**

Einerseits sollte die Vertriebsstruktur möglichst direkt, andererseits so global als nötig aufgebaut werden. Kurze Lieferwege sind ökologisch wertvoll, andererseits wird eine hohe Wertschöpfung am Standort Österreich angestrebt.

3.3.1 Literatur und Stand der Technik

Die Anwendung der Solarenergie in verschiedenen Bereichen ist im Wachstum begriffen. Die Prozesswärme als ein großer Energiebedarf der Industrie ist gleichzeitig im Wachstum, deshalb versuchen die Experten mehr erneuerbare Energiequellen zu nutzen. Solarthermie ist zum Beispiel eine geeignete Energiequelle für die Anwendung.

Bewertung der Zuverlässigkeit, Haltbarkeit und Stabilität eines Vakuumröhrenkollektors in einer Brauerei in Süd-Korea. (Hee-Youl Kwak, 2003)

Die Zuverlässigkeit, Haltbarkeit und Stabilität eines Vakuumröhrenkollektors, der die Industrieprozesswärme in einem Temperaturbereich von 85 °C zur Verfügung stellt, wurde in einer Brauerei in Süd-Korea, bewertet. Die Anlage hat 94,08 m² Kollektoroberfläche und 2-Ton Pufferspeicher. Die Anlage wurde seit Mai 2003 überwacht, und die Daten und Ergebnisse von der Thermalleistung im Jahr 2004 wurden monatlich und täglich präsentiert und analysiert. Die Ergebnisse zeigen, dass mit einer Sonneneinstrahlung von 250 W/m² an einem bewölkten Tag die Kollektoren 20% und mit 400 W/m² 40% der Leistung erreichen. Es bedeutet, dass die Anlage für die Anwendung geeignet ist.

Solartrocknungsanlage mit Luft-Vakuumröhrenkollektoren. (Chr. Lamnatoua, 2012)

Der Trocknungsprozess hat großen thermischen Energiebedarf. In dieser Arbeit wurde eine Solartrocknungsanlage mit Vakuumröhrenkollektoren untersucht. Die Parameter wie z.B. Feuchtigkeit, Trocknungsgeschwindigkeit, Luftbedarf, Energie/Exergie, Energieverluste und etc. wurden bewertet, und gleichzeitig wurde auch die beste und optimale Kollektorfläche gefunden.

Das Ergebnis zeigt, dass das ausgewählte Konzept für höheren Energiebedarf verwendet werden kann.

4 Bewertung der Kollektoren auf dem Markt

In dem Kapitel wurden die Vakuumröhrenkollektoren, die am Markt sind, nach verschiedenen Aspekten (hydraulisch, Kollektorkennlinie, richtungsabhängiger Einstrahlungskorrekturfaktor, Stagnationstemperatur, effektive Wärmekapazität, ökonomische Aspekte, Absorberbeschichtung und Reflektoren) bewertet und anhand von Excel-Diagrammen dargestellt.

4.1 Vakuumröhrenkollektoren auf dem Markt

In den vergangenen Jahren hat sich der Marktanteil von Vakuumröhrenkollektoren erhöht und besitzt weltweit einen großen Anteil. Nach einer Studie der AEE INTEC im Jahr 2010 beträgt der Marktanteil bei bereits installierten Kollektoren 56,6% und 77,8% bei neuinstallierten Kollektoren. China besitzt vor Europa mit Abstand den größten Marktanteil an Kollektoren (Werner Weiss, 2012). Die Hersteller versuchen, die Qualität zu erhöhen und gleichzeitig die Kosten zu reduzieren. Aus diesem Grund kommen ständig neue Ideen und Konzepte auf den Markt. **Tabelle 4-1** zeigt die Liste von Vakuumröhrenkollektoren, die am europäischen Markt erhältlich sind und ihrer Aufteilung nach hydraulisch Charakteristiken und Röhrentypen. Die vorliegenden Daten wurden auf Basis von Herstellerangaben und Prüfinstituten erstellt.

Tabelle 4-I: Übersicht Vakuumröhrenkollektoren (Sonne Wind & Wärme, 2012)

Anbieter	Heat-Pipe	direkt durchströmt	Einwandig	Doppelwandig (Sydney)
Akotec	x		x	
AS Solar		x		x
Augusta Solar		x	x	
Brötje		x		x
Buderus		x		x
Consolar		x		x
DPI-Solar	k.A.	k.A.		x
Elco		x	x	
Euro Sun	x			
Junkers		x		x
Kingspan		x	x	
Lenz		x		k.A
Mp-tec		x	x	
Nau		x		x
OEG		x	k.A.	k.A.
Oertli		x		x
Orange-Energy	x		x	
Oventrop	x			x
Paradigma (Ritter)		x		x
Rennergy	x			x
Solarbayer		x		x
Solareasy		x		x
Solvis		x		x
Sophia	x			x
Sonnenkraft		x		x
S-Power		x	x	
Sunda		x	x	
Sunex		x		x
Sunshore		x		x
TWL Technologie	x			x

Tabelle 4-II: Übersicht Vakuumröhrenkollektoren (Sonne Wind & Wärme, 2012)

Anbieter	Heat-Pipe	direkt durchströmt	Einwandig	Doppelwandig (Sydney)
Vaillant		x		x
Viessmann	x		x	
Westech Solar	x			x
Westfa		x		x
Zewotherm	x			x
Summe	10	24	9	23

4.2 Bewertung der Kollektoren

In diesem Kapitel werden hydraulische Bewertung, Kollektorkennlinie, IAM, Stagnationstemperatur, ökonomische Aspekte, Absorber bzw. Absorberbeschichtungen, Reflektoren und C_{eff} (effektive Wärmekapazität) von Vakuumröhrenkollektoren, die am Markt zur Verfügung sind, bearbeitet.

4.2.1 Hydraulische Bewertung

Die hydraulische Bewertung zielt auf eine Betrachtung des Flüssigkeitsinhalts und des max. Betriebsdruck ab.

Die Hersteller veröffentlichen den max. Betriebsdruck und Flüssigkeitsinhalts als technische Eigenschaften des Kollektors in den jeweiligen Datenblättern, aber für alle Kollektoren am Markt sind die Werte von Flüssigkeitsinhalts nicht verfügbar.

- **Flüssigkeitsinhalts**

Um einen Kollektor hydraulisch bewerten zu können, muss das verwendete Wärmeträgermedium berücksichtigt werden. Wasserinhalts bzw. Wärmeträgerinhalts von Kollektoren werden bestimmt nach Kapitel 6.1.2.9 der EN 12975-2:2006, und wird bestimmt durch den Gewichtunterschied zwischen leeren und gefüllten Zustand des Kollektors (Modul). Es kann auch nach der Geometrie des Kollektors das Gewicht rechnerisch bestimmt werden. Der Flüssigkeitsinhalts des Systems hat Auswirkungen auf die thermische Trägheit (wie schnell wird die Betriebstemperatur erreicht).

• **Max. Betriebsdruck**

Der max. Betriebsdruck bestimmt nach Kapitel 5.9.1.4 der EN 12975-2:2006, definiert den höchsten Druck für einen Kollektor, bei dem keine Beschädigung auftritt.

Abbildung 4-1 stellt den max. Betriebsdruck dar und **Abbildung 4-2** zeigt den Flüssigkeitsinhalt von verschiedenen Vakuumröhrenkollektoren.

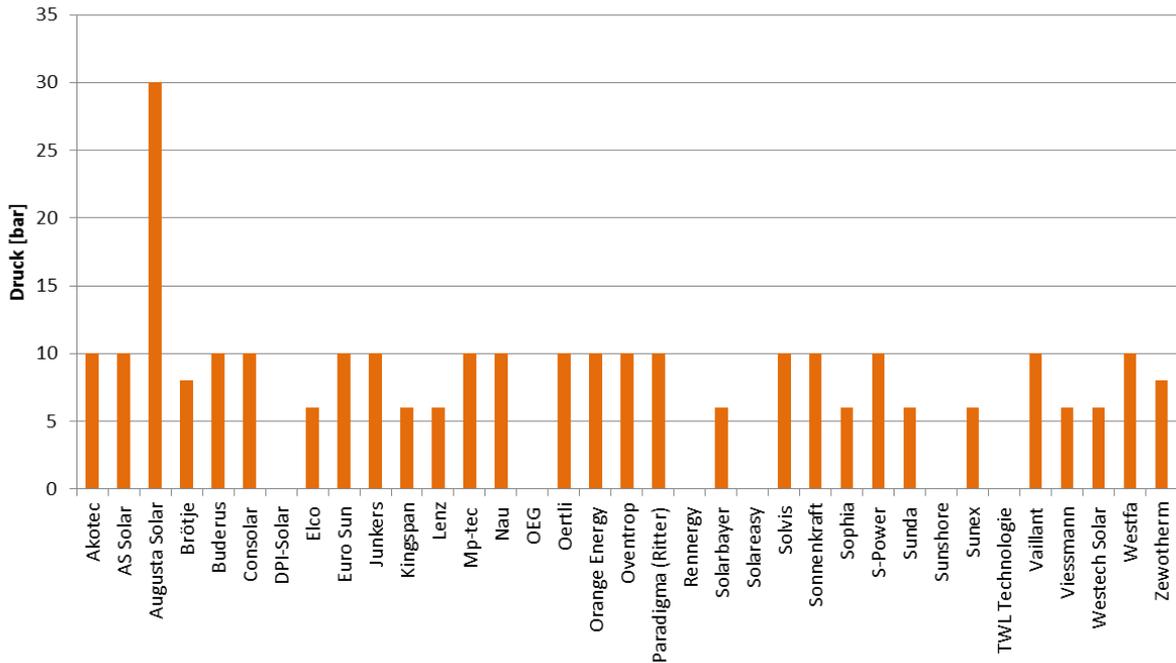


Abbildung 4-1: Max. Betriebsdruck (nach Herstellerangaben)

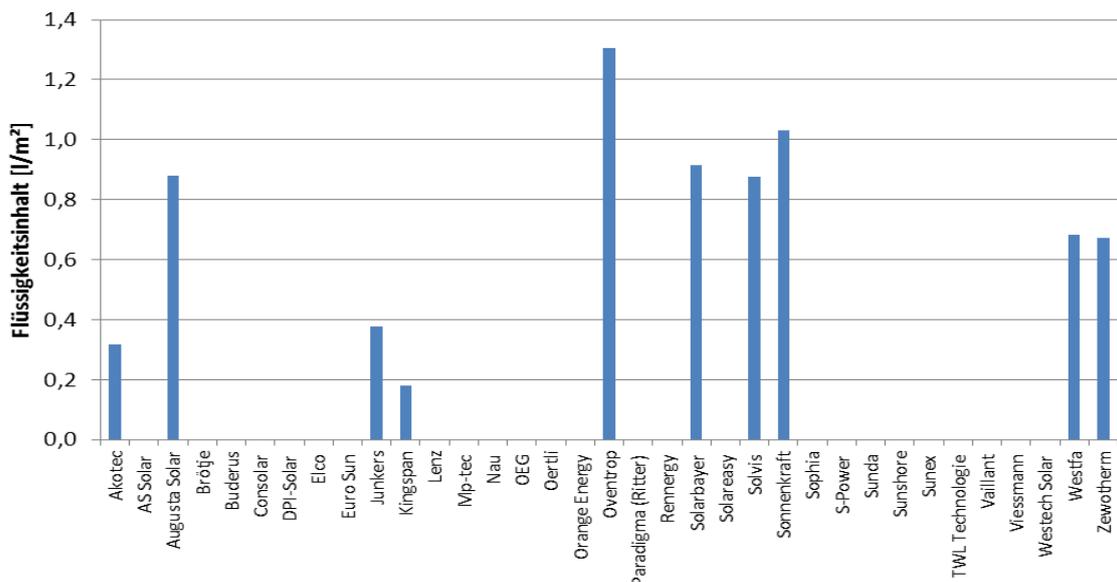


Abbildung 4-2: Flüssigkeitsinhalt, bezogen auf Aperturfläche (nach Herstellerangaben)

- **Druckverlust**

Wie im **Kapitel 2.7.3** erwähnt, ist der Druckverlust abhängig von der Geometrie des Kollektors und der Einbauteile. Der Druckverlust in einem großen Solarsystem ist eine wichtige Kenngröße für die Dimensionierung des Systems und für ein System unter 100m² sollte der Druckverlust weniger als 150 mbar im Kollektorfeld sein. (Khartchenko, 1995)

4.2.2 Kollektorenkennlinien

Wie im **Kapitel 2.3.1** erwähnt, gibt es unterschiedliche Arten von Vakuumröhrenkollektoren von verschiedenen Herstellern auf dem Markt. Je nach physikalischen Eigenschaften des Kollektors und der Temperaturdifferenz, hat jeder Kollektor einen eigenen Wirkungsgrad und eine individuelle Leistung. Die Abhängigkeit der Leistung von der Temperatur wurde anhand eines Diagramms graphisch dargestellt, die Flächenangaben beziehen sich auf die Aperturfläche. (Streicher)

$$\eta = \eta_0 - a_1 * \left(\frac{\Delta T}{I_g}\right) - a_2 * \left(\frac{\Delta T^2}{I_g}\right) \quad (4-1)$$

η_0	[-]	Konversionsfaktor des Kollektors. Höchster möglicher Wirkungsgrad des Kollektors bei Temperaturdifferenz null zur Umgebung ($\Delta T=0$)
a_1	[W/m ² K]	Wärmeverlustkoeffizient des Kollektors abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung. Mit Luftgeschwindigkeit von 0 oder 4m/s
a_2	[W/m ² K ²]	quadratisches Glied; Annäherung an die realen Strahlungsverluste und die Veränderlichkeit des Wärmeverlustkoeffizienten bei unterschiedlichen Temperaturdifferenzen
ΔT	[°C oder K]	Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung ($T_u=30^\circ\text{C}$ nach EN 12975-1)
I_g	[W/m ²]	Sonnenstrahlung auf die Erde. Dieser Faktor wird nach EN 12975-1 mit 1000 W/m ² festgelegt.

Die Werte a_1 , a_2 und η_0 stellt der Prüfbericht zur Verfügung, und I_g ist mit 1000 W/m² angenommen.

Anhand der oben genannten Formel und der Werte von **Tabelle 4-III** wurden die Kennlinien der Heat-Pipe Kollektoren dargestellt. **Abbildung 4-3**

Tabelle 4-III: η_0 , a_1 , a_2 Werte für Heat Pipe

Anbieter	η_0	a_1	a_2
Akotec	0,7	2,224	0,005
Euro Sun	0,71	1,25	0,0044
Orange Energy	0,72	0,67	0,008
Oventrop	0,682	1,95	0,0153
Rennergy	0,718	0,974	0,005
Sophia	0,52	0,672	0,0039
TWL Technologie	0,734	1,529	0,0166
Viessmann	0,719	1,45	0,0051
Westech Solar	0,668	1,894	0,0039
Zewotherm	0,592	2,26	0,023

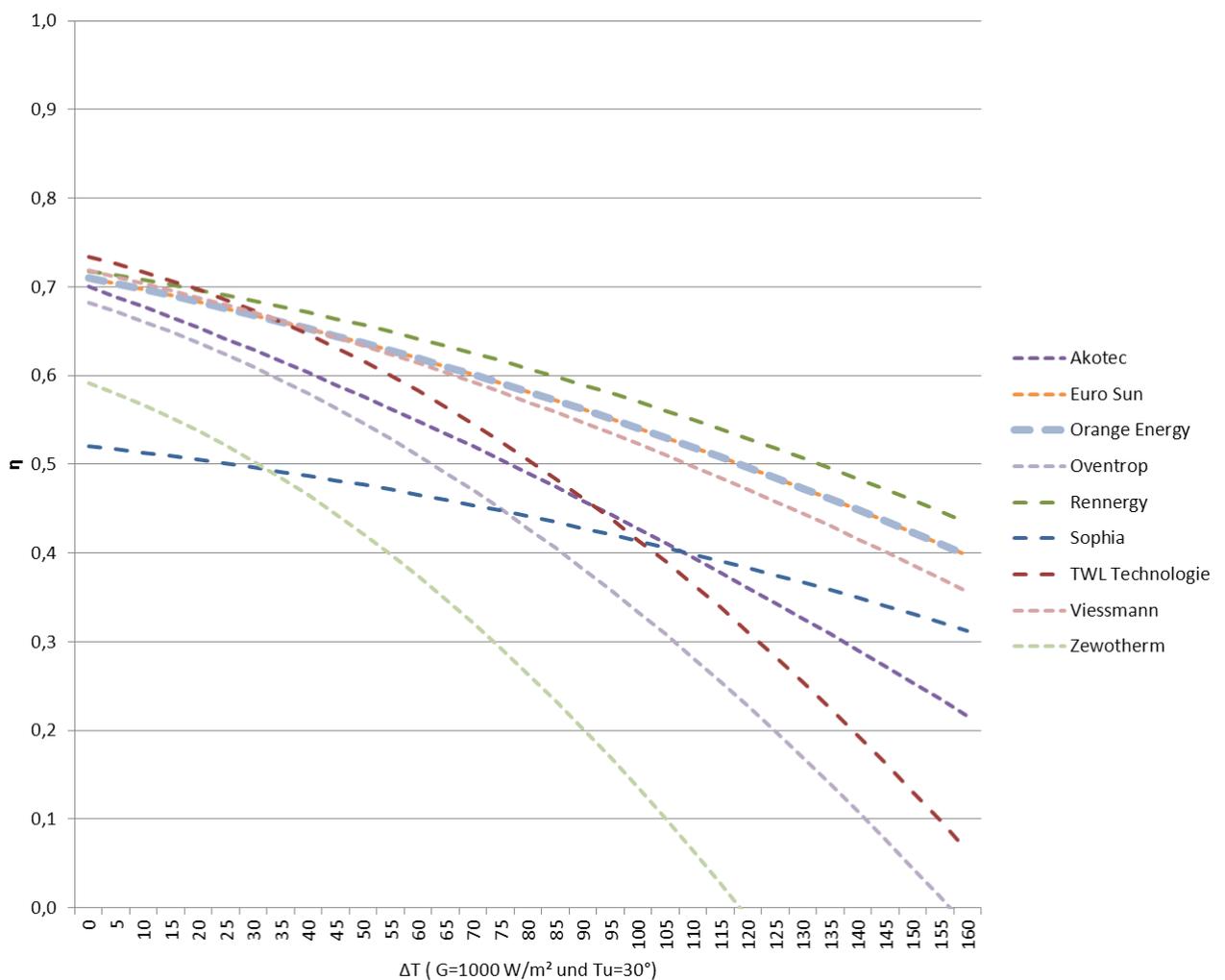


Abbildung 4-3 : Heat Pipe-Kennlinie

Die Kennlinien zeigen, dass der Wirkungsgrad der verschiedenen Vakuumröhren sehr stark von der Temperaturdifferenz abhängig ist. Der Wirkungsgrad von manchen Kollektoren sinkt mit hoher Temperaturdifferenz tiefer ab. Zum Vergleich der Wirkungsgrade von Flachkollektoren siehe **Abbildung 4-7**.

In der **Tabelle 4-IV** sind die Eigenschaften von Sydney Röhren-Kollektoren zusammengefasst und **Abbildung 4-4** stellt die Kennlinien der Kollektoren dar.

Tabelle 4-IV: η_0 , a_1 , a_2 Werte für Sydney-Röhrenkollektoren

Anbieter	η_0	a_1	a_2
AS Solar	0,642	0,885	0,001
Brötje	0,761	1,36	0,0074
Buderus	0,644	0,749	0,005
Consolar	0,62	0,395	0,02
DPI-Solar	k. A.	k. A.	k. A.
Junkers	0,644	0,749	0,005
Nau	0,642	0,885	0,001
Oertli	0,773	1,02	0,0003
Oventrop	0,682	1,95	0,0153
Paradigma (Ritter)	0,687	0,613	0,003
Rennergy	0,718	0,974	0,005
Solarbayer	0,718	0,974	0,005
Solareasy	0,718	0,974	0,005
Solvis	0,463	1,08	0,0059
Sonnenkraft	0,605	0,85	0,01
Sophia	0,52	0,672	0,0039
Sunex	0,691	0,641	0,018
Sunshore	0,765	1,66	0,000
TWL Technologie	0,734	1,529	0,0166
Vaillant	0,642	0,885	0,001
Westech Solar	0,668	1,894	0,0039
Westfa	0,620	0,395	0,02
Zewotherm	0,592	2,26	0,023

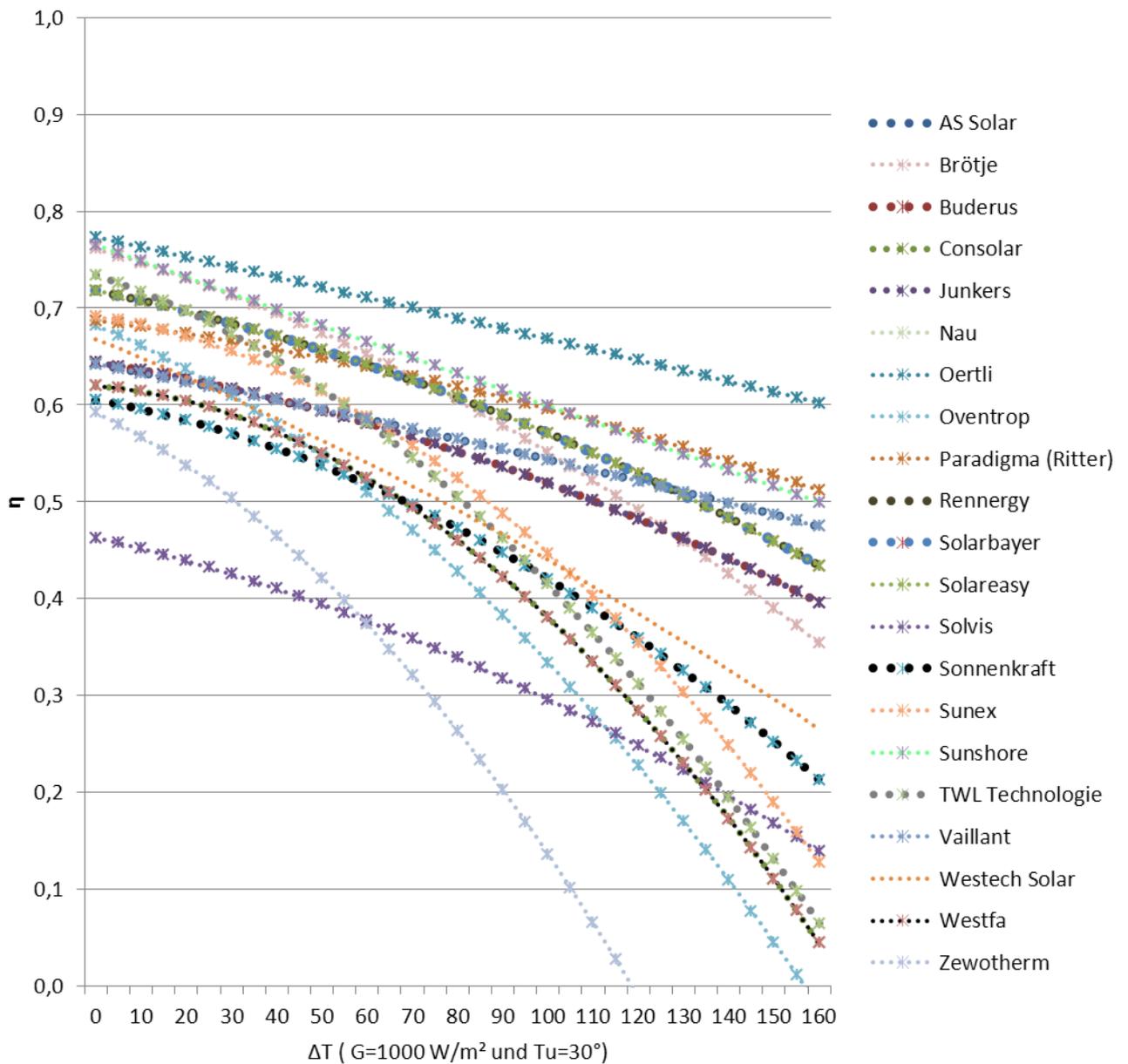


Abbildung 4-4: Sydney-Kennlinie

Im Vergleich zu den Heat Pipe Kollektoren, sinkt der Wirkungsgrad bei Sydney Röhren nicht stark ab und die Linien sind weniger von der Temperaturdifferenz abhängig.

Die Kennlinien von den direkt durchströmten Kollektoren wurden als ein Art von Kollektoren in **Abbildung 4-5** mithilfe der Werte von **Tabelle 4-V** dargestellt.

Tabelle 4-V: η_0 , a_1 , a_2 Werte für direkt durchströmte Röhren

Anbieter	η_0	a_1	a_2
AS Solar	0,642	0,885	0,001
Augusta Solar	0,753	1,42	0,0071
Brötje	0,761	1,36	0,0074
Buderus	0,644	0,749	0,005
Consolar	0,62	0,395	0,02
Elco	0,821	2,824	0,0047
Junkers	0,644	0,749	0,005
Kingspan	0,783	1,061	0,023
Lenz	0,719	2,33	0,014
Mp-tec	0,858	1,432	0,004
Nau	0,642	0,885	0,001
OEG	0,783	1,061	0,023
Oertli	0,773	1,02	0,0003
Paradigma (Ritter)	0,687	0,613	0,003
Solarbayer	0,718	0,974	0,005
Solareasy	0,718	0,974	0,005
Solvis	0,463	1,08	0,0059
Sonnenkraft	0,605	0,85	0,01
S-Power	0,749	1,485	0,002
Sunda	0,813	2,19	0,00004
Sunex	0,691	0,641	0,018
Sunshore	0,765	1,66	0,000
Vaillant	0,642	0,885	0,001
Westfa	0,620	0,395	0,02

Die Wirkungsgrade der Kollektoren betragen bei $\Delta T=100$ zwischen 30% - 67% und es gibt unterschiedliche Kennlinien mit verschiedenen Steigungen. Manche Kollektoren wie z.B. „Mp-Tec“ hat eine Wirkungsgrad zwischen 85% und 63% und die Linie ist stabiler als die Linie von „Kingspan“, der einen Wirkungsgrad zwischen 78% und 3% hat.

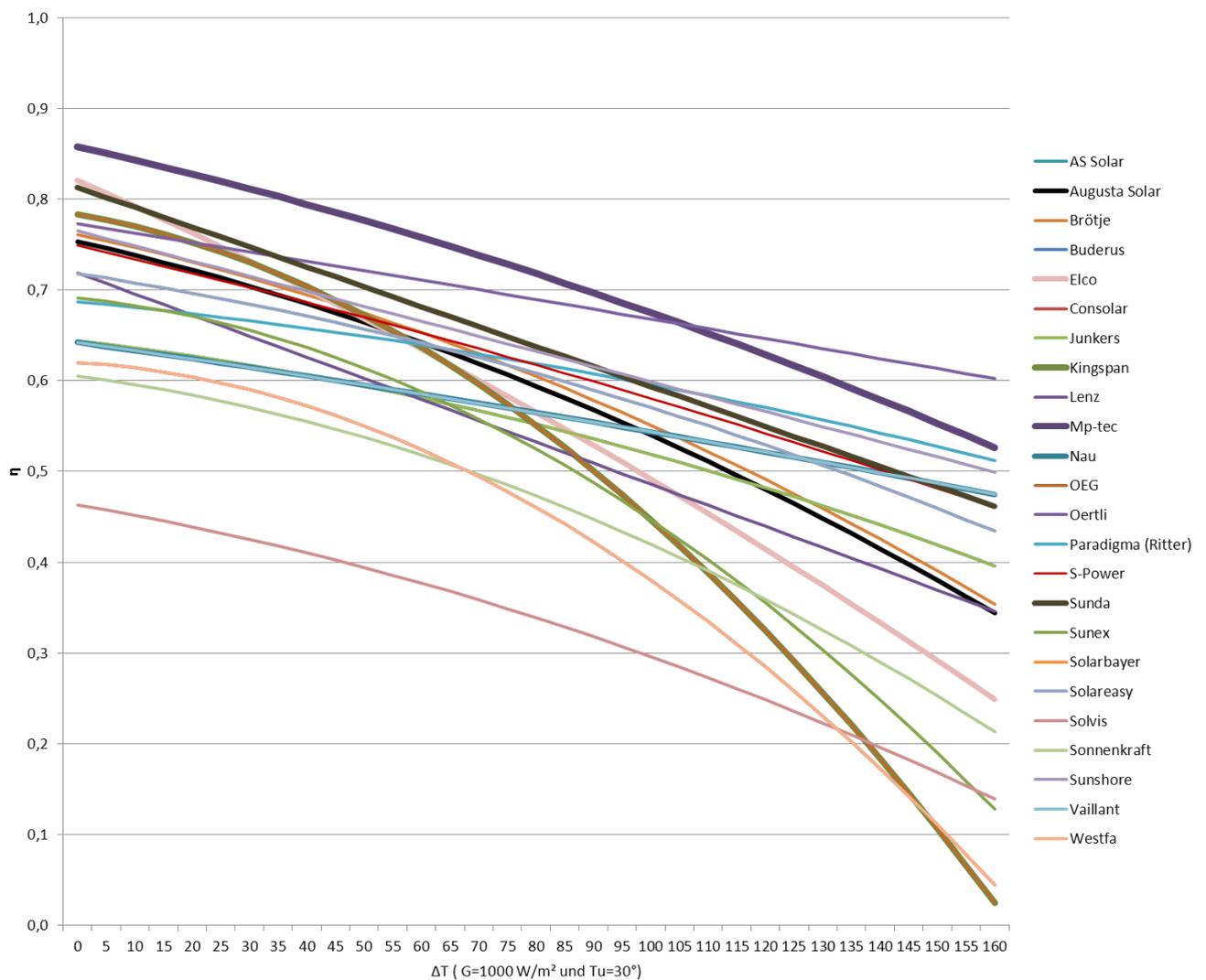


Abbildung 4-5: direkt durchströmte-Kennlinie

Um den Wirkungsgrad von Vakuumröhrenkollektoren mit Flachkollektoren vergleichen zu können, werden die Werte von 2 Flachkollektoren in **Tabelle 4-VII** herangezogen.

Tabelle 4-VI stellt die Liste von einwandigen Röhren und die η_0 , a_1 , a_2 Werte dar. Die einwandige Röhre hat kleine Teile am Markt.

Tabelle 4-VI: η_0 , a_1 , a_2 Werte für einwandige Röhren

Anbieter	η_0	a_1	a_2
Akotec	0,7	2,224	0,005
Augusta Solar	0,753	1,42	0,0071
Elco	0,821	2,824	0,0047
Kingspan	0,783	1,061	0,023
Mp-tec	0,858	1,432	0,004
Orange Energy	0,72	0,67	0,008
S-Power	0,749	1,485	0,002
Sunda	0,813	2,19	0,00004
Viessmann	0,719	1,45	0,0051

Wie **Abbildung 4-6** zeigt, haben die Kennlinien von einwandigen Röhren ähnliche Steigungen und nur „Kingspan“ sinkt stark ab.

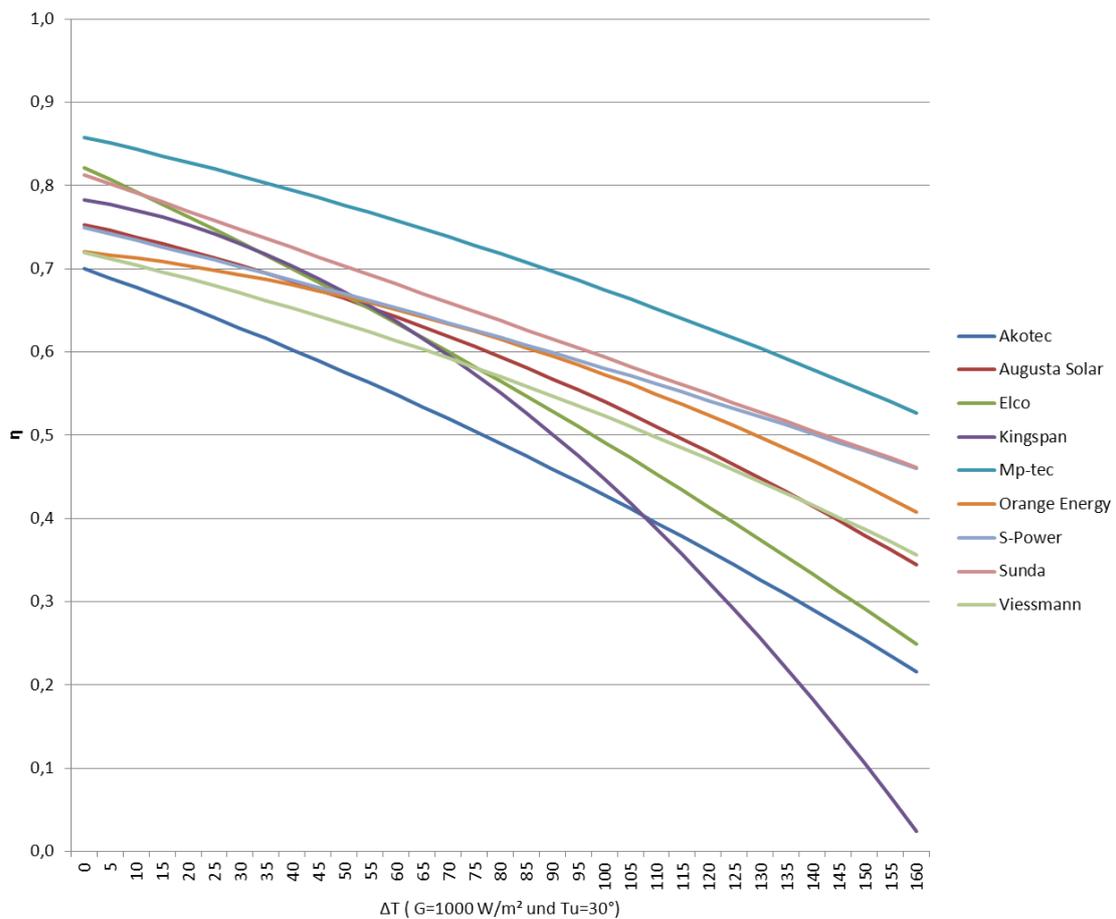


Abbildung 4-6: Einwandig-Kennlinien

Tabelle 4-VII: η_0 , a_1 , a_2 Werte für Flachkollektoren

Anbieter	η_0	a_1	a_2
doppelt abgedeckter Flachkollektor	0,806	2,58	0,009
einfach abgedeckter Flachkollektor	0,82	3,821	0,0108

Abbildung 4-7 zeigt die Kennlinien der Flachkollektoren, die im Vergleich zu Vakuumröhrenkollektoren stärker absinken und bei hohen Temperaturen niedrigen Wirkungsgrad haben.

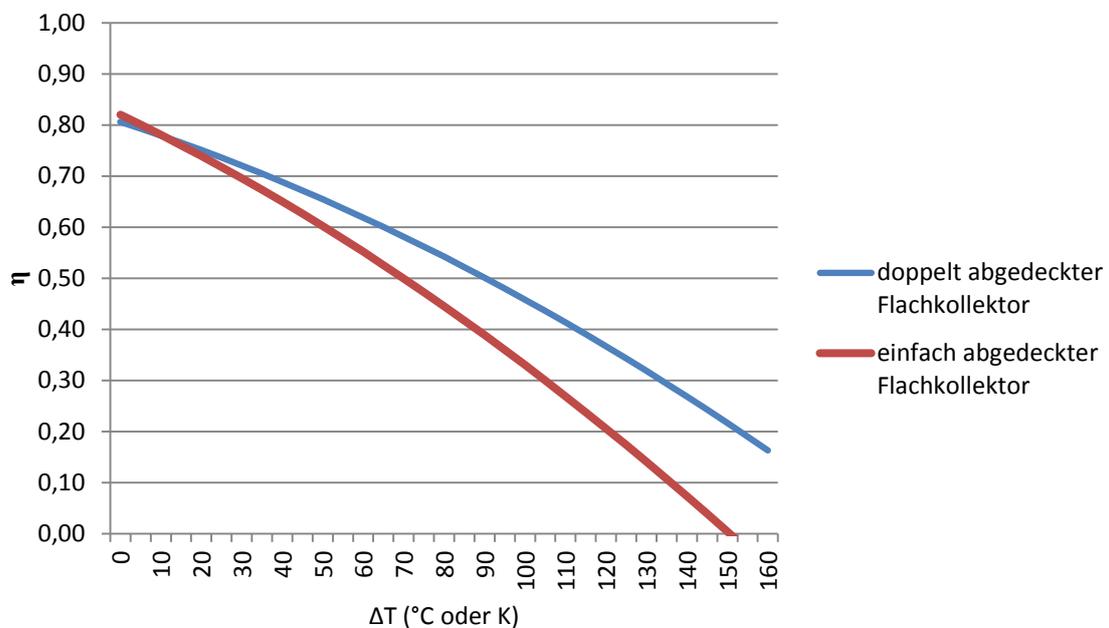


Abbildung 4-7: Flachkollektoren-Kennlinie

Abbildung 4-8 vergleicht die Kennlinie (30 Kollektoren) von zwei Hauptgruppen nach Röhrentypen, die einerseits Sydney und andererseits einwandig sind. Die punktierten Linien zeigen einwandige und durchgezogenen Linien zeigen Sydney-Röhrenkollektoren, und wie in dieser Abbildung zu sehen ist, haben die einwandigen Röhren bei $\Delta T=100$ einen Wirkungsgrad von 45% bis 68%, während dieser für Sydneyröhren zwischen 13% und 68% liegt. Einwandige Röhren sind im unteren Temperaturbereich günstiger, doppelwandige Röhre zeigen in höhere Temperaturbereich Vorteile.

Abbildung 4-9 stellt den Vergleich (34 Kollektoren) zwischen Heatpipe (punktiert) und direkt durchströmte (durchgezogen) Kollektoren dar, beide Typen ergeben sich Wirkungsgrade bei $\Delta T=100$ zwischen 15% und 69%.

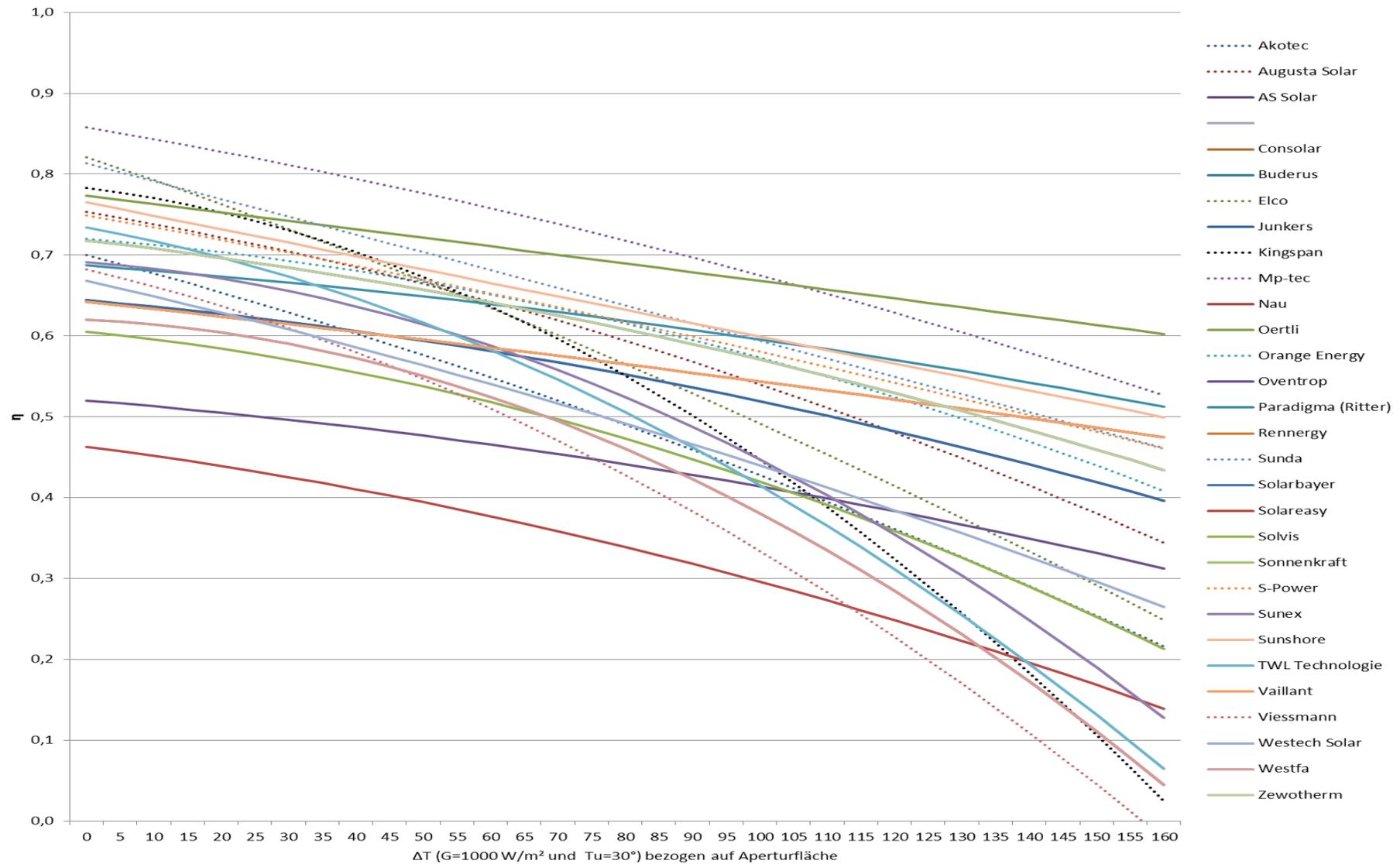


Abbildung 4-8: Vergleich der Kennlinien (Einwandig (punktiert) Vs. Sydney (durchgezogene))

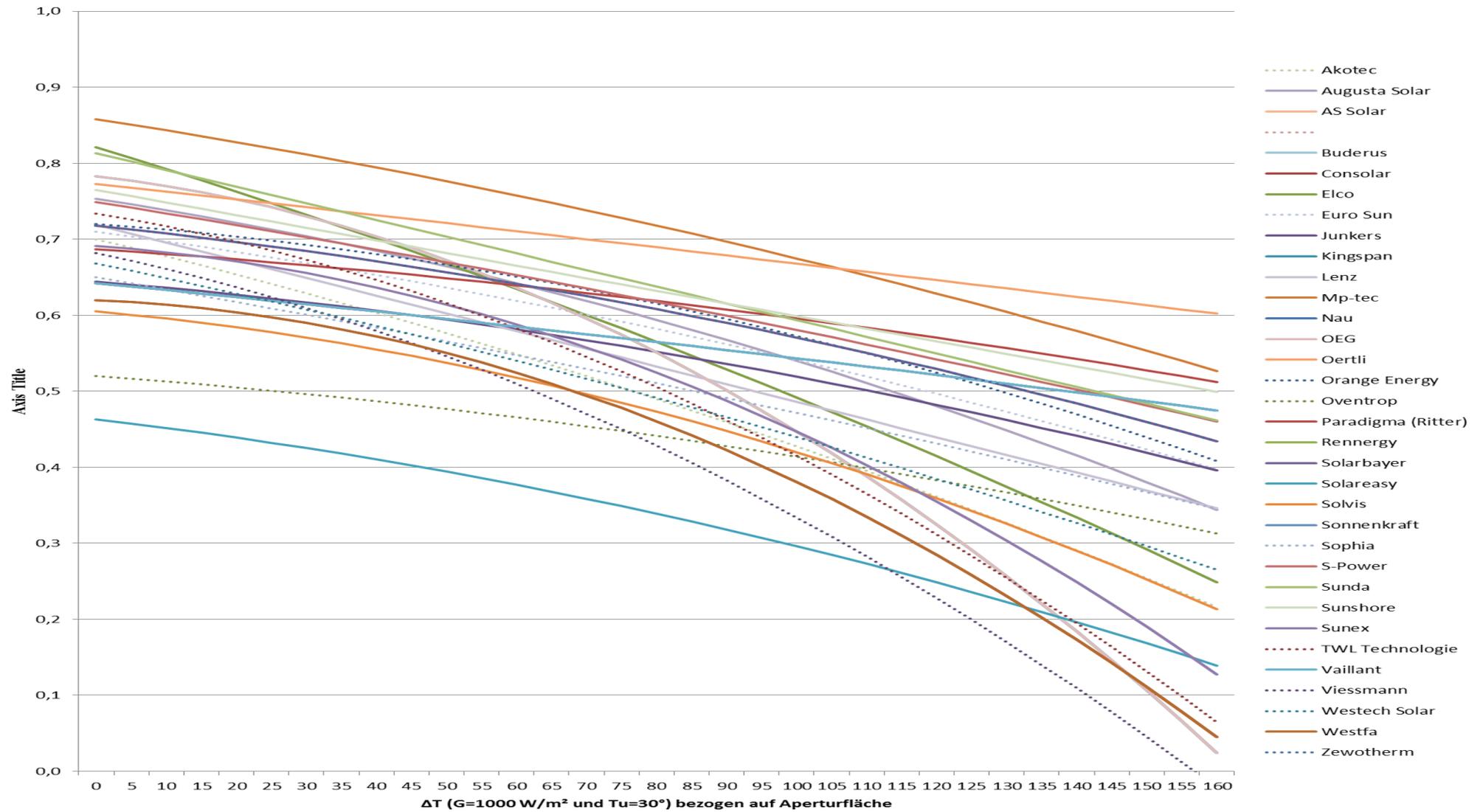


Abbildung 4-9: Vergleich der Kennlinie (Heat-Pipe (punktiert) Vs. direkt durchströmte (durchgezogen))

4.2.3 Richtungsabhängiger Einstrahlungskorrekturfaktor

Der richtungsabhängige Einstrahlungskorrekturfaktor „Incidence Angle Modifier (IAM)“ ist ein wichtiger Kennwert eines Kollektors, er zeigt die unterschiedlichen Strahlungswinkelfaktor von verschiedenen Kollektoren bei unterschiedlichen Einstrahlungswinkelfaktor. In den anschließenden Formeln 4-2 und 4-3 sind die Berechnungsschritte des IAM angeführt. Wo $\theta=0^\circ$ senkrechte Strahlung auf die Kollektorebene und $\theta=90^\circ$ waagerechte Strahlung bedeutet.

Für Flachkollektoren bzw. allgemein für alle Kollektoren:

$$K_{\tau\alpha} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \quad (4-2)$$

Für Vakuumröhrenkollektoren:

$$K_{\tau\alpha} = (K_{\tau\alpha})_t (K_{\tau\alpha})_l \quad (4-3)$$

Wo $(K_{\tau\alpha})_t$ für transversal und $(K_{\tau\alpha})_l$ für longitudinal Ausrichtung sind. **Abbildung 4-10** zeigt eine schematische Darstellung von einem Vakuumröhrenkollektoren und transversale und longitudinale Ausrichtung.

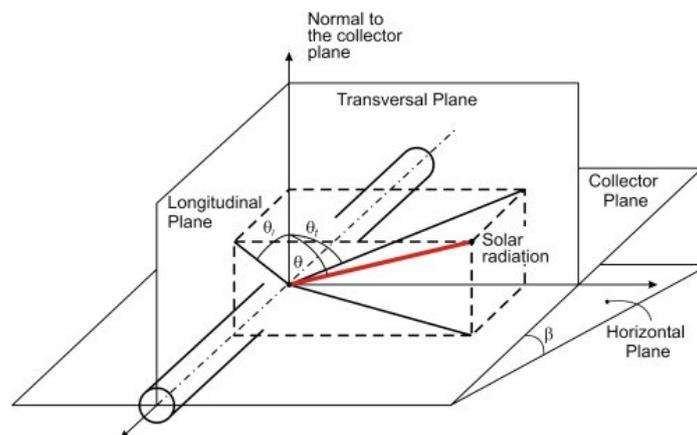


Abbildung 4-10: Geometrie eines Vakuumröhrenkollektors (E. Zambolina, 2012)

In **Tabelle 4-VIII** und **Tabelle 4-IX** sowie **Abbildung 4-11** und **Abbildung 4-12** sind die IAM-Werte von zwei Kollektoren beispielhaft für am Markt erhältliche Kollektoren dargestellt.

Tabelle 4-VIII: IAM von Brötje

Winkel	10	20	30	40	50	60
$K_{\theta}b_t$	1,01	1,02	1,04	1,04	0,99	0,9
$K_{\theta}b_l$	1	0,99	0,97	0,95	0,91	0,83

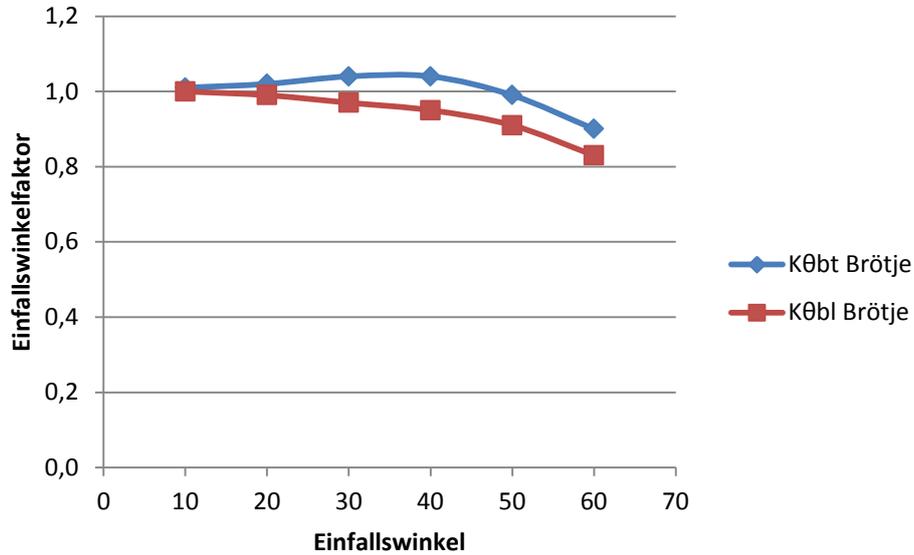


Abbildung 4-11: IAM von Brötje

Tabelle 4-IX: IAM von Paradigma

Winkel	10	20	30	40	50	60	70
$K_{\theta}b_t$	1,01	1,02	1,02	1,02	0,96	1,06	1,2
$K_{\theta}b_l$	1	0,99	0,97	0,94	0,9	0,86	0,85

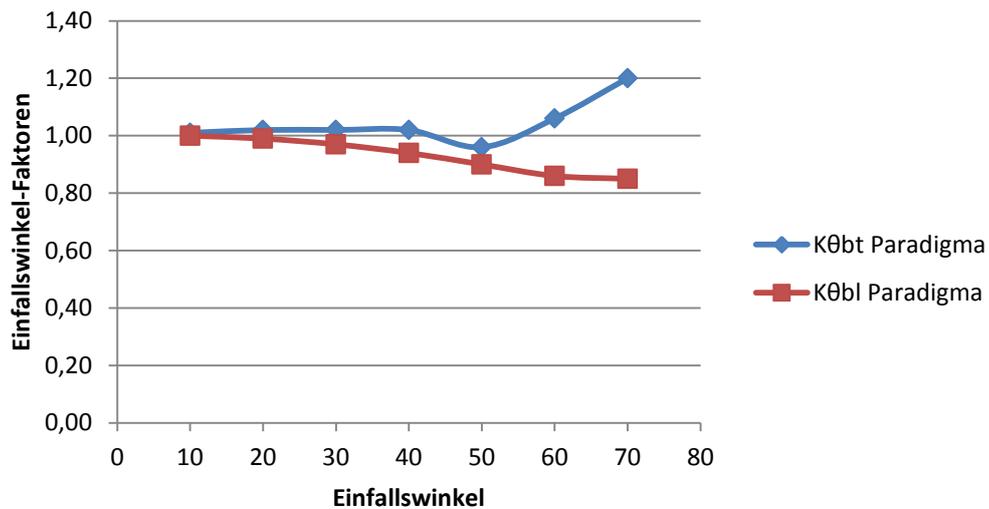


Abbildung 4-12: IAM von Paradigma

Wie **Abbildung 4-11** und **Abbildung 4-12** zeigen, entsprechen die Kurven einen typischen Verlauf von IAM-Faktor von Vakuumröhrenkollektoren, **Abbildung 4-11** zeigt die Kurve von „Brötje“ ohne CPC-Reflektor und **Abbildung 4-12** zeigt von „Paradigma“ mit CPC-Reflektor, wo die Kurve ab 50° ab steigt und diese Steigerung ist wegen eines CPC-Reflektors.

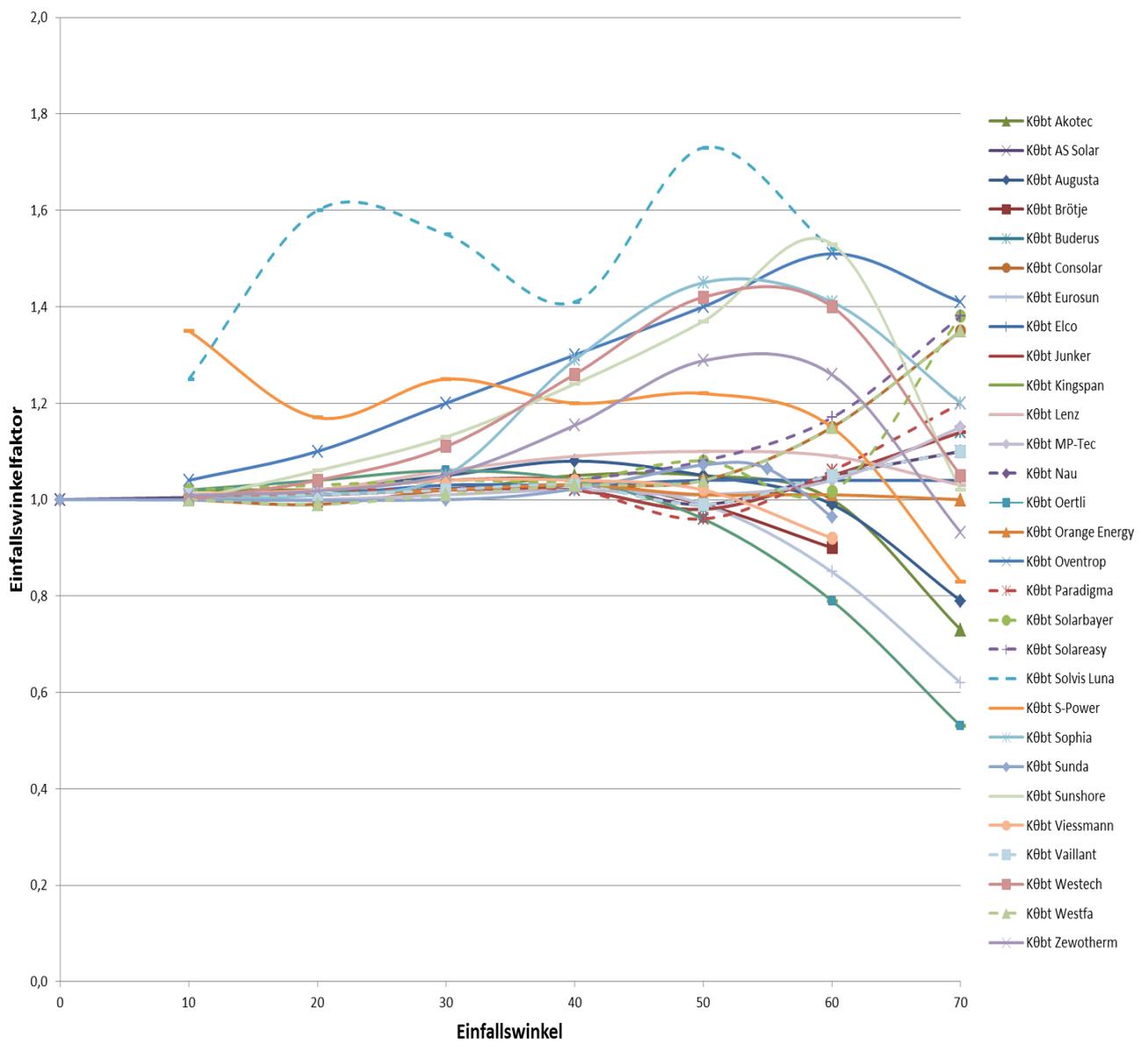


Abbildung 4-13: Köbt von Vakuumröhrenkollektoren (Strichlierte mit CPC-Reflektor)

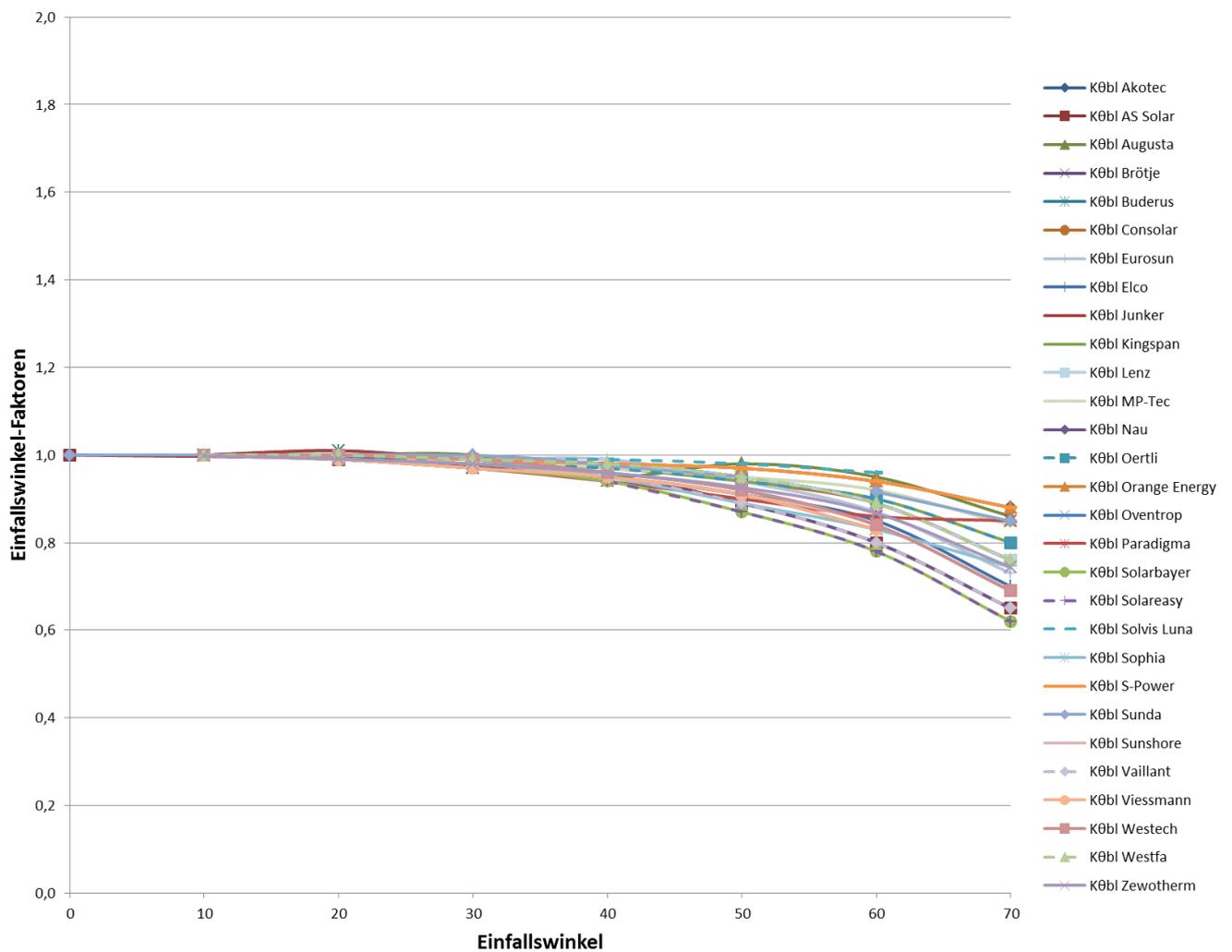


Abbildung 4-14: $K_{\theta b1}$ von Vakuumröhrenkollektoren (Strichliert mit CPC-Reflektor)

Abbildung 4-13 und Abbildung 4-14 zeigen, dass verschiedene Kollektoren (29 Kollektoren) wegen des unterschiedlichen Gestaltung des Absorbers (Material und Geometrie) und des Reflektors (mit oder ohne) unterschiedliche $K_{\theta bt}$ und $K_{\theta b1}$ haben. Die AS Solar, Westfa, Solvis Luna, Tubline CPC Ultra, Paradigma, Solareasy und Solarbayer haben CPC-Reflektor, die restlichen haben keinen CPC-Reflektor. Die IAM-Werte von allen Kollektoren sind nicht verfügbar.

4.2.4 Stagnationstemperatur

Als eine weiters wichtige physikalische Eigenschaft für Kollektoren wird die Stagnationstemperatur betrachtet. Diese liegt für die einzelnen Vakuumröhren je nach Kollektorart zwischen 155°C und 340°C. Abbildung 4-15 zeigt die Stagnationstemperaturen von verschiedenen Vakuumröhrenkollektoren, welche aktuell am Markt erhältlich sind. Die

Stagnationstemperatur wurde nach EN 12975-1 bei einer Einstrahlung von $G=1000 \text{ W/m}^2$ und einer Umgebungstemperatur von $30 \text{ }^\circ\text{C}$ ermittelt.

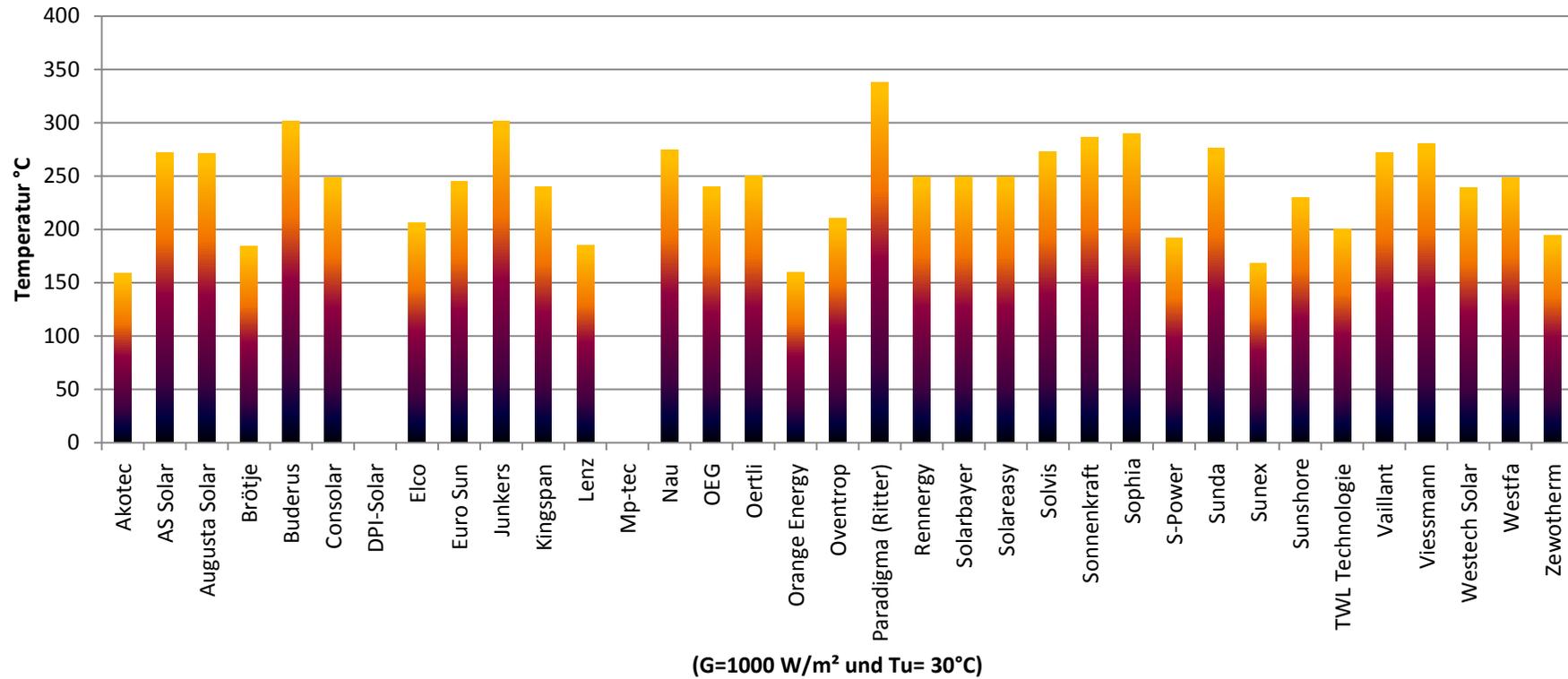


Abbildung 4-15: Stagnationstemperatur (nach Herstellerangaben)

4.2.5 Effektive Wärmekapazität

Nach EN 12975 ist die effektive Wärmekapazität definiert als „Die effektive Wärmekapazität (C_{eff}) des Kollektors C (angegeben in JK^{-1}) ist als die Summe der Produkte der Masse m_i (in kg), der spezifischen Wärmekapazität C_i (in $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) und eines Wichtungsfaktors P_i aller Kollektorbestandteile (Glas, Absorber, enthaltene Flüssigkeit, Wärmedämmung) zu berechnen.“ C_{eff} wurde entweder berechnet oder am Prüfinstitut gemessen.

$$C = \sum_i P_i m_i C_i \quad (4-4)$$

Tabelle 4-X: Werte für Wichtungsfaktoren (EN 12975)

Bauteil	P_i
Absorber	1
Wärmedämmung	0,5
Wärmeträger	1
äußere Abdeckung	$0,01 \cdot a_1$
Zweite Abdeckung	$0,2 \cdot a_1$
Dritte Abdeckung	$0,35 \cdot a_1$

Wie in der **Tabelle 4-X** steht, ist der Wichtungsfaktor zwischen 0 und 1 und nach EN 12975 der Wichtungsfaktor P_i berücksichtigt die Tatsache, dass bestimmte Bauteile nur teilweise an der thermischen Trägheit des Kollektors beteiligt sind. C_{eff} bestimmt die Zeit, die für Erwärmung in der instationären Phase vergeht, bis die thermische Speichermasse des Kollektors erwärmt wird und der Kollektorkreis im Betrieb geht, d.h. mit geringeren Werten von C_{eff} braucht der Kollektor weniger Zeit um erwärmt zu werden.

Die **Abbildung 4-16** zeigt die Wärmekapazitäten von verschiedenen Vakuumröhrenkollektoren, die nach der zuvor erwähnten Definition berechnet wurden und vom Prüfinstitut zur Verfügung gestellt wurden.

Die Wärmekapazitäten liegen zwischen 3,2 ($\text{kJ/m}^2\text{K}$) Brötje und 164 ($\text{kJ/m}^2\text{K}$) von Sunshore.

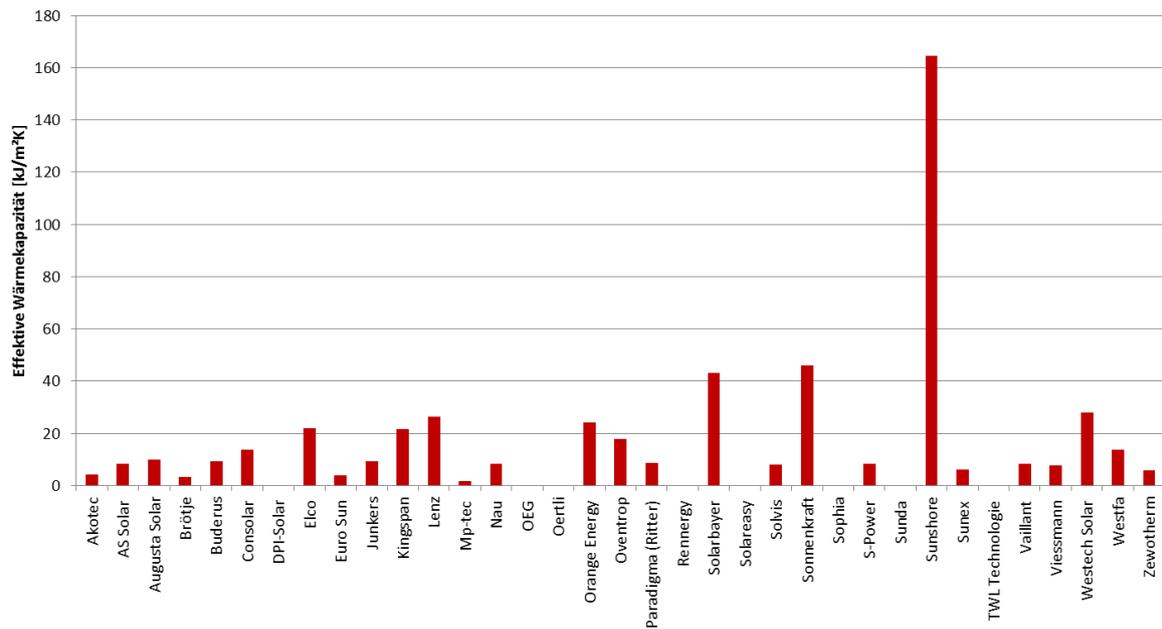


Abbildung 4-16: C_{eff} für Kollektoren, bezogen auf Aperturfläche (nach Herstellerangaben)

4.2.6 Ökonomische Bewertung

Der Preis als wichtigster Parameter für eine ökonomische Bewertung der unterschiedlichen Kollektoren wird vom Hersteller in unterschiedlichen Formen z.B. €/m² (pro Bruttofläche) oder €/Modul zur Verfügung gestellt. Wie **Abbildung 4-17** zeigt, gibt es je nach Kollektorenart (ohne oder mit CPC, Absorberbeschichtung, ...) unterschiedlich Preise. Um eine gute ökonomische Bewertung zu erreichen, wird die Lebensdauer des Kollektors auch berücksichtigt. Es wird angenommen, dass die Garantie (je nach Hersteller für Glasbruch, Vakuum des Rohres und etc.) der Kollektoren diesen Kennwert am besten zeigt. In **Abbildung 4-17** wird die Garantie und der Preis von verschiedenen Kollektoren verglichen, und wie **Abbildung 4-17** zeigt, gibt es große Unterschied zwischen den billigsten und den teuersten Kollektoren (150 €/m² und 810 €/m²).

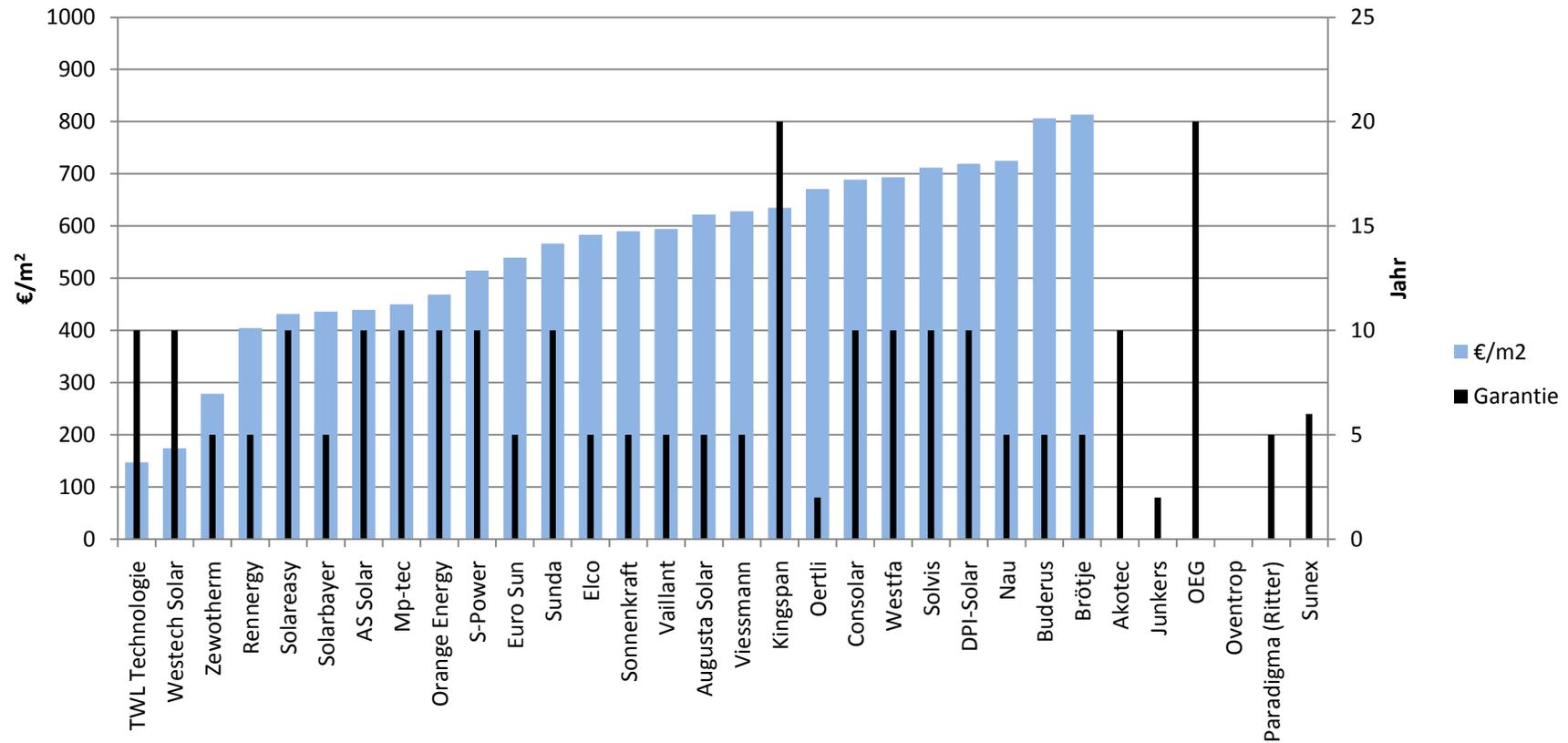


Abbildung 4-17: Bruttolistenpreis pro Bruttofläche und Garantie (2012) (nach Herstellerangaben)

Um einen besseren Vergleich zu haben, zeigen **Abbildung 4-18** und **Abbildung 4-19** den Vergleich von Wirkungsgrad der verschiedenen Kollektoren bei ΔT von 100 und 150 mit den Kosten. Wie die Abbildungen zeigen, ist der Wirkungsgrad nicht abhängig vom Preis bzw. gibt es Kollektoren mit günstigerem Preis aber mit höherem Wirkungsgrad (η). Der Preis von allen Kollektoren können nicht erhoben werden.

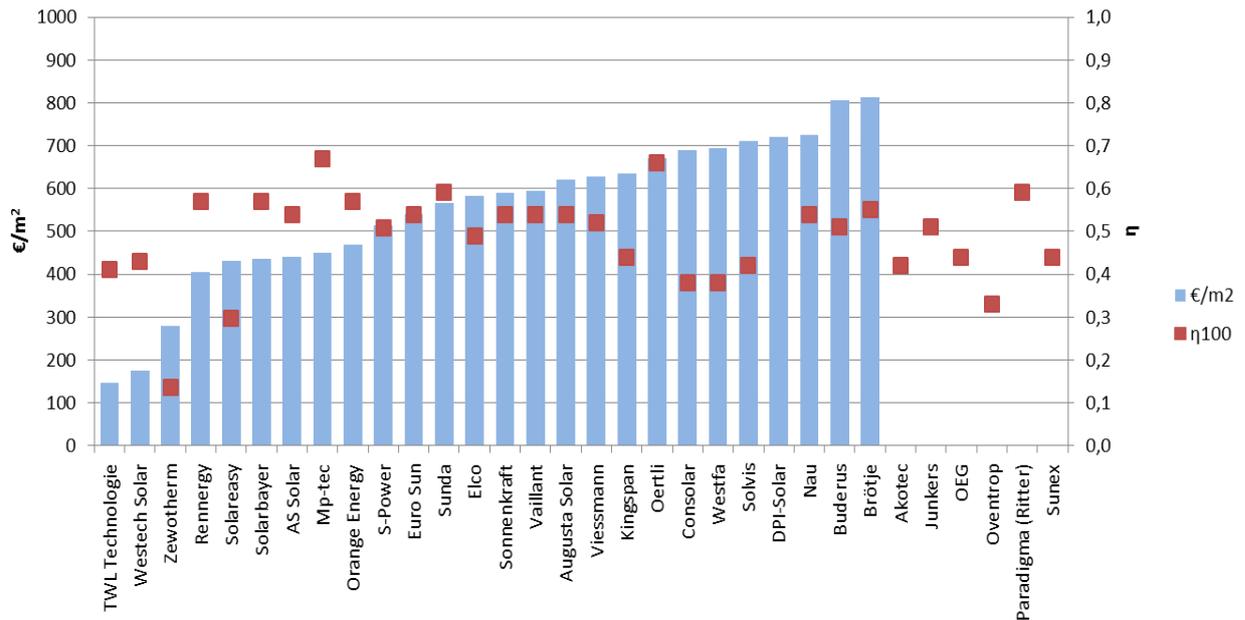


Abbildung 4-18: Preis (2012) Vs. Wirkungsgrad ($\Delta T=100$)

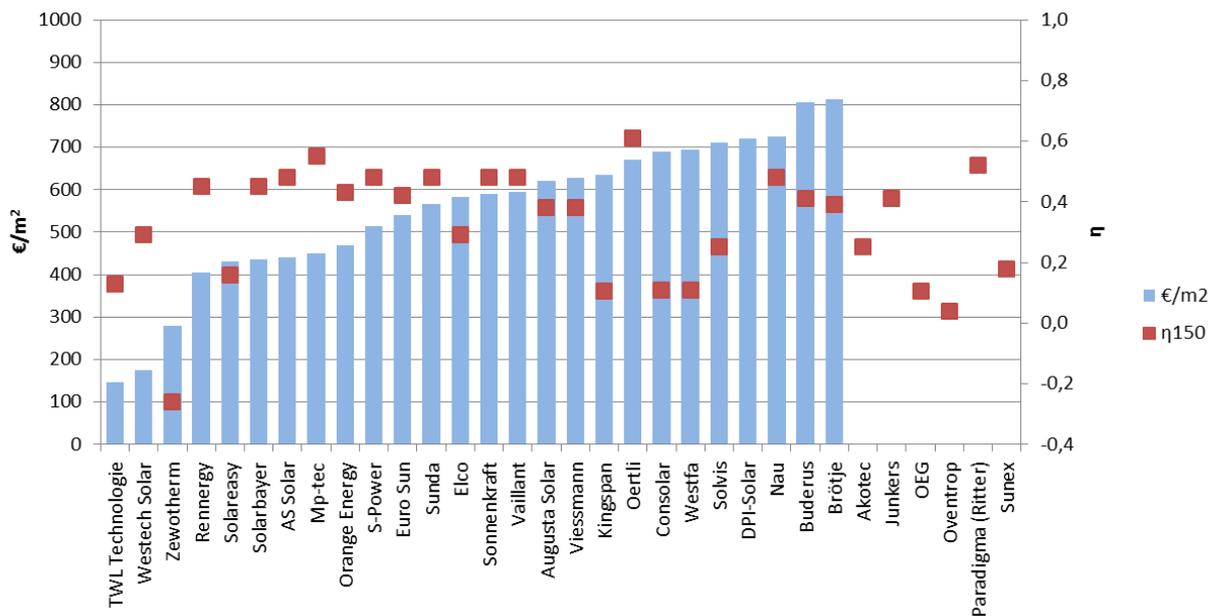


Abbildung 4-19: Preis (2012) Vs. Wirkungsgrad ($\Delta T=150$)

4.2.7 Absorberbeschichtung und Reflektoren

Um die Sonnenstrahlung am besten auf das Arbeitsmedium zu übertragen, wird ein beschichtetes Absorberblech und ggf. CPC-Reflektoren verwendet. CPC-Reflektoren sind je nach Kollektorart nicht obligatorisch. Die Kollektoren die auf dem Markt sind, haben verschiedenen Arten von Absorbern und Reflektoren mit unterschiedlichen Materialien. Für die Absorberschichtung sind dies Materialien wie TiNO_x (Titan Nitrid Oxid), AlN/Al, selektive, SS-Aln/Cu (SS-Aln/Cu ist auch als 3-Targen bekannt) und die haben $\epsilon < 0,05$ und für Reflektoren werden die Materialien Aluminium, keramisch beschichtet, Edelstahl oder Mirosun verwendet. **Abbildung 4-20** zeigt die verschiedenen Formen der Absorber, die entweder rohrförmig (beschichtete Glasröhre mit Wärmeleitblech zu mit Wärmeträgermedium gefülltem Rohr) oder streifenförmig (beschichtetes Absorberblech) sind. Der Streifenabsorber kann entweder flach oder gewölbt bzw. geneigt ausgeführt sein.

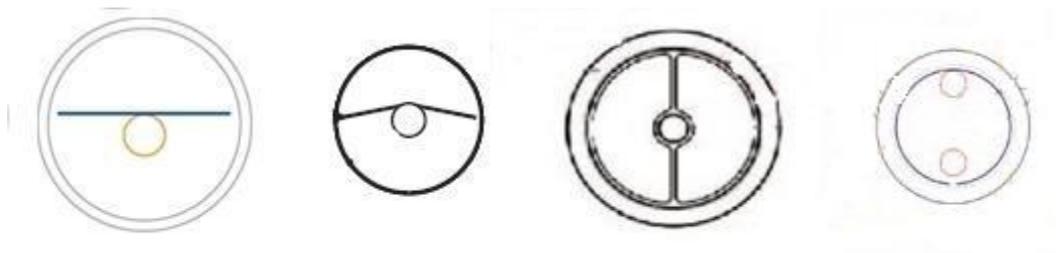


Abbildung 4-20: Unterschiedliche Formen von Absorber und Wärmeleitblech

Abbildung 4-21 zeigt eine schematische Darstellung von einer Vakuumröhre mit CPC-Reflektor und U-förmiges Rohr.

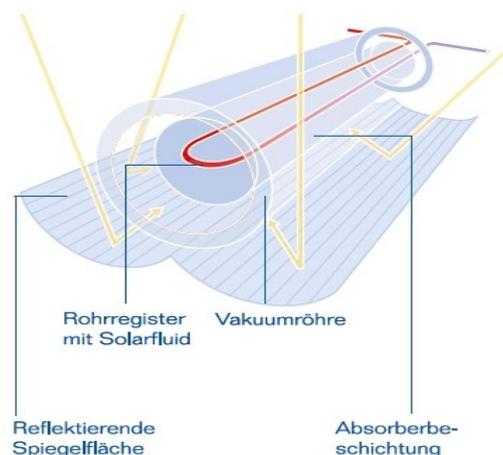


Abbildung 4-21: Schematische Darstellung von Vakuumröhrenkollektor mit CPC-Reflektor (Buderus, 2012)

4.2.8 Einfluss des Aufbaus auf richtungsabhängige Einstrahlungskorrekturfaktoren

Jedes Produkt hat seine spezifischen IAM-Werte, welche abhängig vom Aufbau und der Struktur des Kollektors bzw. dem Reflektor, Absorber, etc sind. Für Vakuumröhrenkollektoren gibt es zwei verschiedene IAM-Werte, die transversal und longitudinal sind. **Abbildung 4-22** und **Abbildung 4-23** zeigen die IAM-kurven von verschiedenen Produkten. Normalerweise gehen die Kurven ab 50° Einfallswinkel nach unten, für Kollektoren mit CPC-Reflektor steigen die Werte ab 50° Einfallswinkel an. Wie die **Abbildung 4-22** zeigt, sehen viele Kurven für Transversal ähnlich aus, aber es gibt manche Ausnahmen. Die Ausnahmen wurden genauer studiert (Produktkataloge lesen und mit Hersteller oder Prüfinstitut Kontakt haben) und manche Gründe wurden auch gefunden. Z.B. die Kurve von „Solvis-Luna“ und „S-Power“ sehen Sinusförmig aus. „Solvis-Luna“ hat einen einzigartigen Reflektor, und „S-Power“ hat wellenförmiges und leicht abfallendes Absorberblech, deshalb haben diese bei einem Einfallswinkel von 10° einen Wert größer als 1. Wie oben erwähnt, steigt die Kurve von „Paradigma“ ab 50° an, da ein Reflektor verwendet wird.

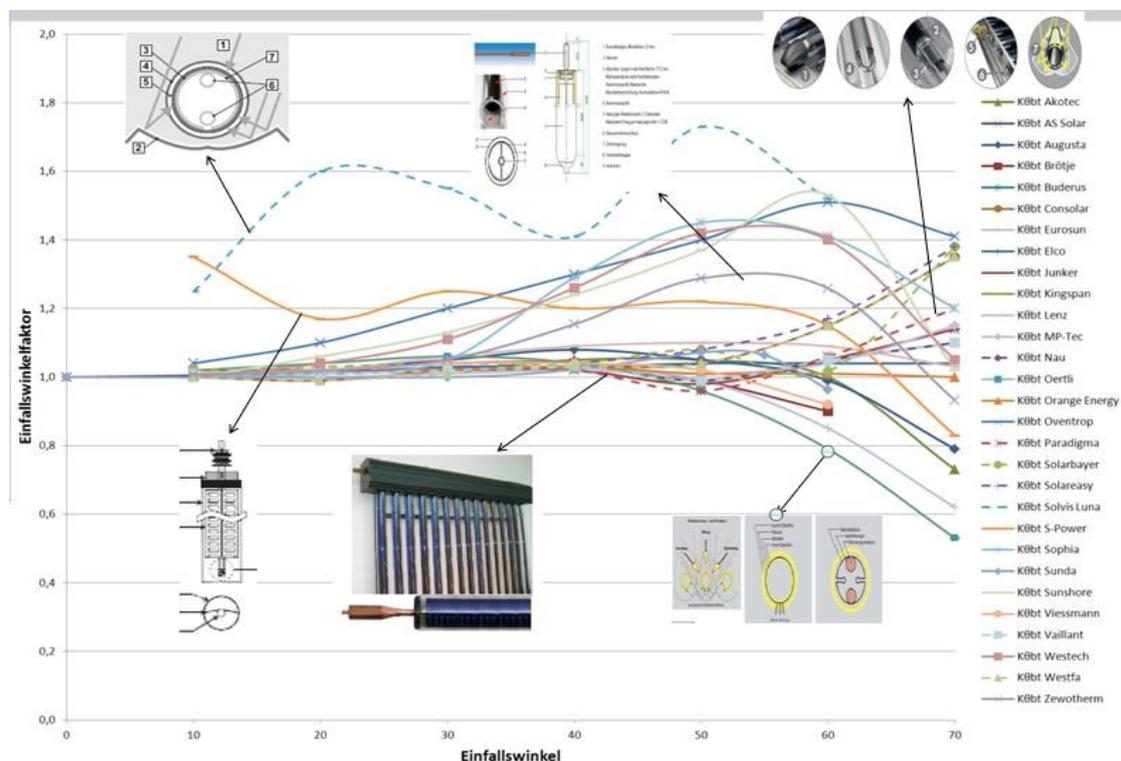


Abbildung 4-22: $K_{\beta bt}$ von Vakuumröhrenkollektoren und Struktur von Kollektoren

Abbildung 4-23 zeigt die Longitudinalkurven der IAM-Werte. Die Kurven haben alle fast den gleichen Verlauf, aber es gibt manche Ausnahme z.B. „Paradigma (Aqua Plasma)“. „Paradigma (Aqua Plasma)“ ist ein Sydney-Rohr mit innenrohrbeschichtetem Absorber, und speziell gestalteten Reflektor.

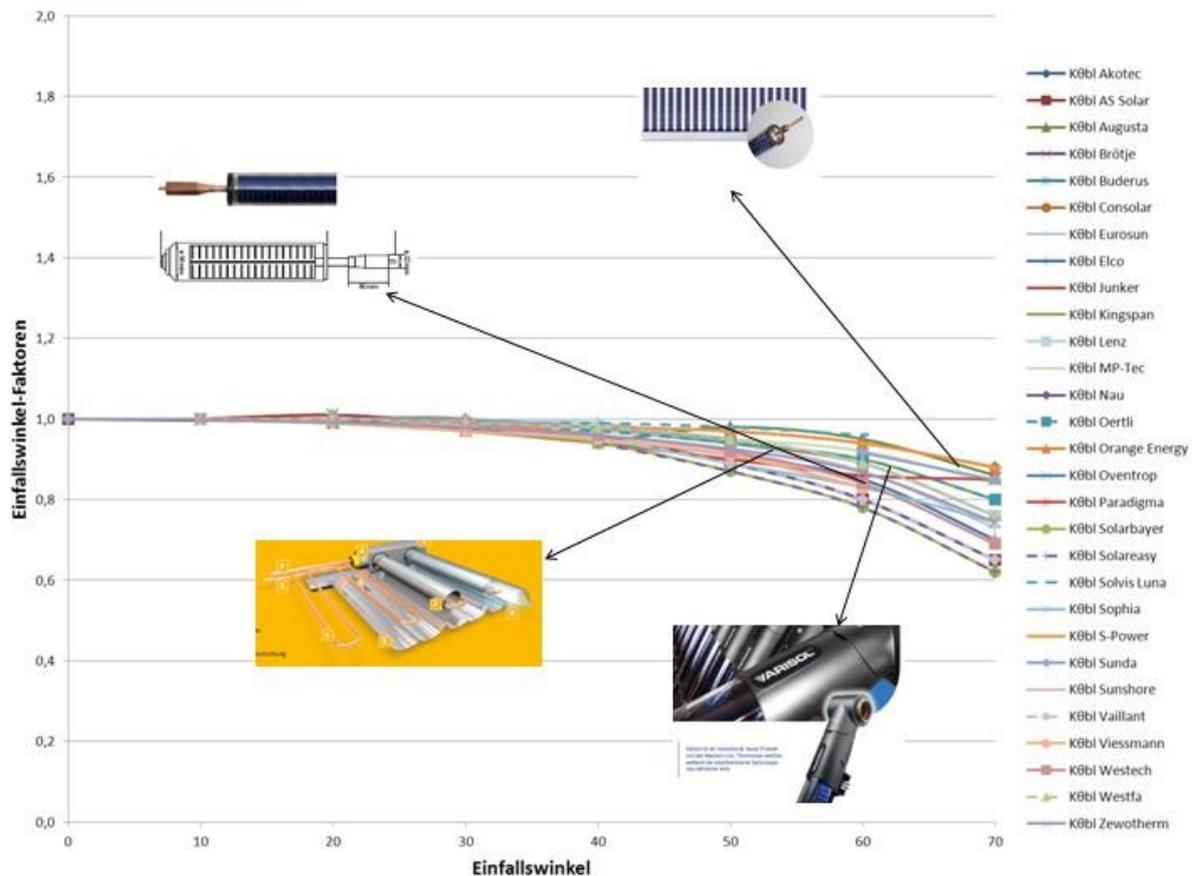


Abbildung 4-23: Köbl von Vakuumröhrenkollektoren und Struktur von Kollektoren

Abbildung 4-24 zeigt den Wirkungsgrad aller Kollektoren abhängig vom ΔT . Viele Kollektoren haben für das Ziel des Projekts (Temperaturbereich von 80-120°C) einen guten Wirkungsgrad. Und die Kollektoren mit einzigartigem Aufbau haben auch nicht guten Wirkungsgrad in dem Bereich.

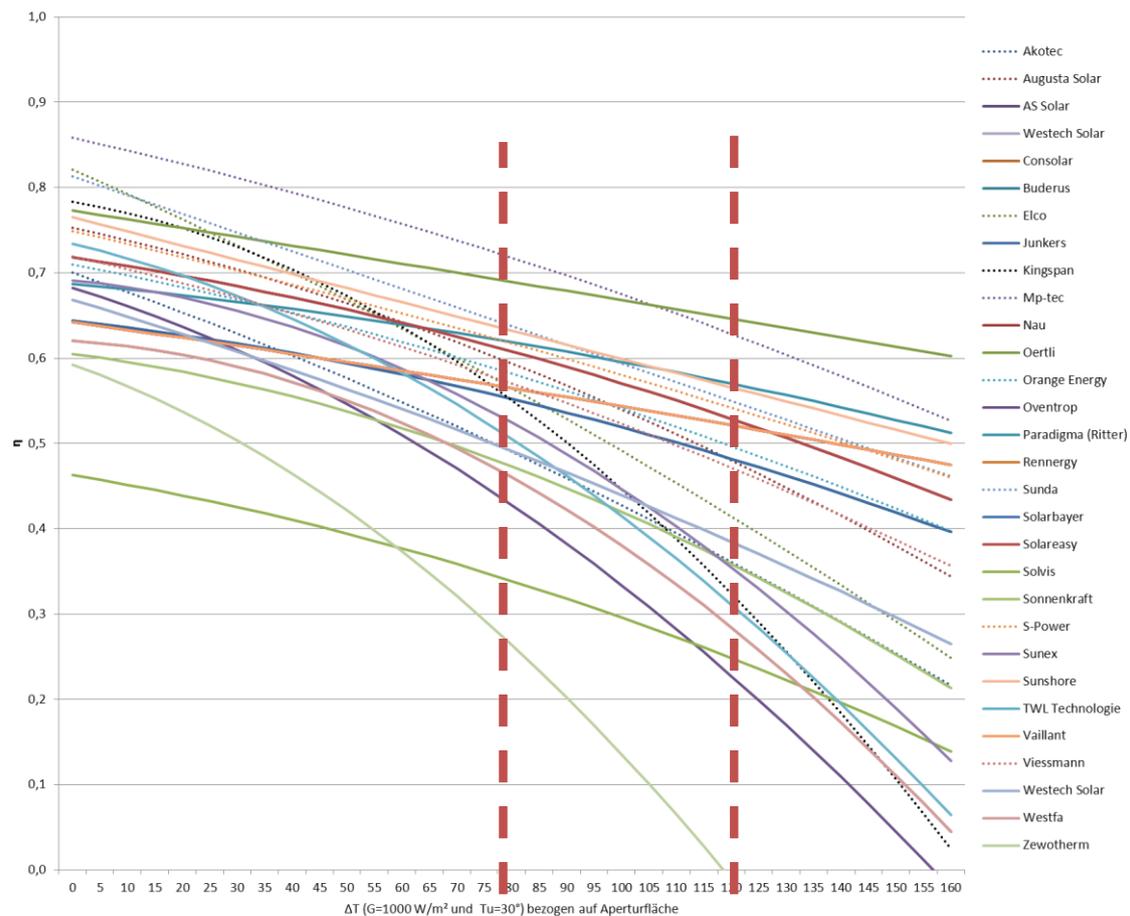


Abbildung 4-24: Kollektorkennlinien (Einwandig(punktiert) Vs. Sydney(durchgezogene))

4.2.9 Simulation

Es stellt sich die Frage, welchen Einfluss die Kollektorkonstruktion (Geometrie, Absorberblech und Reflektoren) auf den Wirkungsgrad des Kollektors hat. Um dieser Frage zu beantworten, wurden in nächsten Schritt die Kollektoren mit oben genanntem Aufbau und ausgewählten Kollektoren mit der Software Polysun simuliert. Als Annahmen für die Simulation wurde folgende Daten auf Basis interne Besprechungen ausgewählt. Als Standort wurde Wien gewählt, Bruttogesamtfläche ist 100 m², Eintrittstemperatur 120 °C, Austrittstemperatur 100 °C, und die Heizlast mit einer Leistung von 500 kW. Die ausgewählten Kollektoren haben unterschiedliche Aufbau, IAM-Werte und Wirkungsgrad. **Tabelle 4-XI** stellt die Liste von ausgewählten Kollektoren, die aufgrund verschiedener Konstruktionen unterschiedliche IAM-Werte haben, dar. Um den Einfluss der IAM-Werte bzw. Kollektorkonstruktion zu studieren, die waren Hauptkriterien für die Kollektorauswahl. Simulation wurde mit verschiedenen Anstellwinkel des Kollektorsfeldes (0°, 30°, 45°, 60°

und 90°) und zwei unterschiedlichen Rotationen (0°= vertikal, 90°= horizontal) durchgeführt. Am Ende der Simulation wurde der Jahresertrag der Kollektoren bewertet.

Tabelle 4-XI: Liste von ausgewählten Kollektoren

Anbieter	Heat-Pipe	direkt durchströmt	Einwandig	Doppelwandig (Sydney)
Kingspan		x	x	
Lenz		x		
Nau		x		x
Orange Energy	x		x	
Oventrop	x			x
Paradigma		x		x
Solarbayer		x		x
Solvis		x		x
S-Power		x	x	
Sunshore		x		x
Westech Solar	x			x
Westfa		x		x
Zewotherm	x			x

Abbildung 4-25 zeigt das Anlagenschema der Simulationssoftware mit allen Komponenten, Anstellwinkeln, Eintritts – und Austrittstemperatur und Leistung des Kessels, sowie Informationen zur Last.

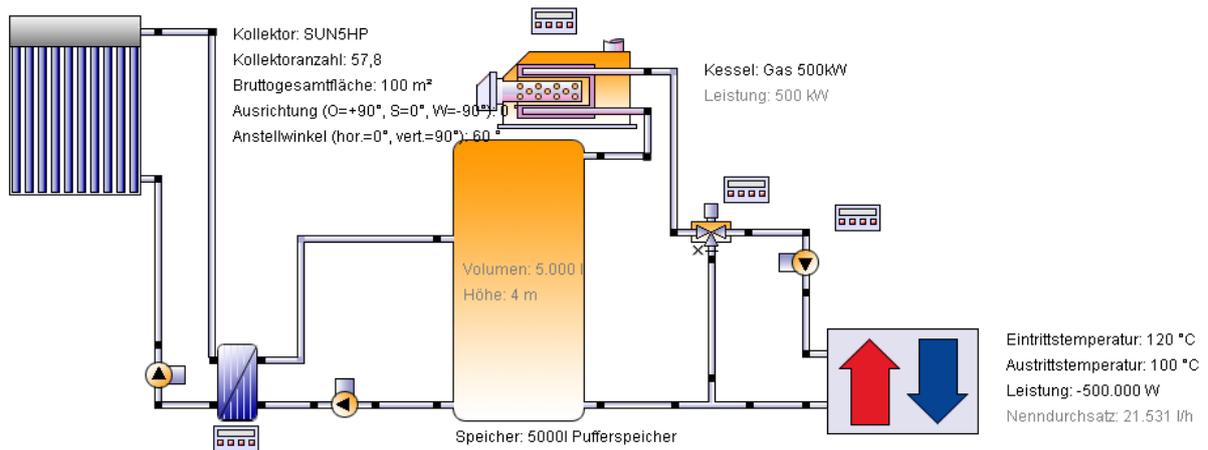


Abbildung 4-25: Das Schema von Simulation

In der **Tabelle 4-XII** wurde der Jahresertrag bei verschiedenen Anstellwinkeln und Rotationen mit den Angaben zu Bruttofläche und Aperturfläche beispielhaft für „Nau“ dargestellt. Die Werte von Q_{sol} [kWh/m²] in allen Diagrammen sind bezogen auf Aperturfläche.

Tabelle 4-XII: Solarertrag von Nau

Rotation	Anstellwinkel	Q sol [kWh]	Qsol [kWh/m ² a] (Bruttofläche)	Q sol [kWh/m ² a] (Aperturfläche)
0	0	23498	235	266
0	30	29394	294	333
0	45	28732	287	326
0	60	26015	260	295
0	90	17813	178	202
90	0	25970	260	294
90	30	34001	340	385
90	45	33370	334	378
90	60	28764	288	326
90	90	7057	70	80

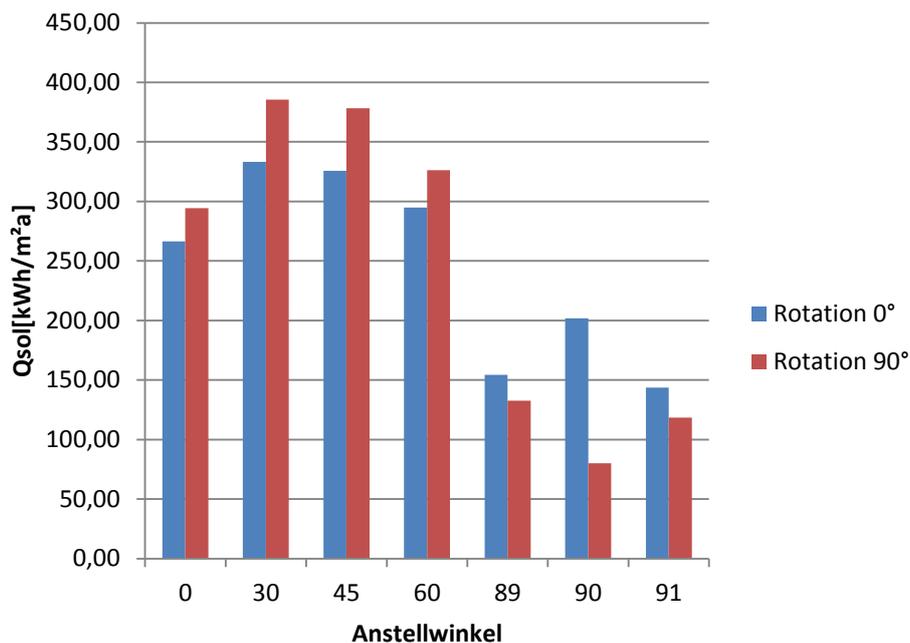


Abbildung 4-26: Jahresertrag von Nau

Wie **Abbildung 4-26** zeigt, gibt es unterschiedliche Erträge mit zwei verschiedenen Anstellwinkeln und Ausrichtungen, wobei Vertikalausrichtung „Rot“ und Horizontalausrichtung „Blau“ gefärbt sind. Mit Anstellwinkeln von 30°, 45° und 60° hat das System einen besseren Ertrag.

Wie **Abbildung 4-26** zeigt, steigt der Jahresertrag bei Anstellwinkel von 0° bis 45° und sinkt bei Winkeln von 45° bis 90° ab. Wichtig ist der unterschiedliche Jahresertrag von verschiedenen Kollektoren. Mit den Werten der Kollektorkennlinien ist das Ergebnis von der Simulation evaluierbar.

Da es bei Simulationsergebnissen bei manchen Produkten große Unterschied zwischen Jahresertrag mit Anstellwinkel von 90° und anderen Anstellwinkeln war, wurde die Simulation mit 1° weniger und 1° mehr (89° und 91°) durchgeführt. Der Vergleich zwischen diesen Variante (89°, 90° und 91°) zeigt, dass es für manche Produkte große Unterschied zwischen den Werten gibt. Z.B. für „Westech“ oder „Nau“ sinkt der Jahresertrag mit dem Anstellwinkel von 90° um die Hälfte verglichen mit 89° und 91° ab.

Um eine bessere Übersicht zu den Jahreserträgen der Kollektoren zu haben, wurde Q_{sol} von Kollektoren mit Anstellwinkeln von 0°, 30°, 45°, 60° und 90° verglichen. **Abbildung 4-27**, **Abbildung 4-28**, **Abbildung 4-29**, **Abbildung 4-30** und **Abbildung 4-31** zeigen den Jahresertrag von den Kollektoren aus **Tabelle 4-XI**.

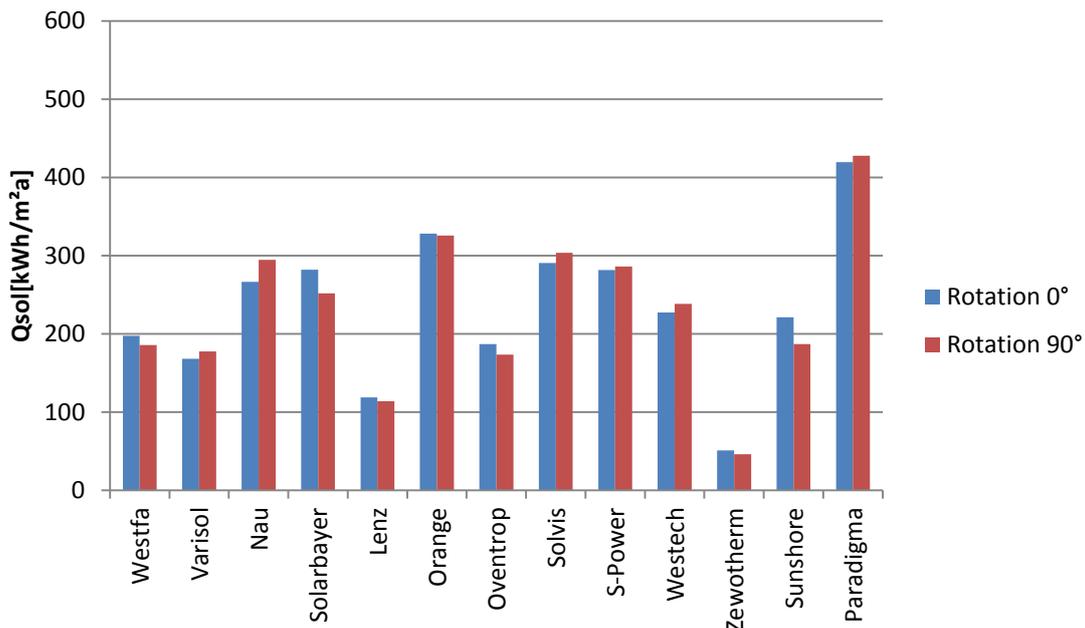


Abbildung 4-27: Jahresertrag der Kollektoren mit 0° Anstellwinkel

Abbildung 4-27 zeigt den Ertrag mit 0° Anstellwinkel (auf dem Dach). Es gibt großen Unterschied zwischen den Kollektoren. Der beste Ertrag erträgt 750 kWh/m² und ca. 50 kWh/m² beträgt der schlechteste Ertrag. Verschiedene Rotationen haben weniger Einfluss auf den Ertrag.

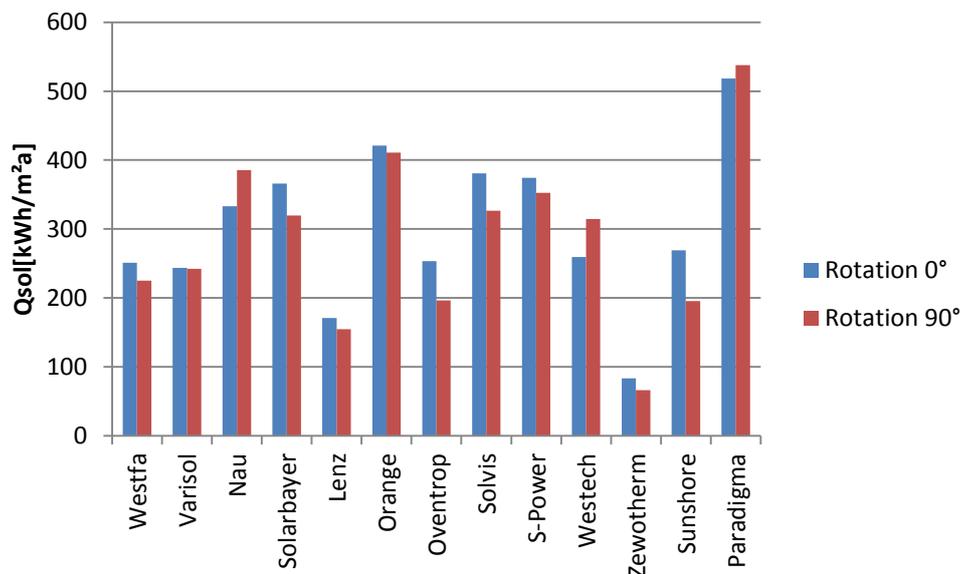


Abbildung 4-28: Jahresertrag der Kollektoren mit 30° Anstellwinkel

In **Abbildung 4-28** wurde der Ertrag von Kollektoren mit 30° Anstellwinkel betrachtet und der beste Ertrag beträgt 950 kWh/m² und der schlechteste liegt ca. 70 kWh/m². Die Rotation hat

weniger Einfluss und es ist nicht möglich, dass genau sagen, ob die Rotation erhöht den Ertrag oder nicht. Dazu müssten weitere Untersuchungen angestellt werden.

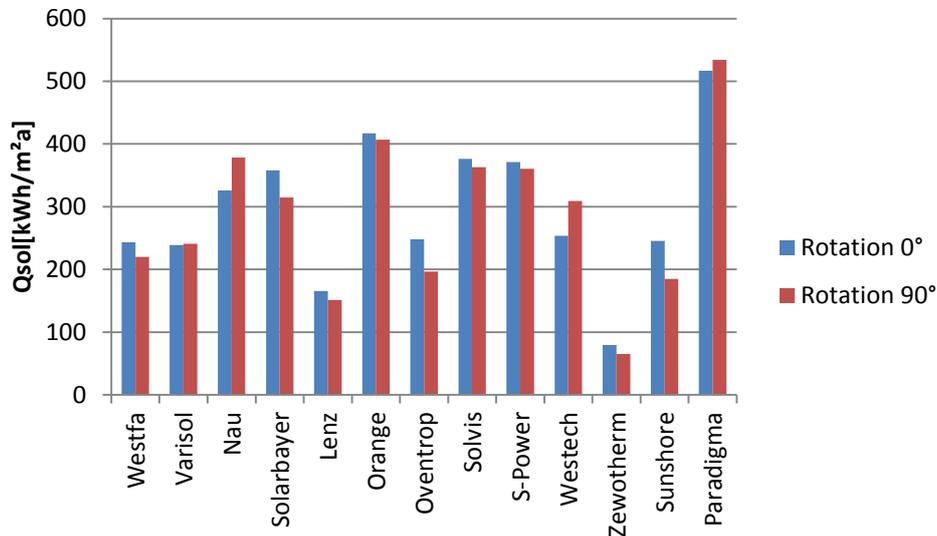


Abbildung 4-29: Jahresertrag der Kollektoren mit 45° Anstellwinkel

Der Jahresertrag mit einem Anstellwinkel von 45° wurde in **Abbildung 4-29** gezeigt und die besten und schlechtesten Erträge sind 900 kWh/m² und 80 kWh/m². Der Ertrag der Kollektoren mit unterschiedlichen Rotationen ist ähnlich und es gibt keinen großen Unterschied.

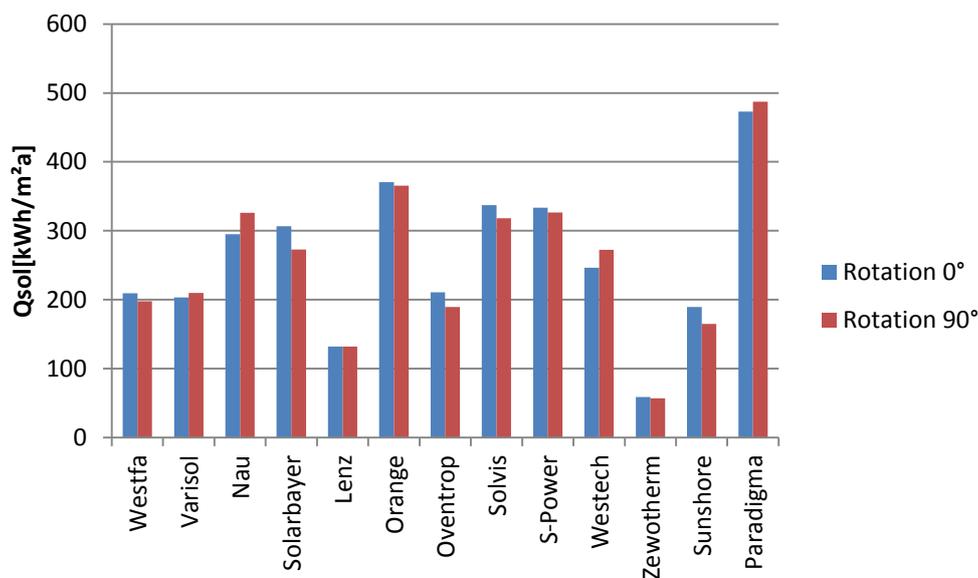


Abbildung 4-30: Jahresertrag der Kollektoren mit 60° Anstellwinkel

Abbildung 4-30 stellt den Ertrag von Vakuumröhrenkollektoren mit einem Anstellwinkel von 60° dar. Der Unterschied zwischen dem besten Ertrag (850 kWh/m^2) und schlechteste (55 kWh/m^2) ist ca. 800 kWh/m^2 .

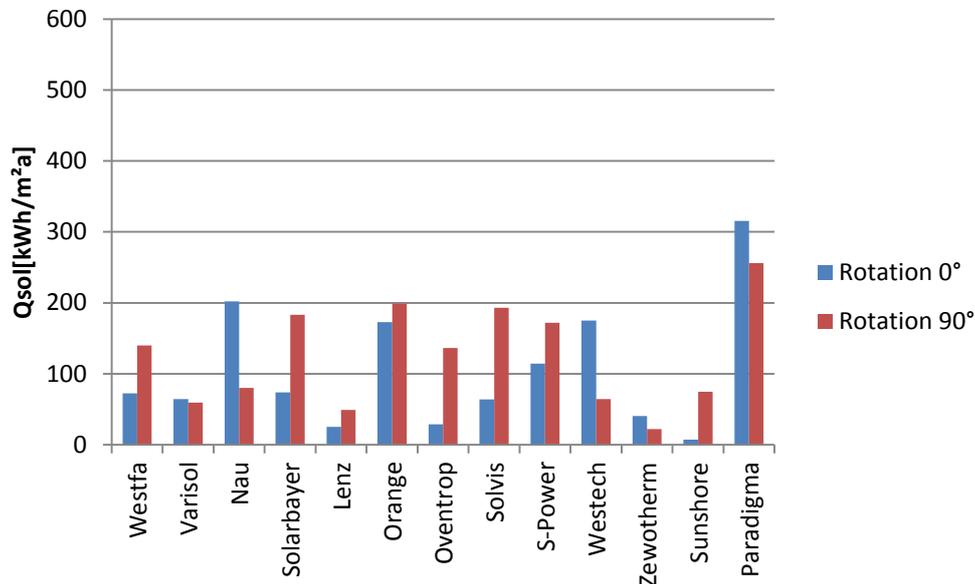


Abbildung 4-31: Jahresertrag der Kollektoren mit 90° Anstellwinkel

Abbildung 4-31 zeigt den Ertrag der Kollektoren mit 90° Anstellwinkel. Der Anstellwinkel ist als „Fassadenkollektor“ bekannt und es hat in Vergleich zu anderen Anstellwinkel niedriger Ertrag. Die Rotation hat bei diesem Anstellwinkel großen Einfluss auf den Ertrag und wie Abbildung zeigt, gibt es großen Unterschied zwischen 0° und 90° Rotation.

Die Ergebnisse der Simulationen sind:

- Neigungswinkel von 45° höchste Erträge.
- Paradigma erzielt den höchsten Kollektorertrag im Vergleich zu anderen Kollektoren, nicht zuletzt auf Grund der höheren Aperturfläche bezogen auf die Bruttofläche.
- Bei einer Neigung des Kollektorfeldes von 90° weisen 8 Kollektoren bei 90° Rotation einen höheren Ertrag auf, bei 4 Kollektoren wird der Ertrag bei 90° Rotation reduziert.
- Der Einfluss der Ausrichtung (Rotation $0/90^\circ$) zeigt eine Auswirkung auf den Kollektorertrag, ist jedoch sehr unterschiedlich (positive und negative Ausrichtung).

4.2.10 Einfluss der effektiven Wärmekapazität des Kollektor (C_{eff}) auf den Solarertrag

Um den Einfluss der effektiven (dynamischen) Wärmekapazität des Kollektors (C_{eff}) auf den Solarertrag des Kollektors zu berücksichtigen, wurden beispielhaft zwei Kollektoren ausgewählt - Sunshore (direkt durchströmt, vollständig gefüllt) und Westech (Heat-Pipe) und mit der Software Polysun simuliert. „Sunshore“ hat im Vergleich zu anderen Kollektoren den höchsten C_{eff} (164,4 kJ/m²K) und „Westech“ hat einen mittleren Wert von 27,87 kJ/m²K – siehe Kapitel 4.2.5. Die effektive Wärmekapazität wurde für beide Kollektoren von 27,87 bzw. 50 kJ/m²K bis auf 500 kJ/m²K variiert und flächenbereinigt auf J/K als Eingabeparameter in Polysun umgerechnet sowie eine Jahressimulation durchgeführt. Die Jahressimulation bzw. das System, worin die Kollektoren eingesetzt wurden, ist ident mit dem System in Kapitel 4.2.9. Die Variation von C_{eff} zeigt, dass je höher C_{eff} ist, desto niedriger ist der Solarertrag Q_{Sol} . **Tabelle 4-XIII** zeigt die Werte von Westech und in **Tabelle 4-XIV** sind die Werte für „Sunshore“ dargestellt.

Tabelle 4-XIII: Variation von C_{eff} und Solarertrag von "Westech"

C_{eff} [kJ/m ² K]	A [m ²]	C_{eff} [J/K]	Q_{Sol} [kWh/m ²]
27,87	2,83	78872	11470
50	2,83	141500	8661
100	2,83	283000	5086
150	2,83	424500	3185
200	2,83	566000	2140
300	2,83	849000	1136
400	2,83	k.A. ³	k.A.
500	2,83	k.A.	k.A.

Tabelle 4-XIV: Variation von C_{eff} und Solarertrag von "Sunshore"

C_{eff} [kJ/m ² K]	A [m ²]	C_{eff} [J/K]	Q_{Sol} [kWh/m ²]
50	1,65	82500	20219
100	1,65	165000	15220
150	1,65	247500	12971
164,4	1,65	271260	12531
200	1,65	330000	11663
300	1,65	495000	10090
400	1,65	660000	9111
500	1,65	825000	8459

In **Abbildung 4-32** und **Abbildung 4-33** ist der erzielte Solarertrag Q_{Sol} (kWh/m²_{Brutto}a) in Abhängigkeit der effektiven Wärmekapazität dargestellt. Wie in beiden Diagrammen zu

³ Die großen Werte von C_{eff} (>1000000) können nicht in Polysun definiert werden.

erkennen ist, nimmt der Solarertrag mit zunehmender Wärmekapazität des Kollektors ab. Dies ist damit zu begründen, dass der Kollektor bei einsetzender Solareinstrahlung bei hohen Wärmekapazitäten länger braucht um erwärmt zu werden. Dadurch wird in Summe weniger Energie vom Kollektor generiert.

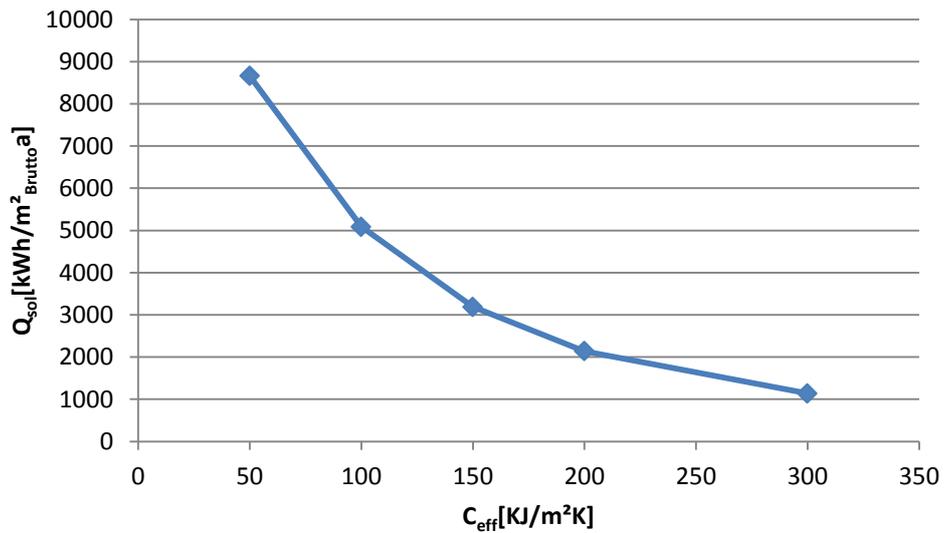


Abbildung 4-32: C_{eff} vs. Solarertrag von „Westech“

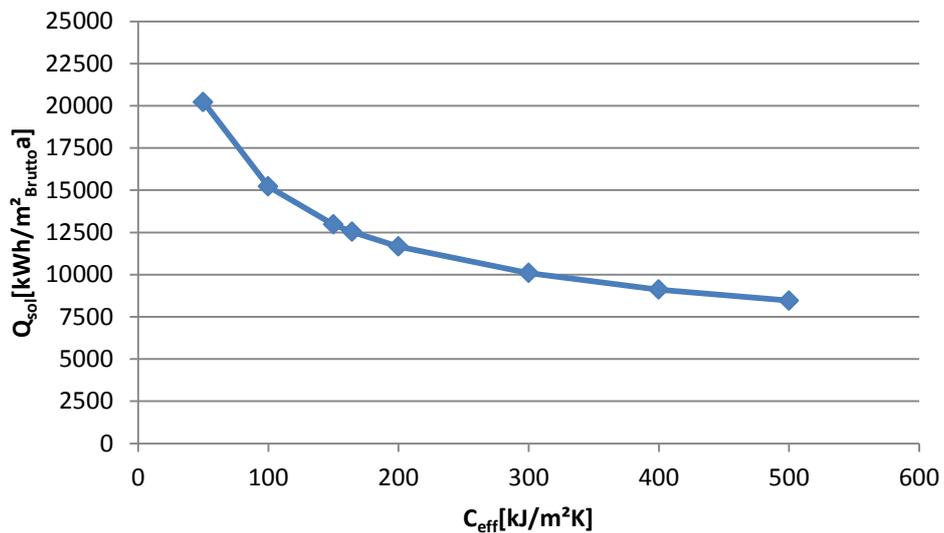


Abbildung 4-33: Solarertrag vs. C_{eff} von "Sunshore"

5 Konzeptentwicklung

Anhand der Ergebnisse aus den Simulationen bzw. der Bewertung der Kollektoren am Markt wurde ein neues Konzept definiert. In diesem Kapitel wird auf einen Kollektor eingegangen, dessen Konzept vielsprechend wirkt: Der Helix-Vakuurröhren-Kollektor. Das Konzept wird in diesem Kapitel definiert und bewertet.

5.1 Konzeptbeschreibung

Das Konzept ist ein Vakuumrohr aus Glas mit einem darin liegendem Helixrohr, das ein mit TiNO_x beschichtetes Glasrohr ist. Das Medium tritt von einer Seite ein und strömt durch das Helixrohr und tritt auf der andere Seite aus. **Abbildung 5-1** zeigt das Schema des Konzepts. Die Beschichtung ist mit blauer Farbe gezeichnet. Dieses Konzept wird in diesem Kapitel studiert.

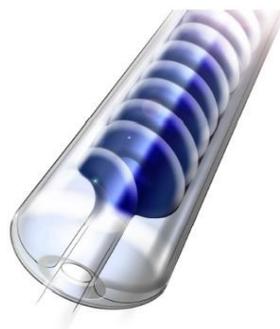


Abbildung 5-1: Das Schema von Helix-Kollektor

Wie aus **Abbildung 5-2** und **Abbildung 5-3** ersichtlich ist, hat das Helixrohr einen inneren Durchmesser von 7 mm und eine Dicke von 3 mm. Der Abstand zwischen den Windungen ist Null.

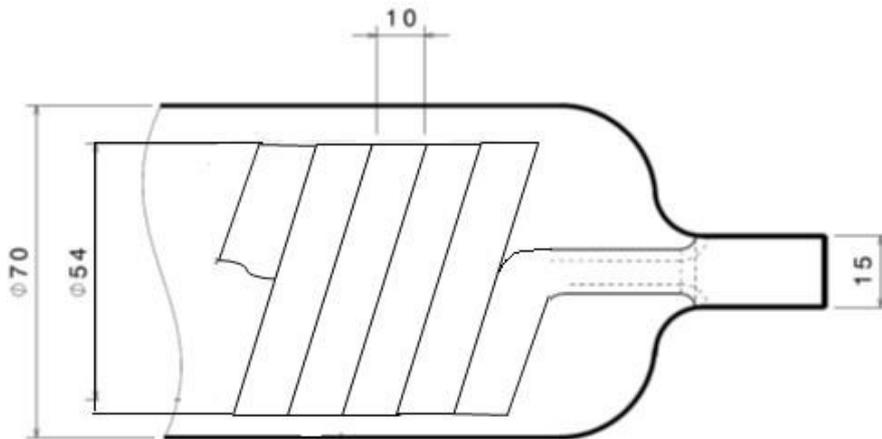


Abbildung 5-2: Geometrie des Helix-Kollektors

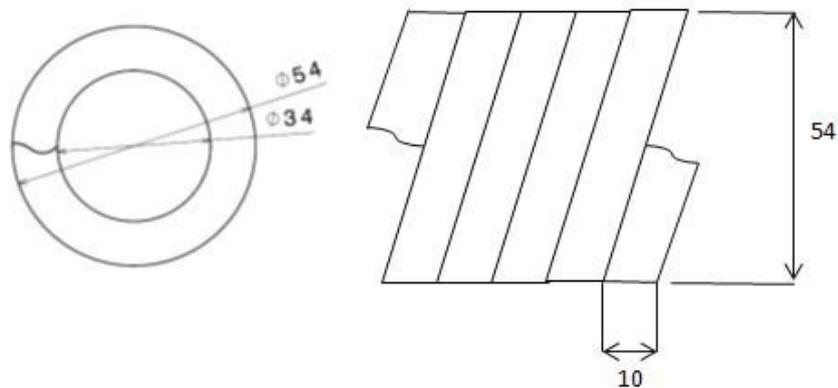


Abbildung 5-3: Geometrie von Helix-Kollektor

5.2 Berechnung

Nach den Berechnungsmodellen von (John Duffie, 2006) und (VDI, 2006) wird das Konzept hydraulisch und wärmetechnisch bewertet.

5.2.1 Druckverlust

Das Rohr, in dem das Medium strömt, ist ein helixförmiges Rohr. Der Widerstandbeiwert mit verschiedenen *Re-Zahlen* errechnet sich folgendermaßen: (VDI, 2006)

$$\zeta_w = \frac{64}{Re_i} (1 + 0,335(\log(Re_i \sqrt{\frac{d_i}{D}}))^4) \quad 1 < Re_i < Re_{krit} \quad (5-1)$$

$$\zeta_w = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} (1 + 0,995 \left(\frac{d_i}{D}\right)^{\frac{1}{2}} Re^{\frac{1}{4}}) \quad Re_{krit} < Re_i < 10^5 \quad (5-2)$$

Wo Re_{krit} :

$$Re_{krit} = 2300 [1 + 8,6 \left(\frac{d_i}{D}\right)^{0,45}] \quad (5-3)$$

Abbildung 5-4 zeigt die Geometrie des Helixrohrs und h , d_i , D_w . Da $h \ll D_w$ ist $D_w = D$.

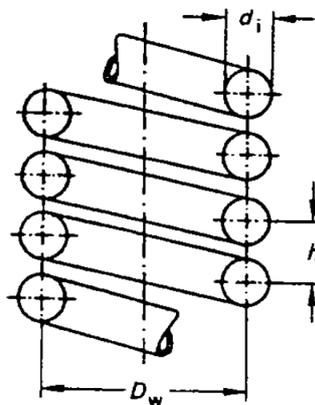


Abbildung 5-4: Geometrie von einem Helixrohr (VDI, 2006)

Der Druckverlust in dem Rohr ist: (VDI, 2006)

$$\Delta P = \frac{\zeta_w * l}{d_i} * \rho * \frac{u_i^2}{2} \quad (5-4)$$

Daten für das Konzept:

Innendurchmesser:	0,007 [m]
Dichte bei 20 °C:	998,5 [kg/m ³]
kinematische Viskosität:	1,0034E-06 [m ² /s]
Thermische Länge:	14 [m]
mittlere Wendeldurchmesser:	0,044 [m]

Tabelle 5-1 stellt den Druckverlust mit verschiedenen Reynolds-Zahlen dar. Mit einem Volumenstrom von 25 l/h beträgt der Druckverlust 45,55 mbar und mit einem Volumenstrom von 400 l/h beträgt er 3208,44 mbar.

Tabelle 5-I: Druckverlust mit verschiedenen Volumenströmen

Volumenstrom [l/h]	Mittlere Geschwindigkeit [m/s]	Rohrreibungszahl λ	Druckverlust [mbar]
25	0,180	0,140	45,55
50	0,361	0,094	121,64
75	0,541	0,074	216,49
100	0,722	0,063	325,77
150	1,083	0,049	578,59
200	1,444	0,042	868,35
250	1,804	0,042	1360,96
300	2,165	0,041	1897,47
350	2,526	0,039	2513,91
400	2,887	0,039	3208,44

Wie **Abbildung 5-5** zeigt, steigt der Druckverlust mit steigendem Volumenstrom sehr stark an. Diese starke Abhängigkeit des Druckverlusts vom Volumenstrom muss für verschiedene Verschaltungen berücksichtigt werden.

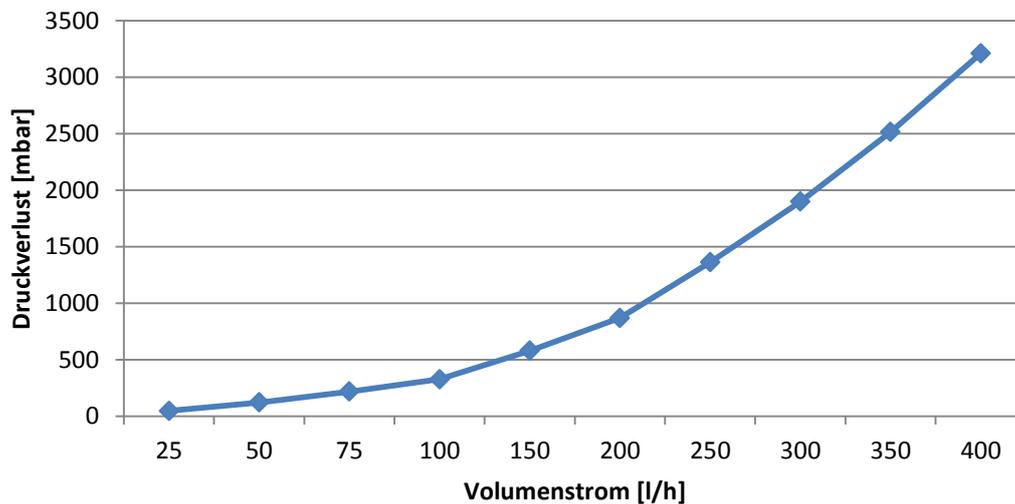


Abbildung 5-5: Druckverlust vs. Volumenstrom

5.2.2 Wärmeübertragung

Die Wärmeübertragung in dem Kollektor ist ein nächster wichtiger Aspekt. Wie im **Kapitel 2.7.1** erwähnt wird, funktioniert ein Kollektor wie ein Wärmetauscher und die gleichen Kennwerte müssen berücksichtigt werden.

Für das Konzept gibt:

ρ_{Luft} :	1,232 [kg/m ³]
μ_{Luft} :	1,794*10 ⁻⁵ [kg/ms]
π :	3,14
σ :	5,67*10 ⁻⁸ [W/m ² K ⁴]
ϵ_{TiNox} :	0,38
u_{Luft} :	5 [m/s]
ϵ_{Glas} :	0,88
D_{gaus} :	0,07 [m]
L :	1 [m]
h_w :	1093,2 [W/m ² °C]
T_{gaus} :	302,985 [K]
T_a :	303 [K]
T_{abs} :	473 [K]
T_{sky} :	273 [K]
K_{glass} :	0,6 [W/m ² °C]
D_{abs} :	0,054 [m]
D_{gin} :	0,064 [m]
k_{eff} :	0 [W/m ² °C]
K_{Glas} :	1,4 [W/m ² °C]

T_{sky} wird als 0°C=273K, $T_a = 30\text{ °C}$ (303 K) nach Norm 12975-1 und $T_{\text{abs}} = 473\text{ K}$ angenommen. K_{eff} gilt für Vakuum Null. (John Duffie, 2006). Die anderen Werte sind entweder die Eigenschaften von Glas und Absorberbeschichtung oder die Geometrie vom Kollektor.

- **U-Wert**

Wie im **Kapitel 2.7.1** erwähnt wird, gibt es drei Formeln um Q_{loss} zu berechnen. Hier wurden zwei Formeln verwendet.

$$1) Q_{loss} = \frac{2\pi k_{eff} L}{\ln\left(\frac{D_{gin}}{D_{abs}}\right)} (T_{abs} - T_{gin}) + \frac{\pi D_{abs} L \sigma (T_{abs}^4 - T_{gin}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{abs}} + \frac{1 - \epsilon_g}{\epsilon_g} \left(\frac{D_{abs}}{D_{gin}}\right)} \quad (5-5)$$

$$2) Q_{loss} = \frac{2\pi k_c L}{\ln\left(\frac{D_{gaus}}{D_{gin}}\right)} (T_{gin} - T_{gaus}) \quad (5-6)$$

$$3) Q_{loss} = \pi D_{gaus} L h_w (T_{gaus} - T_a) + \epsilon_g \pi D_{gaus} L \sigma (T_{gaus}^4 - T_{sky}^4) \quad (5-7)$$

Für T_{gaus} wurde ein Wert angenommen um damit $3)Q_{loss}$ zu berechnen. In weiterer Folge wird $3)Q_{loss}$ mit $2)Q_{loss}$ gleichgesetzt und T_{gin} berechnet.

T_{gin} wurde danach in Gleichung $1)Q_{loss}$ eingesetzt und $1)Q_{loss}$ wird errechnet. Da $1)Q_{loss}$ ungleich $3)Q_{loss}$ ist, wird T_{gaus} solange verändert bis $3)Q_{loss}$ gleich $1)Q_{loss}$ ist.

$$T_{gaus} = 302,985 \text{ K}$$

U-Wert errechnet sich mit Q_{loss} :

$$\frac{Q_{loss}}{A_{abs}} = U_L (T_{abs} - T_a) \quad (5-8)$$

Wobei

$$A_{abs} = 1 * 0,054 * \pi$$

und

$$U_L = 0,97 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

- **α -Wert**

Der α -Wert ist der Wärmeübertragungskoeffizient in der Helix und ist abhängig von der Nusselt-Zahl. Die Nusselt-Zahl wiederum ist abhängig von der Reynolds-Zahl. Ein helixförmiges Rohr errechnet sich nach dem VDI-Wärmeatlas:

Für die Nusselt-Zahl gilt, wenn $Re < Re_{krit}$ (laminar):

$$Nu_l = (3,66 + 0,08 * \left[1 + 0,08 \left(\frac{d}{D}\right)^{0,9}\right]) * Re^m * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5-9)$$

$$m = 0,5 + 2,093 \left(\frac{d}{D}\right)^{0,194} \quad (5-10)$$

Für die Nusselt-Zahl gilt, wenn $Re_{krit} < Re < 2,2 * 10^4$

$$Nu = \eta Nu_l(Re_{krit}) + (1 - \eta) Nu_t(Re_{2,2 \cdot 10^4}) \quad (5-11)$$

Und η ist:

$$\eta = \frac{2,2 \cdot 10^4 - Re}{2,2 \cdot 10^4 - Re_{krit}} \quad (5-12)$$

Für die Nusselt-Zahl gilt, wenn $Re > 2,2 \cdot 10^4$ (turbulent)

$$Nu_t = \frac{\frac{\xi}{8} Re Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}} \quad (5-13)$$

$$\xi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{d}{D}\right)^{0,5} \quad (5-14)$$

Und α errechnet sich:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d} \quad (5-15)$$

Für verschiedene Volumenströme mit $\lambda = 0,5985 \text{ W/mK}$ (40°C) und $\rho = 992,2 \text{ kg/m}^3$ wurde α -Wert berechnet **Tabelle 5-II**.

Tabelle 5-II: α -Wert mit unterschiedlichem Volumenströme

Volumenstrom [l/h]	Nusselt	α innen [W/(m ² K)]
25	34,267	2930,01
50	53,485	4573,00
75	69,916	5977,86
100	84,765	7247,44
150	111,723	9552,35
200	138,554	11846,35
250	165,384	14140,34
300	192,614	16468,55
350	220,615	18862,57
400	248,177	21219,16

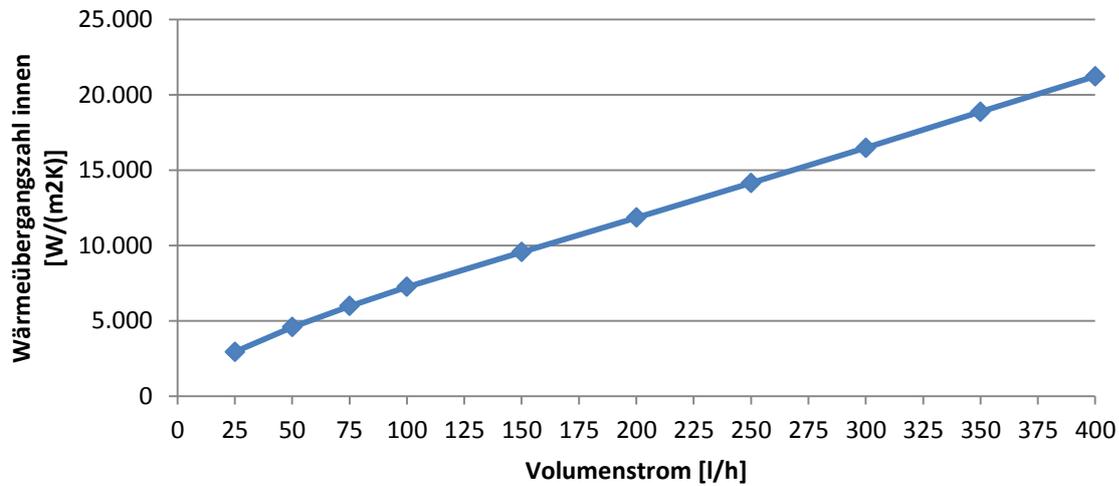


Abbildung 5-6: α -Wert vs. Volumenstrom

- F_R

F_R ist das Verhältnis von dem tatsächlichen praktischen Energiegewinn eines Kollektors zum praktischen Energiegewinn, wenn die gesamte Oberfläche des Kollektors eine Temperatur gleich der Eintrittstemperatur des Mediums aufweist. (John Duffie, 2006)

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p(T_{aus} - T_{ein})}{A_C[S - U_L(T_{ein} - T_a)]} \quad (5-16)$$

und

$$F_R = F' * F'' \quad (5-17)$$

F' und F'' errechnen sich (John Duffie, 2006):

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_{abs}}{\alpha D_i} + \left(\frac{D_{abs} l}{2k} \ln\left(\frac{D_{abs}}{D_i}\right)\right)} \quad (5-18)$$

Und

$$F'' = \frac{\dot{m}C_p}{A_C U_L F'} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_C U_L F'}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (5-19)$$

Mit den oben errechneten Werten stellt **Tabelle 5-III** die F' und F'' mit verschiedenen Volumenströmen bzw. α -Werten dar.

Tabelle 5-III: Die Werte von F' , F'' und F_R mit verschiedenen Volumenströmen

Volumenstrom [l/h]	F'	F''	F_R
25	0,9893	0,997	0,9865
50	0,9897	0,999	0,9883
75	0,9899	0,999	0,9889
100	0,9899	0,999	0,9893
150	0,9901	1,000	0,9896
200	0,9901	1,000	0,9898
250	0,9902	1,000	0,9899
300	0,9902	1,000	0,9900
350	0,9902	1,000	0,9900
400	0,9902	1,000	0,9901

Abbildung 5-7 zeigt das Verhältnis des F'' von $\frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L F'}$ und wie diesen zeigt, geht F'' mit hohen Werten von $\frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L F'}$ gegen den Wert 1.

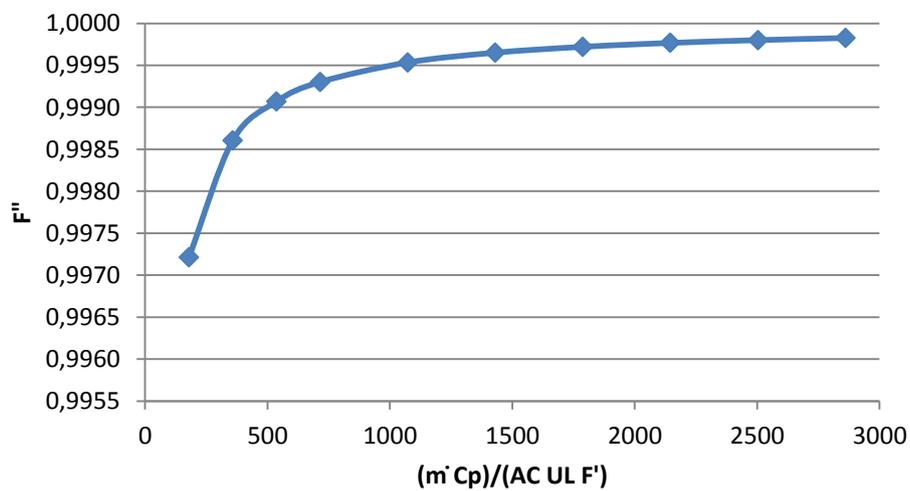


Abbildung 5-7: F'' ein Verhältnis von $\frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L F'}$

5.3 Vorteile und Nachteile

Das Konzept hat wie alle Kollektoren Vor und –Nachteile und die sind:

- **Vorteile**

Mit der spiralförmigen Konstruktion hat das System eine größere thermische Länge und eine größere Oberfläche im Vergleich zu geraden Rohren. Da das Rohr helixförmig ist, findet im Rohr eine Zentrifugalkraft statt und es bildet sich eine Sekundärströmung. Diese Strömung verbessert die Wärmeübertragung zwischen dem Rohr und dem Medium. (VDI, 2006)

- **Nachteile**

Spiralförmige Rohre mit einer TiNO_x-Beschichtung kosten mehr als ein gerades Kupferrohr und der Fertigungsprozess ist auch aufwendiger. Bei diesem Konzept ist der Vakuumraum größer als bei einem normalen Sydneyrohr, deswegen ist die Evakuierung im Vergleich zu anderen Konzepten schwieriger. Es bringt auch hohe thermische Massen und damit einen trägen Kollektor im Vergleich zu einem direkt durchströmten.

Hoher Druckverlust mit großem Volumenstrom ist ein anderer Nachteil, der für verschiedene hydraulische Verschaltungen in großen Kollektorfeldern berücksichtigt werden muss.

6 Fazit und Ausblick

Die Evaluierung der verfügbaren Kollektoren beweist, dass es für die Anwendung in der Prozesswärme (80-120°C) viele Kollektoren mit geeignetem Wirkungsgrad bzw. Leistung gibt, welche aber nicht im unteren Preissegment angesiedelt sind. Die Ergebnisse zeigen auch, dass es trotz ähnlicher Konstruktion und Aufbau der Kollektormodule großem Unterschied zwischen Preis, Wirkungsgrad, Leistung und andere spezifische Kennwerte der Kollektoren gibt - ein hoher Preis ist kein Indikator für bessere Leistungsfähigkeit. Auch konnte die effektive Wirksamkeit eines Reflektors durch die Simulationen mit einigen Ausnahmen nicht nachgewiesen werden.

Da die Ausrichtung und der Anstellwinkel eines Kollektors eine gravierende Rolle spielt, müssen die beiden Parameter auch berücksichtigt werden, weil es für die Industrieanwendung weniger Möglichkeiten für die Montaguzustände gibt (Situation vor Ort). Die optimale Ausrichtung und Neigung, die gleichzeitig in eine bessere Leistungsfähigkeit der Solaranlagen mündet, wurde im Rahmen einer Simulationsstudie eruiert. Als am günstigsten hat sich eine Neigung von 45° erwiesen. Eine eindeutige Aussage, ob eine Ost-West- oder Nord-Süd-Ausrichtung günstiger auf den Kollektorertrag wirkt, konnte nicht getätigt werden, da die Ergebnisse der einzelnen Vakuumröhrenkollektoren inhomogen waren.

Die Ergebnisse der Arbeit zeigen, dass es ein großes Potenzial im Bereich der Entwicklung von Vakuumröhrenkollektoren gibt. Die Anwendung von verschiedenen Materialien und der unterschiedliche konstruktive Aufbau, welche die Leistung erhöhen könnten, sind die Hauptkriterien für die weitere Entwicklung.

Die Hauptbestandteile des Vakuumröhrenkollektors sind die Glasröhre, Absorberblech, Rohr, Wärmeleitblech. Diese oben genannte Bestandteile können den Wirkungsgrad des Kollektors beeinflussen, aus dem Grund versuchten die Experten mit Änderung des Aufbau der Bestandteile oder unterschiedliche Materialien die Leistung des Kollektors zu erhöhen und im Gegensatz dazu den Preis zu reduzieren.

Das neue Konzept welches in dieser Masterarbeit betrachtet wurde, weist einen grundsätzlich differenten Aufbau auf, d.h. anstatt des häufig verwendeten geraden Rohren oder einen U-Rohr wurde ein direkt durchströmtes Spiralrohr aus Glas mit TiNOx Beschichtung verwendet.

Für das Konzept wurde der Druckverlust für hohe Volumenströme berechnet. Der nächste Punkt war die Wahl des Arbeitsmediums für das Konzept. Das Berechnungsmodell wurde in der Arbeit mit Wasser als Arbeitsmedium durchgeführt. Die anderen Möglichkeiten sind Wasser-Glykol oder Alkohole, die häufige Wärmeträgermedien für Kollektoren sind.

Da das bewertete neue Konzept noch nicht getestet wurde, ist es auch nicht möglich gewesen eine Anlagensimulation durchzuführen, um die Wirkung des Kollektors in einem System bewerten zu können und ein Vergleich mit herkömmlichen Kollektorkonzepten zu erzielen. Weiterführende Arbeiten im Projekt „MidTempColl“ werden weitere neuartige Kollektorkonzepte hervorbringen, welche als Testmuster oder theoretisch miteinander und mit Referenzkonzepten verglichen werden. Basierend auf diesen Erkenntnissen wird schließlich das eine oder andere neuartige, kostengünstige Kollektorkonzept entwickelt werden.

7 Literaturverzeichnis

1. *NachhaltigWirtschaften.at*. (2013). Abgerufen am 12. Februar 2013 von <http://www.nachhaltigwirtschaften.at/publikationen/forschungsforum/034/teil2.de.html>
2. Abdul Waheed Badar, R. B. (22. April 2011). Experimental and theoretical evaluation of the overall heat loss coefficient of vacuum tubes of a solar collector. *Solar Energy Elsevier*, S. 1447-1456.
3. Bernhard Gerards, e. a. (2013). *Anforderungskatalog an Kollektoren in solarthermischen Großanlagen*. SOLID.
4. Bowei Wang, Z. W. (2007). A NEW DYNAMIC TEST METHOD OF THERMAL PERFORMANCE FOR EVACUATED TUBE SOLAR COLLECTOR., (S. 694). Peking.
5. Buderus. (2012). *Derhandwerksmeister*. Abgerufen am 10. Januar 2013 von <http://www.derhandwerksmeister.com/files/downloads/roehrenkollektorskr-2225159.pdf>
6. C.H. Li, R. W. (8. February 2002). Simulation and economic analysis of a solarpowered adsorption refrigerator using an evacuated tube for thermal insulation. *Renewable Energy*.
7. Chr. Lamnatoua, E. V. (June 2012). Experimental investigation and thermodynamic performance analysis of a solar dryer using an evacuated-tube air collector. *Applied Energy*, S. 232–243.
8. Christian Fink, e. a. (2004). *Ausbildungsskriptum Solarwärme*. Wien: Arsenal research.
9. Ciccarelli, M. (2011). Frostprüfung von Heatpipe Vakuumröhrenkollektoren; keine Frage des Wärmeträgerfluids. *OTTI*, (S. 57).
10. D. Mills, G. M. (2004). Evacuated tube collector using novel non-imaging optics. *EuroSun*, (S. 1-494-1-500). Freiburg.

11. D.R. Mills, I. B. (1986). Relative cost-effectiveness of CPC reflector designs suitable for evacuated absorber tube solar collectors. *Solar Energy*, S. 199-206.
12. E. Papanicolaou, V. B. (2007). STUDY OF THE THERMAL PERFORMANCE AND AIR-FLOW FEATURES., (S. 627). Peking.
13. E. Zambolina, D. D. (June 2012). An improved procedure for the experimental characterization of optical efficiency in evacuated tube solar collectors. *Renewable Energy*, S. 37-46.
14. Farzad Jafarkazemi, H. A. (6. March 2012). Evacuated tube solar heat pipe collector model and associated tests. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*.
15. Gaube, M. (2012). *Diplomarbeit*. Gleisdorf: AEE.
16. Hee-Youl Kwak, C.-Y. C. (2003). LONG TERM THERMAL PERFORMANCE OF EVACUATED TUBULAR SOLARLONG TERM THERMAL PERFORMANCE OF EVACUATED TUBULAR SOLAR. *Korea Institute Energy Research*.
17. Indra Budihardjo, G. L. (2007). PERFORMANCE MODEL FOR WATER-IN-GLASS EVACUATED TUBE SOLAR WATER HEATERS. *SWC*, (S. 2018-2022). Peking.
18. Jack, S. (2012). Wärmetransporteigenschaften von Sammlern aus Vakuumröhrenkollektoren mit Wärmeröhr. *OTTI*, (S. 6).
19. Jens Glembin, D. E. (2009). Entstehungsbedingungen und Auswirkungen partieller Stagnation an einer direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektorguppe. *OTTI-Solarthermie*, (S. 56).
20. Jens Glembin, G. R. (2010). Interne thermische Kopplung in direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektoren mit koaxialrohr. *OTTI-Solarthermie*, (S. 62).
21. John Duffie, W. B. (2006). *Solar engineering of thermal process*. New Jersey: Wiley.
22. Khartchenko, N. V. (1995). *Thermische Solaranlagen Grundlagen, Planung und Auslegung*. Berlin: Springer.
23. Leibfried. (2006). TUBO 12 CPC Neuentwicklung und -produktions eines Vakuumröhrenkollektors. *OTTI-Solarthermal*, (S. 32). Staffelstein.
24. M. Kirchner, J. S. (2006). The Influence of the Tilt Angle on the Stagnation Behaviour of an Evacuated Tube Collector. *Eurosun*. Glasgow.
25. Praxis, I. (11 2003). *Was ist eigentlich die trockene und nasse Anbindung bei Solarkollektoren?* Abgerufen am 19. Dezember 2012 von <http://www.ikz.de>: <http://www.ikz.de/ikz-praxis-archiv/p0311/031109.php>
26. R.Winston, G. D. (2007). HIGH TEMPERATURE CPC COLLECTORS WITH CHINESE VACUUM TUBE RECEIVERS. *SWC*, (S. 661). Peking.

27. Runsheng Tang, Y. Y. (12. April 2010). Comparative studies on thermal performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters with different. *Solar Energy Elsevier*, S. 1381-1389.
28. Schott. (kein Datum). Abgerufen am Mai 2013 von <http://www.schott.com/csp/german/schottsolar-ptr-70-premium-receivers.html>
29. Sonne Wind & Wärme. (2012). Marktübersicht Vakuumröhrenkollektoren: Mehr Leistung. *Sonne Wind & Wärme*, 56-57.
30. Sophia-Energie. (kein Datum). <http://www.sophia-energie.com/en/>. Abgerufen am 7. März 2013 von <http://www.sophia-energie.com/en/>: <http://www.sophia-energie.com/pdf/documentation-en.pdf>
31. Streicher, W. (kein Datum). Sonnenenergienutzung. Institut für Wärmetechnik, TU Graz.
32. T.P. Williamson, B. B. (2004). Study of variations in optical efficiency for a direct-flow evacuated tube collector with relation to incident irradiance, mass flow and slope. *EuroSun*, (S. 807-813). Freiburg.
33. Vakuumröhren-Kollektor SOLTOP T6-DF. (kein Datum). Elgg, Schweiz.
34. VDI. (2006). *VDI Wärmeatlas*. Springer.
35. viessmann. (Mai 2012). <http://www.viessmann.at>. Abgerufen am 19. Dezember 2012 von http://www.viessmann.at/de/press/Intersolar/Viessmann_Vitosol_200-T_Neuer_Vakuum-Roehrenkollektor_mit_Heatpipe.html
36. Werner Weiss, F. M. (2012). *Solar Heat Worldwide Markets and contribution to the Energy supply 2010*. Österreich, Gleisdorf: AEE-INTEC.
37. William S. Duff, J. D. (2009). PERFORMANCE AND RELIABILITY EVALUATION OF THE SACRAMENTO DEMONSTRATION NOVEL ICPC SOLAR COLLECTOR. *Proceedings of ISES World Congress* (S. 656-660). Springer.
38. Xing Li, Z. W. (2008). Fundamental Study of the Thermal Performance of a Solar Collector with Evacuated Tube for Solar Heating System. *Eurosun 2008*, (S. 142). Lisbon.
39. Yong Kim, T. S. (30. May 2006). Thermal performances comparisons of the glass evacuated tube solar collectors with shapes of absorber tube. *Renewable Energy Elsevier*.
40. Zhou Xiaowen, N. H. (2007). IMPROVEMENTS OF MEASURING THE HEMISPHERICAL EMITTANCE OF SELECTIVE COATING FOR ALL-GLASS EVACUATED COLLECTOR TUBES. *SWC*, (S. 534). Peking.
41. Zimmermann, C. (2011). Untersuchung der thermischen Leistungsfähigkeit von Wärmeröhren für vakuumröhrenkollektor. *OTTI*, (S. 55).