

Entwicklung von neuartigen thermoelektrischen Generatoren und ihr Einsatz in thermischen Solaranlagen

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau
und Verfahrenstechnik
der
Universität Duisburg-Essen
zur Erlangung des akademischen Grades

eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften

Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

VON

HOLGER ULLAND

aus
Oberhausen

Gutachter: Univ.-Prof. Dr. rer. nat. Angelika Heinzl
Univ.-Prof. Dr. rer. nat. Roland Schmechel

Tag der mündlichen Prüfung: 26.10.2011

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Grundlagen thermoelektrischer Generatoren	4
2.1	Mechanismen der Wärmeübertragung	4
2.1.1	Wärmeleitung	4
2.1.2	Wärmeübertragung durch Konvektion	6
2.1.3	Wärmeübertragung durch Strahlung	6
2.2	Wärmekraftmaschinen und ihr Wirkungsgrad	7
2.2.1	Carnot'scher Kreisprozeß	7
2.2.2	Endoreversible Kreisprozesse	8
2.2.3	Reale Wärmekreisprozesse	11
2.3	Grundlagen der Thermoelektrik	14
2.3.1	Seebeck-Effekt	14
2.3.2	Peltier-Effekt	15
2.3.3	Thomson-Effekt	16
2.3.4	Wärmeleitung in Halbleitern	16
2.4	Thermoelektrische Generatoren	18
2.4.1	Wirkungsgrad thermoelektrischer Generatoren	19

2.4.1.1	Thermoelektrische Materialgüte ZT	19
2.4.1.2	Bauteil-Wirkungsgrad	22
2.4.2	Der Thermogenerator als Wärmekraftmaschine	26
2.4.2.1	Der Thermogenerator als reversible Wärmekraftmaschine	27
2.4.2.2	Der Thermogenerator als endoreversible Wärmekraftmaschine	28
2.4.2.3	Der Thermogenerator als reale Wärmekraftmaschine	30
3	Solarthermische Anlagen	33
3.1	Bedeutung der Solarthermie	34
3.2	Globaler und europäischer Solarthermie-Markt	35
3.3	Komponenten in solarthermischen Systemen	36
3.3.1	Solarkollektoren	36
3.3.1.1	Aufbau von Solarkollektoren	37
3.3.1.2	Wärmeträgergemisch in Kollektoren	38
3.3.1.3	Einsatzbereiche von Kollektoren	39
3.3.1.4	Wirkungsgrad von Solarkollektoren	39
3.3.2	Rohrleitungen	42
3.3.2.1	Aufbau von Rohrleitungen	43
3.3.2.2	Verluste in Rohrleitungen	43
3.3.3	Solarpumpe	44
3.3.4	Primärer Wärmeübertrager	44
3.3.4.1	Plattenwärmeübertrager	44
3.3.4.2	Rohrschlangenwärmeübertrager	45
3.3.5	Speicherbehälter	45
3.3.5.1	Anforderungen an Wärmespeicher in solarthermischen Anlagen	45
3.3.5.2	Bauformen von Wärmespeichern	46
3.3.6	Systemregelung	47
3.3.6.1	High-Flow Systeme	47
3.3.6.2	Low-Flow Systeme	48
3.3.6.3	Matched-Flow Systeme	49
3.3.7	Frischwassergruppe mit Wärmeübertrager	49
3.3.8	Heizungsgruppe	50

3.3.9	Sicherheitsgruppe	50
3.4	Stagnation	52
3.4.1	Definition des Stagnationszustandes	52
3.4.2	Probleme infolge von Stagnation	54
3.4.3	Stand der Technik zur Vermeidung von Stagnation	55
3.4.3.1	Eigensichere Systemkonzepte	55
3.4.3.2	Regelungstechnische Konzepte	57
4	Aufbau eines geeigneten thermoelektrischen Generators	59
4.1	Thermogeneratoren in solarthermischen Anlagen	59
4.2	Grundkonzeption des Zusatzmoduls	61
4.2.1	Thermogenerator-Bauteil	61
4.2.2	Thermogeneratorstreifen	62
4.2.3	Rohrkörper, Kühlrippen und Gehäuse	63
4.3	A priori-Charakterisierung des Systems	64
4.3.1	Abschätzung der notwendigen Kühlleistung zur Stagnationsvermeidung	64
4.3.2	Einschätzung der Strömungsverhältnisse innerhalb des Thermoelektrik-Moduls	65
4.3.3	Simulation des Thermoelektrik-Moduls im zweidimensionalen Modell	68
4.3.3.1	Verfügbares Temperaturgefälle am Thermogenerator	70
4.3.3.2	Analyse der sich einstellenden Wärmeströme	71
4.3.3.3	Thermische Verluste	73
4.3.3.4	Optimierungspotentiale	76
4.3.4	Berechnung des thermischen Widerstandes des Thermoelektrik-Moduls	79
4.3.5	Ein diskretisiertes 3D-Energieflußmodell des Thermoelektrik-Moduls	83
4.3.6	Verschaltungsmöglichkeiten zwischen Kollektorfeld und Thermoelektrik-Modul	89
5	Entwicklung und experimentelle Untersuchung der Prototypen	90
5.1	Prototypen des Thermogeneratorstreifens	90
5.1.1	Beschreibung des Prüfstandes	90
5.1.2	Varianten der Thermogeneratorstreifen-Prototypen	91
5.1.2.1	Kontaktierungs-Variante mit Verbindungstapes	92

5.1.2.2	Kontaktierungs-Variante mit elektrisch leitendem Kleber	97
5.1.2.3	Kontaktierungs-Variante mit Lötverbindung	99
5.1.2.4	Thermogeneratorstreifen-Prototypen mit Lötverbindung	100
5.2	Prototypen des Thermoelektrik-Moduls	103
5.2.1	Beschreibung des Prüfstandes	103
5.2.1.1	Flachkollektorsystem	103
5.2.1.2	Lampfenfeld	104
5.2.1.3	Thermoelektrik-Modul	105
5.2.1.4	Anlagenregelung	106
5.2.1.5	Dreiwege-Ventile	108
5.2.1.6	Verbindungselemente und Isolierung	108
5.2.2	Hierarchie der Experimente	108
5.2.3	Darstellung der Meßergebnisse des Thermoelektrik-Moduls	109
5.2.3.1	Bestimmung der systemspezifischen Stagnationstemperatur	110
5.2.3.2	Bestimmung der Wärmeverluste des Harfenkörpers	110
5.2.3.3	Bestimmung der Kühlwirkung und der elektrischen Leistung	112
5.2.3.4	Mögliche Optimierungspotentiale	112
6	THERMOSIM - Simulation eines Solarthermiesystems mit Thermoelektrik-Modul	115
6.1	Konzept	116
6.2	Modellierung der Systemkomponenten	116
6.2.1	Standort	116
6.2.2	Solarkollektor	116
6.2.3	Primärkreislauf-Pumpe	117
6.2.4	Speicherbehälter	117
6.2.4.1	Primärer Wärmeübertrager	117
6.2.4.2	Schichtspeicher	118
6.2.4.3	Frischwassergruppe	119
6.2.4.4	Lastprofil Warmwasser	119
6.2.4.5	Heizungsgruppe	120
6.2.4.6	Lastprofil Heizung	120

6.2.5	Thermoelektrik-Modul	121
6.3	Darstellung der simulierten Temperaturverläufe	121
6.3.1	Temperaturschichtung im Speicherbehälter	121
6.3.2	Analyse der Gesamtanlage	123
7	Vergleich verschiedener Konzepte zur Stagnationsvermeidung	127
7.1	Vergleich aus technischer Sicht	127
7.1.1	Nachtauskühlung über Kollektorfeld	128
7.1.2	Flüssigkeitskühler als Zusatzaggregat	128
7.1.3	Hybridanlage aus Solarthermie und Thermoelektrik-Modul	129
7.2	Vergleich aus wirtschaftlicher Sicht	129
7.2.1	Nachtauskühlung über Kollektorfeld	131
7.2.2	Flüssigkeitskühler als Zusatzaggregat	131
7.2.3	Hybridanlage aus Solarthermie und Thermoelektrik-Modul	131
8	Ausblick	134

Symbolverzeichnis

Notation

x	...	Skalar
\vec{x}	...	Vektor
$\partial_t(\cdot)$...	Partielle Ableitung nach t
∇	...	Nabla-Operator
∇x	...	Gradient von x
$\nabla \cdot \vec{x}$...	Divergenz von \vec{x}

Physikalische Größen

Symbol	Einheit	Beschreibung
α	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
β	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
α_{See}	V/K	<i>Seebeck</i> -Koeffizient
$\alpha_{\text{See,AB}}$	V/K	<i>Seebeck</i> -Koeffizient eines Materialpaares A und B
α_w	W/(m ² K)	örtlich an der Wand geltender Wärmeübergangskoeffizient

SYMBOLVERZEICHNIS

η	1	Effizienz
η'	1	Wirkungsgrad eines endoreversiblen Kreisprozesses
η_0	1	Konversionsfaktor bei Einstrahlwinkel $\phi = 0$
η_{Carnot}	1	Carnot'scher Wirkungsgrad
η_{real}	1	Wirkungsgrad eines realen Kreisprozesses
γ	1	Quotient aus gesamter Zykluszeit zur Zeit auf den isothermen Zweigen des Prozesses
λ	W/(m K)	thermische Leitfähigkeit
λ_{El}	W/(m K)	Beitrag der el. Ladungsträger zur thermischen Leitfähigkeit
λ_{Ph}	W/(m K)	Beitrag der Phononen zur thermischen Leitfähigkeit
π_{a}	V	Peltier-Koeffizienz des Materials A
π_{b}	V	Peltier-Koeffizienz des Materials B
π_{ab}	V	Peltier-Koeffizienz der Materialschnittstelle A-B
σ	$\Omega \text{ m}$	elektrische Leitfähigkeit
χ	V/K	Thomson-Koeffizient
A	m^2	Fläche
A_{c}	m^2	Aperturfläche des Kollektors
c_{p}	J/(kg K)	spez. Wärmekapazität des Fluids
C_{eff}	J/($\text{m}^2 \text{ K}$)	thermische Kapazität des Kollektors
d	m	Rohrdurchmesser
d_{h}	m	hydraulische Länge
E_{e}	W/ m^2	einfallende Strahlungsleistungsdichte
G_{T}	W/ m^2	globale solar eingestrahlte Leistungsdichte
I	A	elektrische Stromstärke
J	A/ m^2	elektrische Stromdichte
k	W/($\text{m}^2 \text{ K}$)	Wärmeübergangskoeffizient
k_1	W/($\text{m}^2 \text{ K}$)	linearer Wärmeverlustkoeffizient
k_2	W/($\text{m}^2 \text{ K}^2$)	quadratischer Wärmeverlustkoeffizient
K	W/K	Wärmeleitwert
K_{C}	K/W	therm. Widerstand zwischen kaltem Reservoir und TEG
K_{H}	K/W	therm. Widerstand zwischen heissem Reservoir und TEG
L	m	Länge der thermoelektrischen Schenkel
l	m	Rohrlänge
\dot{m}	kg/s	Massenstrom des Fluids durch den Kollektor/ das Thermoelektrik-Modul
p	Pa	Druck
P	W	Leistung
P_{el}	W	elektrische Leistung
\vec{q}	W/ m^2	Vektor der Wärmestromdichte
\vec{Q}	W	Vektor des Wärmestroms
\vec{Q}_{Thomson}	W	Vektor des Thomson-Wärmestroms

SYMBOLVERZEICHNIS

\dot{q}_s	W/m ²	Wärmestromdichte infolge von Strahlung
q_{zu}	J/kg	spez. zugeführte Wärme
Q	J	Wärme
Q_F	J	an das Solarfluid übertragene Wärme
\dot{Q}_{Peltier}	W	Peltier-Wärmestrom
\dot{Q}_w	W	an einer Wand auftretender Wärmestrom
\dot{Q}_{loss}	W	Verlustwärmestrom
\dot{Q}_{zu}	W	Wärmestrom, der aus der Wärmequelle kommend vom Generator aufgenommen wird
ρ	Ωm	spezifischer elektrischer Widerstand
R_L	Ω	elektrischer Lastwiderstand
R_i	Ω	innerer elektrischer Widerstand
R_{th}	K/W	thermischer Widerstand
S	J/K	Entropie
t	s	Zeit
T	K	Temperatur
T_1	K	Temperatur am heißen Ende eines thermoelektrischen Bauteils
T_2	K	Temperatur am kalten Ende eines thermoelektrischen Bauteils
T_C	K	Temperatur des kalten Reservoirs
T_{Fluid}	K	Temperatur des Solarfluids
T_H	K	Temperatur des heißen Reservoirs
T_{in}	K	Fluidtemperatur am Eintrittsquerschnitt eines Kollektors/ Thermoelektrik-Moduls
T_{Kol}	K	mittlere Absorbenttemperatur
$T_{\text{max},s}$	K	maximale Stillstandstemperatur eines Kollektors
T_{out}	K	Fluidtemperatur am Austrittsquerschnitt eines Kollektors/ Thermoelektrik-Moduls
T_U	K	mittlere Umgebungstemperatur
T_w	K	Wandtemperatur
U_L	V	elektrische Leerlaufspannung
U	V	elektrische Spannung
v	m/s	Windgeschwindigkeit
V	m ³	Volumen
w_t^{rev}	J/kg	reversibel gewonnene spez. technische Arbeit
W	J	Arbeit
\vec{x}	m	Ortsvektor
Z	1/K	Thermoelektrische Materialgüte

Abbildungsverzeichnis

1.1	Prozentuale Aufteilung der Energiearten in der EU 25 im Jahr 2007	2
2.1	Der Carnot-Prozeß im T-S-Diagramm	8
2.2	Endoreversibler Prozeß mit verlustbehafteten Kontakten zu den Wärmereservoirien	9
2.3	Endoreversibler Prozeß im T-S-Diagramm	10
2.4	Relative Leistung bezogen auf die relative Effizienz eines endoreversiblen Kreisprozesses	11
2.5	Irreversibler Prozeß mit verlustbehafteten Kontakten zu den Wärmereservoirien, Wärmelecks und Verlusten in der Wärmekraftmaschine	12
2.6	Irreversibler Prozeß im T-S-Diagramm	12
2.7	Relative Leistung bezogen auf die relative Effizienz eines realen Kreisprozesses . .	13
2.8	Schematischer Aufbau eines Thermoelements	14
2.9	Electron Chrystal - Phonon Glass Modell	17
2.10	Peltier-Element nach Stand der Technik	18
2.11	Thermogenerator als Wärmekraftmaschine	20
2.12	Seebeck-Koeffizient, elektrische und thermische Leitfähigkeit sowie "Figure of Merit"	21
2.13	Gütezah Z verschiedener Materialkombinationen in Abhängigkeit der Einsatztemperatur	22

2.14	Reduzierung der Kontakt- und Übergangswiderstände durch Nutzung des p/n-Übergangs	23
2.15	Thermische Kontaktwiderstände bei Standard- und p/n-Aufbau	25
2.16	Elektrische Leistung in Abhängigkeit thermischer Kontaktwiderstände	26
2.17	Schematische Anbindung von Thermogeneratoren	27
2.18	Relative Leistung bezogen auf die Effizienz eines Thermogenerators	32
2.19	Der Thermogenerator-Prozeß im T-S-Diagramm	32
3.1	Marktverteilung im europäischen Solarthermie-Markt 2009	36
3.2	Aufbau einer Solarthermie-Anlage	37
3.3	Aufbau eines Flachkollektors	38
3.4	Aufbau eines Vakuum-Röhrenkollektors	39
3.5	Siedetemperatur des Kollektorfluids	40
3.6	Querschnitt eines Schnellmontagerohrs	43
3.7	Einspeisung über eine Schichtladelanze	48
3.8	Verschiedene Zustände eines Membranausdehnungsgefäßes	51
3.9	Berechneter Temperaturverlauf eines Flachkollektors nach Pumpenabschaltung.	53
3.10	Funktionsschema eines Heat Pipe-Kollektors	57
4.1	Schematischer Aufbau eines Systems aus Solarthermie und Thermoelektrik-Modul	60
4.2	Schematischer Schnitt des Thermoelektrik-Moduls	61
4.3	Schematischer Aufbau des Thermogeneratorstreifens	63
4.4	Geometrie des verwendeten Kühlprofils	65
4.5	Simuliertes Thermoelektrik-Modulsegment in COMSOL Multiphysics	69
4.6	Temperaturgefälle im Thermogenerator	69
4.7	Temperaturgradient über dem Thermogenerator in Abhängigkeit der Fluidtemperatur	70
4.8	Temperaturgradient über dem Thermogenerator in Abhängigkeit der Rippenkühlung	71
4.9	Wärmestrom durch den Thermogenerator in Abhängigkeit seiner thermischen Leitfähigkeit	72
4.10	Leistung des Thermogenerator in Abhängigkeit seiner thermischen Leitfähigkeit	74
4.11	Verlustwärmeströme am Thermogeneratorstreifen	75
4.12	Wärmestrom über den Thermogeneratorstreifen in Abhängigkeit der Spaltbreite	76

4.13	Leistung des Thermogenerators in Abhängigkeit der Spaltbreite	76
4.14	Optimierungspotential durch eine Lötverbindung	77
4.15	Optimierungspotential durch direkte Anbindung an Fluidrohr und Kühlkörper	78
4.16	Schematischer Wärmestrom vom Fluidrohr durch den Thermogeneratorstreifen zum Kühlkörper	79
4.17	Diskretisierung des Kontaktbereichs	81
4.18	Ansicht des Harfenrohrsegments mit TEG	84
4.19	Thermisches Ersatzschaltbild des diskretisierten Harfenrohrsegmentes	85
4.20	Temperaturverläufe der Fluidsegmente und Thermogeneratoren entlang des Thermoelektrik-Modulrohrs	88
4.21	Kühleffekt und elektrische Leistung in Abhängigkeit des thermischen Widerstandes	89
5.1	Prüfstand des Thermogeneratorstreifens	91
5.2	Verbindungstapes ohne und mit Thermogenerator	93
5.3	Applikationsprozeß des Anbindungstapes	94
5.4	BESI Esec Die Bonder	94
5.5	Übergangswiderstand Testbrücken mit zwei Verbindungstapes	95
5.6	Übergangswiderstand Testbrücken mit zwei Verbindungstapes nach Plasmabehandlung	97
5.7	Übergangswiderstand Testbrücken mit einem Verbindungstape vor Plasmabehandlung	98
5.8	Übergangswiderstand Testbrücken mit einem Verbindungstape nach Plasmabehandlung	98
5.9	Übergangswiderstand Testbrücken mit einer Klebverbindung	99
5.10	Übergangswiderstand Testbrücken mit einer Lötverbindung	100
5.11	Strom-/Spannungskennlinien Thermogeneratorstreifen	101
5.12	Struktureller Aufbau des Prüfstandes und des untersuchten Systems	104
5.13	Aufbau des Prüfstandes:Kollektoren und Lampenfeld	105
5.14	Aufbau des Prüfstandes:Thermoelektrik-Modul und Peripherie	106
5.15	Aufbau des Prüfstandes: Heißzweig, Kaltzweig und 3-Wege-Ventile	107
5.16	Spektrum der verwendeten Heizstrahler	108
5.17	Bestimmung der systemspezifischen Stagnationstemperatur	111
5.18	Bestimmung der Wärmeverluste am Harfenrohr	111
5.19	Bestimmung der Kühlwirkung und der elektrischen Spannungen im TE-Modul	113

6.1	Aufbau des Schichtspeichers mit angeschlossenen externen Wärmeübertragern und Flußschema.	119
6.2	Durchschnittliches Tagesprofil des Warmwasserbedarfs	120
6.3	Temperaturverläufe Speicherschichten	122
6.4	Temperaturverläufe verschiedener Systemstellen mit Stagnation am 12. Juni des Referenzjahres.	124
6.5	Temperaturverläufe verschiedener Systemstellen mit eingeschaltetem Thermoelektrik-Modul am 12. Juni des Referenzjahres.	125

Tabellenverzeichnis

2.1	Beobachtete Effizienzen realer Wärmekraftmaschinen	10
2.2	Vergleich verschiedener Kenngrößen eines Thermogenerators und eines Curzon-Ahlborn-Motors	29
3.1	Einsatzbereiche verschiedener Kollektortypen	41
4.1	Notwendige Kühlleistung des Thermoelektrik-Moduls	65
4.2	Reynoldszahl im Thermoelektrik-Modul bei verschiedenen Durchströmungen . . .	66
4.3	Material- und Geometrieparameter der Thermoelektrik-Modulbestandteile	79
4.4	Verschaltung der Wärmewiderstände in relevanten Thermoelektrik-Modulsegmenten	80
4.5	Vergleich thermischer Widerstände aus COMSOL Multiphysics und geschlossener Berechnung	81
4.6	Abkühlung und Leistung für 5 m ² Solarkollektorfeld und 1,5 m ² Thermoelektrik-Modul	87
5.1	Wirkungsgrad-Parameter der verwendeten Kollektoren	104
5.2	Meßdaten bei Mäander-Verschaltung	105
6.1	Geometrische Daten verschiedener Speicherbehälter-Varianten.	118
6.2	Energiebedarfe und solare Deckung am Referenz-Haus	123
6.3	Energiebedarfe und solare Deckung am Referenz-Haus mit doppelter Kollektorfläche	126

TABELLENVERZEICHNIS

6.4	Kennzahlen gekoppelter Systeme an anderen Standorten	126
7.1	Investitionskosten einer Standard-Anlage	130
7.2	Investitions- und Ersparnisdaten einer Standard- und einer Gross-Anlage	130
7.3	Investitions- und Ersparnisdaten Gross-Anlage mit Flüssigkeitskühler	132
7.4	Investitions- und Ersparnisdaten Hybrid-Anlage	133

Kapitel 1

Einleitung

Der weltweite Bedarf an Energie steigt infolge des Bevölkerungswachstums und des Wunsches nach einer Erhöhung des Lebensstandards gerade in den Schwellenländern wie China und Indien und in der dritten Welt trotz aller Einsparmaßnahmen in den Industrieländern. Dieser globale Langfristtrend setzt sich nach überstandener Wirtschaftskrise ungebrochen fort. Unabhängig von der genauen Reichweite fossiler Brennstoffe gelten erneuerbare Energiequellen als zwingende Alternative zur Substitution fossiler Brennstoffe wie Öl und Gas. Um die Attraktivität erneuerbarer Energien in der Übergangszeit zu steigern, muß die Wirtschaftlichkeit der Nutzung gegeben sein. Sie wird heute üblicherweise in zwei Kennzahlen gefaßt:

- Investitionskosten pro Leistungseinheit (€/W): diese Kennzahl macht eine Investition mit Alternativen in anderen Energieerzeugungstechnologien (z.B. Investition eines großen Energieunternehmens in Photovoltaik oder Windenergie) vergleichbar
- Energiegestehungskosten pro Energieeinheit (€/kWh): diese Kennzahl ist für den Anlagenbetreiber wichtig, um entscheiden zu können, ob die mit einer anzuschaffenden Anlage produzierte Energie wirtschaftlich sinnvoll erzeugt wird

Betrachtet man die prozentuale Aufteilung des Energiebedarfs (siehe Abb. 1.1), so wird deutlich, daß Maßnahmen, die die Gewinnung von Nutzwärme und deren effiziente Nutzung verbessern, von großer Wichtigkeit sind. Energie in Form von Wärme ist in unserer Umwelt ausreichend vorhanden, sie wird bei allen realen Prozessen gemäß dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik erzeugt. Sie kann allerdings nicht immer sinnvoll genutzt werden, weil ihre Umsetzung in eine technisch nutzbare Form häufig an der Wirtschaftlichkeit der Umwandlungstechnologien scheitert. Wenn im Rahmen der vorliegenden Arbeit von Wärme gesprochen wird, so bezieht sich das auf Nutzwärme, die in sinnvoller Weise von einem Verbraucher genutzt werden kann.

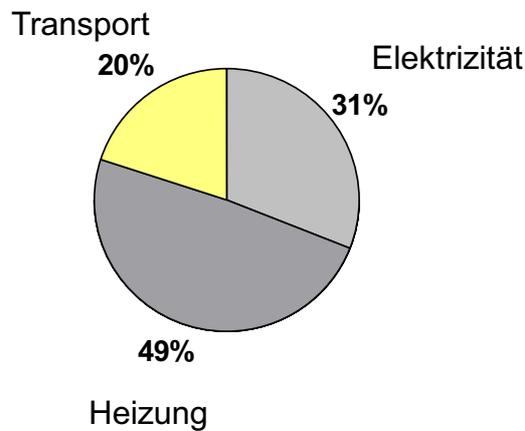


Abb. 1.1: Prozentuale Aufteilung der Energiearten in der EU 25 im Jahr 2007 [1].

Eine technologische Möglichkeit, aus Wärme hochwertige elektrische Energie zu erzeugen, ist die Thermoelektrik. Sie wandelt Wärmeströme zu einem gewissen Anteil in elektrische Leistung ohne den heute hauptsächlich genutzten Umweg über Dampferzeugung und ein Turbine-/Generatorsystem. Thermoelektrische Generatoren haben sich infolge ihrer hohen Herstellkosten und der begrenzten Wandlungseffizienz bis heute nur in Nischenmärkten wie netzautarken Sensoren, Korrosionsschutz von Rohrleitungen oder Raumfahrtmissionen durchgesetzt. Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines in Bezug auf eine automatisierte Fertigung und erhöhte Wandlungseffizienz verbesserten Thermogenerators und seine Integration in eine bewährte Technologie zur Nutzbarmachung von solarer Strahlungsenergie: der Solarthermie.

Die Lebensdauer solarthermischer Anlagen zur Generierung von Nutzwärme überschreitet bereits heute die Amortisationszeit. Unter der Annahme weiter steigender Kosten für z.B. Heizöl oder Gas wird sich die Amortisationszeit weiter verkürzen, so daß eine Investition zunehmend wirtschaftlich sinnvoll erscheint und nicht nur eine Konsequenz aus einer ökologischen Motivation des Anlagennutzers darstellt. Der Energieertrag wird derzeit allerdings durch das Problem der Größenbegrenzung eines solarthermischen Kollektorfeldes eingeschränkt, da zu große Kollektorfelder bei starker Sonneneinstrahlung und fehlender Last häufig zur Stagnation tendieren, wodurch Probleme von thermischer Überlastung der Bauelemente bis hin zu Explosionsgefahr bei unkontrollierter Dampfbildung in den Kollektoren auftreten können.

Ziele der vorliegenden Arbeit sind:

1. Die Konzeption, Entwicklung und rechnerische Modellierung eines neuartigen Thermogenerators, der in Bezug auf Produzierbarkeit, Herstellkosten und Effizienz gegenüber dem aktuellen Stand der Technik optimiert ist.
2. Die Einbindung des Generators in ein Hybridsystem aus Solarthermie und Thermoelektrik derart, daß Stagnationsprobleme ausgeschlossen und der elektrische Ertrag optimiert wird.

Kapitel 2 gibt eine Einführung in wärmetechnische Grundlagen und in die Thermoelektrik. Wichtige Parameter wie z.B. die Materialgüte werden vorgestellt und ihr Einfluß auf die Wirkungsgrade thermoelektrischer Generatoren beschrieben. Abschließend werden Thermogeneratoren mit verschiedenen Theoriekonzepten herkömmlicher Wärmekraftprozesse (Carnot'sche, endoreversible und reale Wärmekraftmaschinen) verglichen.

In Kapitel 3 werden die Bestandteile einer solarthermischen Anlage beschrieben. Anschließend wird auf das Stagnationsphänomen sowie den aktuellen Stand der Technik zur Vermeidung von Stagnation eingegangen.

Kapitel 4 beschreibt den Aufbau eines neuartigen thermoelektrischen Generators zur Verwendung in einer solarthermischen Anlage. Der Generator wird anhand von bekannten Material- und Geometrieparametern in Form von zwei- und dreidimensionalen Simulationsmodellen beschrieben und somit werden bereits vor dem Aufbau eines Prototypen Gesetzmäßigkeiten zur Optimierung des Bauteils hergeleitet.

In Kapitel 5 werden verschiedene Prototypen des Thermogeneratorstreifens mit alternativen Aufbau- und Verbindungstechniken hergestellt und meßtechnisch charakterisiert. Auf Basis eines optimierten Aufbaus des Thermogeneratorstreifens wird ein Prototyp des Thermoelektrik-Moduls für ein Hybridsystem aus Solarthermie und Thermoelektrik-Modul erstellt und in einem dafür konzipierten Prüfstand getestet. Das Kapitel schließt mit der Beschreibung möglicher Optimierungspotentiale.

In Kapitel 6 wird ein ganzjähriges Simulationsmodell entwickelt und vorgestellt, das für fünf verschiedene Standorte in Europa und Nordamerika die technischen Möglichkeiten eines Hybridsystems beschreibt und die Möglichkeiten der Stagnationsvermeidung durch Verwendung eines thermoelektrischen Moduls analysiert. Ergebnisse des Simulationsmodells THERMOSIM sind Berechnungen zu Einsparpotentialen von Heizöl für die Raumheizung, Temperaturverläufe und Anzahl der Stagnationstage.

In Ergänzung zu den technischen Aussagen des THERMOSIM-Modells werden in Kapitel 7 verschiedene Möglichkeiten der Stagnationsvermeidung aus technischer und wirtschaftlicher Sicht miteinander verglichen.

Kapitel 8 schließlich faßt die erzielten Ergebnisse zusammen und gibt einen kurzen Ausblick auf weitere Verbesserungsmöglichkeiten.

Grundlagen thermoelektrischer Generatoren

In diesem Kapitel werden die physikalischen Gesetzmäßigkeiten und Prinzipien beschrieben, die beachtet werden müssen, um effiziente Thermogeneratoren zu bauen. Zu diesem Zweck erfolgt vor der Darstellung der Grundlagen der Thermoelektrik eine kurze Einführung in Wärmeübertragung und Wärmetransport, da sie wesentlich für die in folgenden Abschnitten behandelten Ausführungen zum Thermoelektrik-Modul sind. Abschließend werden thermoelektrische Generatoren in die Theorie der verlustfrei und verlustbehaftet arbeitenden Wärmekraftmaschinen eingeordnet, um so die verschiedenen Disziplinen der Thermoelektrik und der Wärmelehre auf dem Feld der Arbeitsmaschinen miteinander zu verknüpfen.

2.1 Mechanismen der Wärmeübertragung

Thermogeneratoren wandeln Wärmeströme in elektrische Leistung. Dazu müssen sie an Wärmereservoirs verschiedener Temperaturen angebunden werden. Im folgenden wird der Wärmetransport in Festkörpern, Flüssigkeiten und Gasen sowie der Wärmeübergang zwischen verschiedenen Phasen behandelt, die beim Wärmetransport zwischen den Reservoirs und dem Thermogenerator wichtig sind.

2.1.1 Wärmeleitung

Wärmeleitung ist ein Energietransport zwischen benachbarten Molekülen aufgrund eines im Material vorhandenen Temperaturgradienten. In strahlungsundurchlässigen Festkörpern und

Flüssigkeiten überlagert sich dem Wärmeleitvorgang ein Energietransport durch die strömende Bewegung (Konvektion) und durch Wärmestrahlung [2]. Auf beide Übertragungsarten wird auch für Gase in den Abschnitten 2.1.2 und 2.1.3 eingegangen.

Man beschreibt den Energietransport in einem wärmeleitenden Material durch das Vektorfeld der Wärmestromdichte

$$\vec{q} = \vec{q}(\vec{x}, t). \quad (2.1)$$

Ursache des Energietransports durch Wärmeleitung sind Temperaturgradienten ∇T im Material. Die Temperatur T ist von Ort zu Ort und auch mit der Zeit veränderlich. Die Gesamtheit der Temperaturen bildet das Feld

$$T = T(\vec{x}, t). \quad (2.2)$$

Die quantitative Beschreibung der Wärmeleitung in einem Material durch eine Referenzfläche A erfolgt durch das Fouriersche Grundgesetz des molekularen Wärmetransports

$$\vec{q} = -\lambda \vec{\nabla} T \quad (2.3)$$

mit dem Temperaturgradienten

$$\vec{\nabla} T = \frac{\partial T}{\partial x} \vec{e}_x + \frac{\partial T}{\partial y} \vec{e}_y + \frac{\partial T}{\partial z} \vec{e}_z \quad (2.4)$$

Der Proportionalitätsfaktor ist die temperatur- und gegebenenfalls bei inhomogenen oder mehrphasigen Materialien auch ortsabhängige thermische Leitfähigkeit λ des Materials.

Die Wärmeleitung in Festkörpern kann durch ein Teilchen-Kristallgitter-Modell beschrieben werden. Durch die Erwärmung des Festkörpers werden die Gitterbausteine in Schwingungen versetzt. Sie bewegen sich schneller und sind dadurch energiereicher. Die chemische Bindung zwischen den Atomen ermöglicht die Ausbildung von Gitterschwingungen, die thermische Energie zwischen den Gitterbausteinen übertragen. Die Wärme fließt dabei immer in Richtung des Temperaturgefälles. Bei Metallen oder allgemein elektrischen Leitern findet sich als zweiter Wärmeleitungsmechanismus der Wärmetransport durch frei bewegliche Elektronen. Auf diesen Zusammenhang wird in Abschnitt 2.3.4 in Bezug auf die Wärmeleitung in Halbleitern vertieft eingegangen.

In Analogie zum Ohm'schen Gesetz der Elektrotechnik ergibt sich der durch Wärmeleitung durch einen Körper fließende Wärmestrom als Quotient aus dem Temperaturgradienten über dem Körper als treibende Kraft und dem thermischen Widerstand des Körpers zu

$$\vec{Q} = \frac{\vec{\nabla} T}{R_{\text{th}}}. \quad (2.5)$$

Zur Berechnung des thermischen Widerstands eines Körpers siehe Abschnitt 2.4.1.

Diese Analogie bietet die Möglichkeit, thermische Ersatzschaltbilder und -netzwerke aufzustellen und gemäß der Gesetzmäßigkeiten zu berechnen, wie sie in der Elektrotechnik die Kirchhoff'schen Knoten- und Maschengleichungen bieten. Die elektrische Stromstärke I ist hier durch den Wärmestrom \vec{Q} und die elektrische Spannungsdifferenz U durch die Temperaturdifferenz ΔT zu ersetzen.

- Maschenregel: elektrisch: $\Sigma\Delta U = 0$ bzw. thermisch: $\Sigma\Delta T = 0$
- Knotenregel: elektrisch: $\Sigma I = 0$ bzw. thermisch: $\Sigma\dot{Q} = 0$

2.1.2 Wärmeübertragung durch Konvektion

In einem strömenden Fluid wird Energie nicht nur durch Wärmeleitung, sondern auch durch die makroskopische Bewegung der Fluidteilchen übertragen. Durch eine im Fluid gedachte Fläche, die ortsfest aufgespannt wird, fließt Energie in Form von Wärme durch Wärmeleitung infolge eines Temperaturgradienten und Energie als Enthalpiestrom und in Form von kinetischer Energie des strömenden Fluids. Die für die späteren Betrachtungen eines Thermogenerators wichtige Situation der Wärmeübertragung zwischen einer festen Wand und einem vorbeiströmenden Fluid kann nach dem Ansatz von Newton, dass der Wärmestrom \dot{Q} der Wandfläche A und der Temperaturdifferenz ΔT proportional ist, folgendermaßen dargestellt werden

$$\dot{Q}_w = \alpha_w \cdot A \cdot (T_w - T_{\text{Fluid}}) \quad (2.6)$$

mit

- \dot{Q}_w an der Wand auftretender Wärmestrom [W],
- α_w örtlich an der Wand geltender Wärmeübergangskoeffizient [W/(m² K)],
- A Wandfläche [m²],
- T_w Wandtemperatur [K],
- T_{Fluid} Temperatur des vorbeiströmenden Fluids [K].

Das zentrale Problem liegt dabei in der Bestimmung des örtlichen *Wärmeübergangskoeffizienten* α_w . Er läßt sich nur für wenige Situationen geschlossen berechnen. Einen Überblick gibt Baehr in [2]. Für eine laminare Strömung wurde die Berechnung für eine Simulation in Abschnitt 4.3.5 verwendet. Ist die Berechnung des Koeffizienten nicht möglich, bleibt als Alternative eine annähernde Bestimmung über ein Experiment und die Messung der entsprechenden Parameter.

2.1.3 Wärmeübertragung durch Strahlung

Jeder Körper mit einer thermodynamischen Temperatur größer Null gibt Energie durch elektromagnetische Strahlung an seine Umgebung ab. Emission von Strahlung bedeutet Umwandlung der inneren Energie des Körpers in Energie, die durch elektromagnetische Wellen abtransportiert wird (vgl. ausführlich in [2] und [3]). Für die Emission von Wärmestrahlung existiert eine Grenze, die nur von der thermodynamischen Temperatur T des Körpers abhängt. Dieses Naturgesetz wurde 1879 von J. Stefan auf experimenteller Basis angegeben [4] und 1884 von L. Boltzmann aus der elektromagnetischen Theorie der Strahlung mit Hilfe des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik hergeleitet [5]. Das nach den beiden Wissenschaftlern benannte Stefan-Boltzmann-Gesetz beschreibt die maximal mögliche Wärmestromdichte der von der Oberfläche eines Körpers ausgesandten Wärmestrahlung und lautet:

$$\dot{q}_s = \sigma \cdot T^4 \quad (2.7)$$

Es enthält die universelle Stefan-Boltzmann-Konstante, deren Wert bei $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$ liegt. Ein Strahler, dessen durch Strahlung abgegebene Wärmestromdichte den Maximalwert \dot{q}_s nach Gleichung 2.7 erreicht, heißt *Schwarzer Körper*. Er ist ein idealer Strahler, dessen spezifische Ausstrahlung von keinem anderen Körper gleicher Temperatur übertroffen wird. Er absorbiert alle auftreffende Strahlung und ist damit auch ein idealer Absorber. Für die im Rahmen dieser Arbeit interessierenden Temperaturbereiche kann der Einfluß von Wärmeübertragung durch Strahlung im Vergleich zur Wärmeleitung und Konvektion vernachlässigt werden, da die thermodynamische Temperatur nicht über 400 K und die Temperaturdifferenz zur Umgebung nicht über 100 K liegt.

2.2 Wärmekraftmaschinen und ihr Wirkungsgrad

Thermoelektrische Generatoren müssen sich in Anwendungen meist mit klassischen Wärmekraftmaschinen in Bezug auf Wirkungsgrad, Investitionskosten und Kosten pro erzeugter Energieeinheit vergleichen lassen. Um einen solchen Vergleich am Ende dieses Abschnitts zu ermöglichen, werden zuerst kurz die Grundlagen von Wärmekraftprozessen erläutert.

Eine Wärmekraftmaschine ist ein stationär arbeitendes System, das kontinuierlich Energie als Wärme aufnimmt und mechanische Arbeit abgibt. Die Wärme wird dabei aus einem Reservoir höherer Temperatur aufgenommen und an ein Reservoir mit niedrigerer Temperatur abgegeben. Einen Teil der transportierten Wärme wandelt die Maschine dabei in mechanische Energie um [6]. Der 2. Hauptsatz der Thermodynamik verbietet, daß die zugeführte Wärme vollständig in Arbeit umgewandelt wird. Der Wirkungsgrad einer Wärmekraftmaschine ist der Quotient zwischen der erzeugten mechanischen Arbeit und der dem wärmeren Reservoir entnommenen Wärmemenge. Der durchlaufene Kreisprozeß läßt sich beispielsweise in einem T-S- oder p-V-Diagramm darstellen. Wärmekraftmaschinen werden in diesen Diagrammen durch rechtslaufende Kreisprozesse beschrieben.

2.2.1 Carnot'scher Kreisprozeß

Nicolas Léonard Sadi Carnot untersuchte in seiner 1872 erschienen Schrift einen idealen Kreisprozeß, der ohne Verluste arbeitet und ihm zu Ehren als *Carnot-Prozeß* bezeichnet wird [7]. Im Carnot-Prozeß durchläuft eine Wärmekraftmaschine einen kreisförmigen Prozeß, der aus zwei isothermen und zwei adiabaten Prozeßschritten besteht. Er ist in Abb. 2.1 dargestellt.

Die vier idealen Prozeßschritte beinhalten folgende Zustandsänderungen:

- Zustandsänderung 1-2: Isotherme Kompression und Abgabe einer Wärmemenge Q_{12} an das kalte Reservoir bei der Temperatur T_C .
- Zustandsänderung 2-3: Isentrope Kompression durch mechanische Arbeit und Erwärmung auf die Temperatur des wärmeren Reservoirs T_H .
- Zustandsänderung 3-4: Isotherme Expansion und Aufnahme einer Wärmemenge Q_{34} aus dem warmen Reservoir.
- Zustandsänderung 4-1: Isentrope Expansion unter Verrichtung mechanischer Arbeit bis zum Ausgangszustand aller Systemwerte.

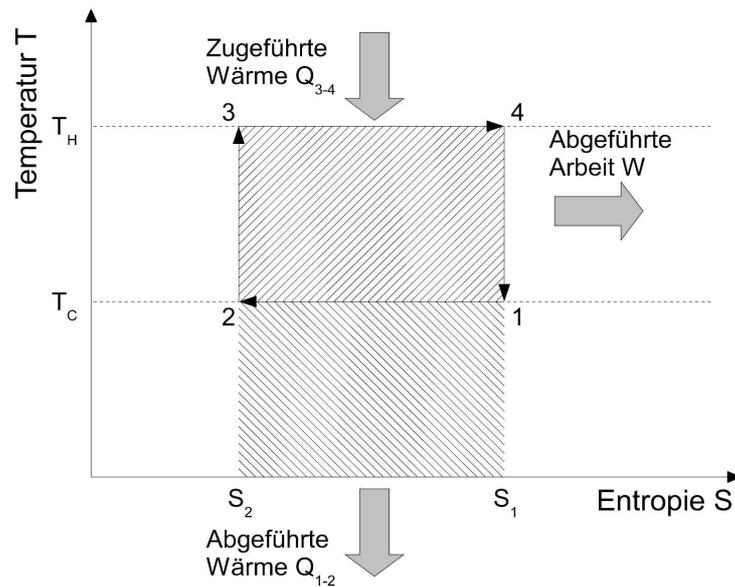


Abb. 2.1: Der Carnot-Prozeß im T-S-Diagramm (nach [7]).

Der Carnot'sche Wirkungsgrad gibt den maximalen Wirkungsgrad eines idealen, verlustfreien Prozesses an und ergibt sich mit der gewonnenen technischen Arbeit $-w_t^{rev}$ und der zugeführten Wärme q_{zu} als

$$\eta_{\text{Carnot}} = \frac{-w_t^{rev}}{q_{zu}} = 1 - \frac{T_C}{T_H}. \quad (2.8)$$

Da alle Prozeßschritte als reversibel angenommen werden, kann die thermische Effizienz nur durch unendlich langsame Prozesse erreicht werden. Als Ergebnis gibt der Carnot'sche Wirkungsgrad die obere Grenze für den Wirkungsgrad an, es kann allerdings keine Leistung aus dem Carnot-Prozeß gewonnen werden [8], da die isothermen Zustandsänderungen nur dann reversibel erfolgen können, wenn sie ohne Temperaturgradienten zwischen den Wärmereservoirs und dem Arbeitsmedium und damit unendlich langsam erfolgen. Als Konsequenz wird eine technische Arbeit in unendlich langer Zeit gewonnen, was zu einer verschwindenden Leistung führt.

2.2.2 Endoreversible Kreisprozesse

Reale Wärmekraftmaschinen weichen vom Carnot-Prozeß an verschiedenen Stellen ab. Um eine Leistung aus dem Prozeß entnehmen zu können, muß der Kreisprozeß gegenüber dem Carnot-Prozeß beschleunigt werden und in endlicher Zeit ablaufen. Um in den isothermen Schritten Energie zwischen den Reservoirs und dem Medium zu übertragen, muß eine Temperaturdifferenz existieren. Bei gegen Null gehender Zeit für die isotherme Wärmeübertragung bleibt das Arbeitsmedium auf konstanter Temperatur und der Wärmestrom fließt durch das Medium von der Quelle zur Senke ohne mechanische Arbeit zu verrichten. Somit wird die Leistung zu Null und ebenso die Effizienz. Zwischen diesen beiden Extremen liegt ein Punkt maximaler Leistung. Die Effizienz η' an diesem Leistungspunkt wird im folgenden beschrieben.

Ein entsprechender Kreisprozeß wurde auf Basis der Arbeiten von Novikov [9] und Chambadal [10] 1975 von Curzon und Ahlborn beschrieben [11]. Er beschreibt eine ideale Carnot'sche Wärmekraftmaschine, die keinerlei innere Verluste hat, aber mit den beiden Wärmereservoirs über verlustbehaftete Kontakte verbunden ist. Man bezeichnet sie deshalb als endoreversibel. Der endoreversible Prozeß stellt somit einen ersten Schritt in Richtung der Berücksichtigung realer Verluste dar.

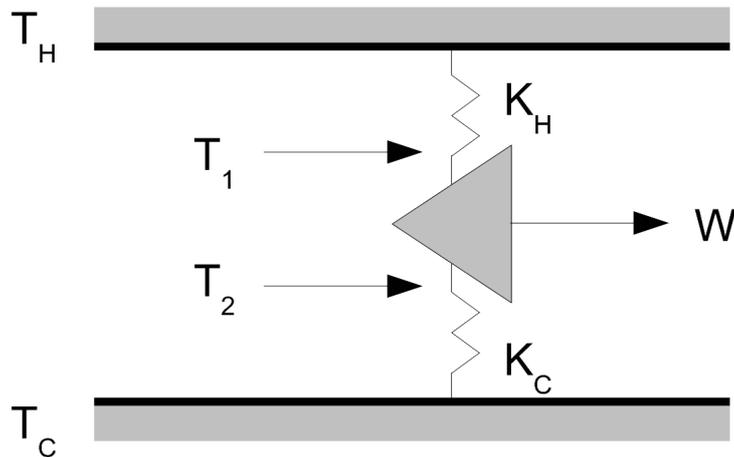


Abb. 2.2: Endoreversibler Prozeß mit verlustbehafteten Kontakten zu den Wärmereservoirs [12].

Als Konsequenz der verlustbehafteten Kontakte (Wärmeübergangskoeffizienten α und β) ist die Wärmekraftmaschine mit Reservoirs der Temperaturen T_H und T_C verbunden, sie arbeitet aber nur mit den Temperaturen T_1 bzw. T_2 . Die Differenzen $T_H - T_1$ bzw. $T_2 - T_C$ sorgen dafür, daß die Wärme in den Zustandsänderungen 1-2 und 3-4 in endlich langer Zeit übertragen werden kann. Für den Prozeß ergibt sich eine andere Effizienz als für den idealen Carnot-Prozeß, die allerdings im Punkt maximaler Leistung interessanterweise nicht von den beiden Wärmeübergangskoeffizienten α und β , sondern nur von den beiden Temperaturen T_H und T_C abhängt:

$$\eta' = 1 - \left(\frac{T_C}{T_H}\right)^{1/2} \quad (2.9)$$

Das Arbeitsmedium hat in den beiden isothermen Prozeßschritten die Temperaturen

$$T_1 = C \cdot T_H^{1/2} \text{ und} \quad (2.10)$$

$$T_2 = C \cdot T_C^{1/2} \quad (2.11)$$

mit

$$C = [(\alpha T_H)^{1/2} + (\beta T_C)^{1/2}] / [\alpha^{1/2} + \beta^{1/2}] .$$

Die maximale Leistung ist unter der Annahme, daß die beiden adiabaten Prozeßschritte reversibel ablaufen,

$$P_{\max} = (\alpha\beta/\gamma) [(T_H^{1/2} - T_C^{1/2}) / (\alpha^{1/2} + \beta^{1/2})]^2 \quad (2.12)$$

mit γ als dem Quotienten aus der Gesamtumlaufzeit eines Prozesszyklusses und der Summe der Zeit für die beiden isothermen Prozeßschritte (γ größer 1).

Abb.2.3 zeigt einen endoreversiblen Prozeß im T-S-Diagramm [13].

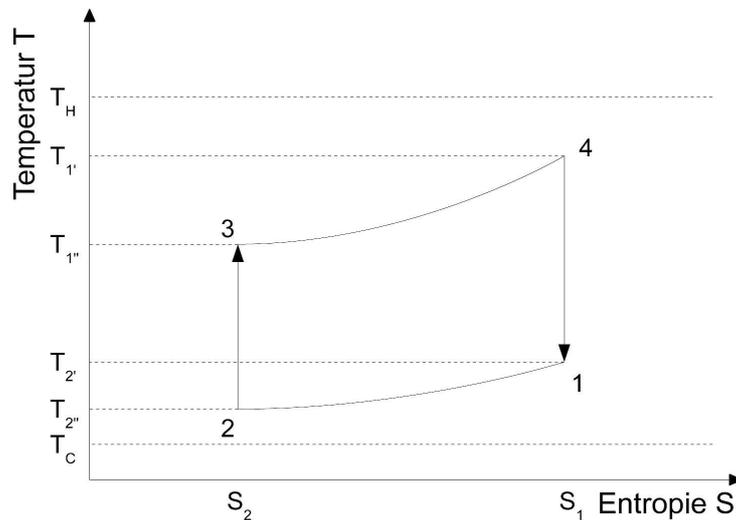


Abb. 2.3: Endoreversibler Prozeß im T-S-Diagramm [13].

Die so berechneten Effizienzen liegen laut Curzon und Ahlborn sehr nahe bei den in realen Wärmekraftmaschinen beobachteten Werten (siehe Tab. 2.1).

Wärmekraftprozeß	T_C [°C]	T_H [°C]	η_{Carnot} [%]	η' [%]	η_{real} [%]
Kohlekraftwerk	25	565	64,1	40,0	36,0
Nuklearkraftwerk	25	300	48,0	28,0	30,0
Geothermie-Kraftwerk	80	250	32,3	17,5	16,0

Tab. 2.1: Beobachtete Effizienzen realer Wärmekraftmaschinen [11].

Betrachtet man die Leistungs-Effizienz-Kurve einer endoreversiblen Wärmekraftmaschine, wobei Leistung und Effizienz jeweils auf ihren Maximalwert bezogen werden, so ergibt sich eine Kurve mit zwei Minima und einem Maximum (siehe Abb. 2.4). Der Parameter, der entlang der Kurve variiert wird, ist die Zykluszeit eines Prozeßumlaufs. Bei unendlich langer Zykluszeit erreicht die Wärmekraftmaschine den Carnot'schen Wirkungsgrad, allerdings kann keine Leistung aus dem Prozeß entnommen werden. Wird die Zykluszeit bis auf Null reduziert (d.h. die Maschine läuft unendlich schnell), so kann der Prozeß keine Wärme mehr aufnehmen und abgeben und sowohl der Wirkungsgrad als auch die Leistung verschwinden. Dieses Minimum liegt im Koordinatenursprung. Zwischen beiden Minima ergibt sich ein Maximum für die entnehmbare Leistung.

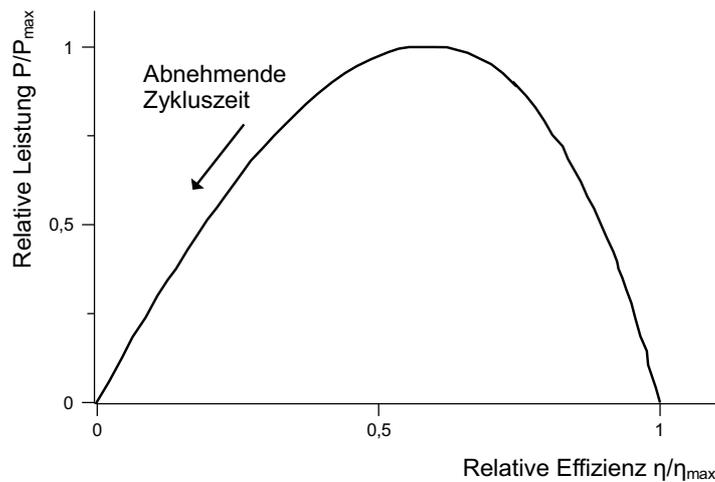


Abb. 2.4: Relative Leistung bezogen auf die relative Effizienz eines endoreversiblen Kreisprozesses [14].

2.2.3 Reale Wärmekreisprozesse

Eine weitere Abschwächung der Forderung nach idealen Prozessschritten und Randbedingungen stellt die Berücksichtigung von Irreversibilitäten innerhalb der Wärmekraftmaschine und das Vorhandensein von Wärmeverlusten dar. Aragón et al. stellen folgende zusätzliche Randbedingungen für irreversible Carnot'sche Wärmekraftmaschinen gegenüber endoreversiblen Wärmekraftmaschinen auf [8]:

1. Es fließt ein Verlustwärmestrom \dot{Q}_{L1} vom warmen zum kalten Reservoir.
2. Alle Wärmeströme sind proportional zur Temperaturdifferenz.
3. Innerhalb der Wärmekraftmaschine existiert ein Verlustwärmestrom \dot{Q}_{L2} .

Aragón et al. berechnen die maximale Leistung P_{\max} sowie die dazu gehörende Effizienz $\eta(P_{\max})$ in einer ersten Optimierung unter Fixierung der Gesamtprozeßzeit und der Wärmeübergangswiderstände zwischen beiden Reservoiren und dem Arbeitsmedium ("finite time optimization"). In einer weiteren Optimierung wird der Gesamt-Wärmewiderstand fixiert und die Kontaktflächen zwischen den Reservoiren und dem Arbeitsmedium, durch die die Wärme übertragen werden, parametrisiert ("finite size optimization"). Als Ergebnis der Optimierung werden Ausdrücke für die maximale Effizienz η_{\max} und die dazugehörige Leistung $P(\eta_{\max})$ angegeben. Ihre Herleitung und auch die Ausdrücke für die Leistungen und Effizienzen sind aufwendig und hängen von den verschiedenen Parametern des Modells in komplexer Weise ab. Eine ausführliche Darstellung findet sich in [8].

Im T-S-Diagramm unterscheidet sich der irreversible Prozeß deutlich vom endoreversiblen Prozess (siehe Abb. 2.6). Dies liegt am starken Anwachsen der beiden Verlustwärmeströme bei kürzer werdender Prozeßzeit bzw. steigender Drehzahl im Falle eines Motors. Im Abschnitt 2.4.2 wird auf diese Ergebnisse im Vergleich zum Verhalten thermoelektrischer Generatoren weiter eingegangen.

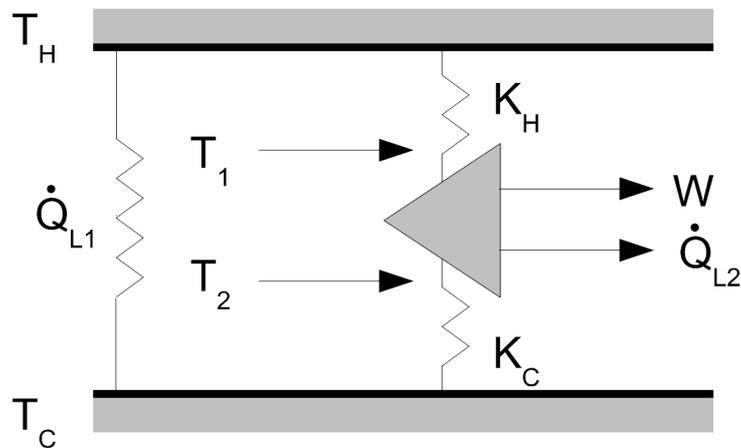


Abb. 2.5: Irreversibler Prozeß mit verlustbehafteten Kontakten zu den Wärmereservoirs, Wärmelecks und Verlusten in der Wärmekraftmaschine (nach [8]).

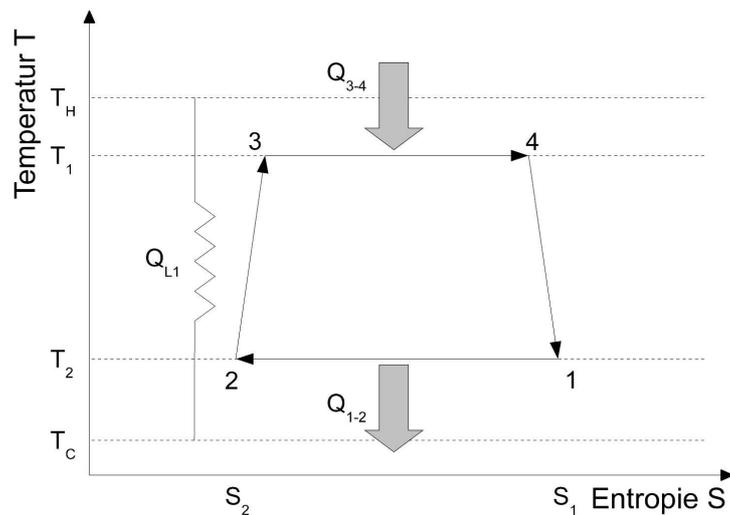


Abb. 2.6: Irreversibler Prozeß im T-S-Diagramm [8].

Die Leistungs-Effizienz-Kurve der realen Wärmekraftmaschine unterscheidet sich ebenfalls stark von der einer endoreversiblen Maschine. Die Kurve beginnt im Ursprung des Koordinatensystems, verläuft für abnehmende Zykluszeiten kurvenförmig und erreicht für unendlich kurze Zykluszeiten wieder den Ursprung. Dazwischen erreicht sie zuerst den Punkt maximaler Effizienz und dann den Punkt maximaler Leistung. Beide Punkte unterscheiden sich bezüglich der Leistungen und Effizienzen allerdings nur geringfügig (siehe Abb. 2.7).

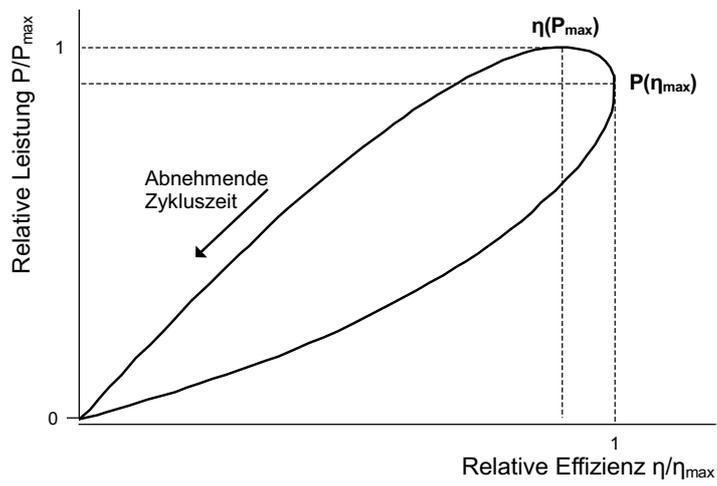


Abb. 2.7: Relative Leistung bezogen auf die relative Effizienz eines realen Kreisprozesses [14].

2.3 Grundlagen der Thermoelektrik

Die drei thermoelektrischen Effekte *Seebeck-Effekt*, *Peltier-Effekt* und *Thomson-Effekt* werden im folgenden Abschnitt in der Reihenfolge ihrer zeitlichen Entdeckung beschrieben. Diese Effekte bilden die funktionale Basis sowohl für die Beschreibung der thermoelektrischen Aktivität von Materialien als auch für thermoelektrische Bauteile und Anwendungen. Gute Beschreibungen und Einführungen finden sich u.a. bei [15] und [16].

2.3.1 Seebeck-Effekt

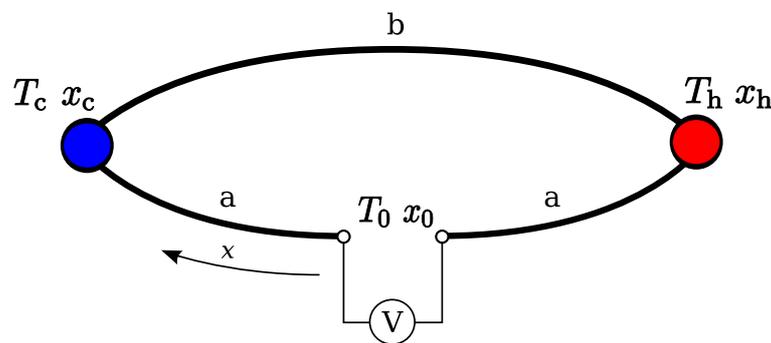


Abb. 2.8: Schematischer Aufbau eines Thermoelements [17].

Im Jahr 1821 beobachtete *Thomas Seebeck* die Auslenkung einer Magnetnadel in der Nähe einer Metallstange, deren Enden verschiedene Temperaturen hatten [18]. Hans Christian Oersted hatte bereits ein Jahr zuvor die Wechselwirkung zwischen Strom und Magnetismus entdeckt. Seebeck erkannte zwar nicht diese Wechselwirkungen, führte allerdings Experimente mit Thermopaaren aus, um Materialeigenschaften messen zu können. Der nach ihm benannte Effekt basiert auf einer stromlosen Anordnung, d.h. er berücksichtigt damit keine Joule'sche Erwärmung infolge von Strömen.

Das von *Seebeck* beschriebene Thermoelement besteht aus zwei Drähten, die aus verschiedenen Materialien bestehen. Die Drähte sind an ihren Enden miteinander verlötet und die beiden Verbindungsstellen werden auf verschiedenen Temperaturen T_H und T_C gehalten, so daß sich eine Temperaturdifferenz ΔT und somit ein Temperaturprofil entlang der Drähte ausbildet. Wird ein Draht an einer Stelle aufgetrennt, so läßt sich eine elektrische Spannung (Offene Klemmen-Spannung) messen, die proportional zur Temperaturdifferenz ist:

$$U_{\text{Seebeck}} \propto \Delta T. \quad (2.13)$$

Die Definition des *Seebeck-Koeffizienten* ergibt sich als Grenzwert der Spannung bei infinitesimal kleinen Temperaturunterschieden

$$\alpha_{\text{See}}(T) = \lim_{\Delta T \rightarrow 0} \frac{\Delta U}{\Delta T} = \frac{\partial U}{\partial T}. \quad (2.14)$$

Die an den Enden eines Drahtes meßbare Spannung berechnet sich als Weg-Integral entlang des Drahtes zu

$$U_{\text{Seebeck}} = \varphi_2 - \varphi_1 = \int_{x_1}^{x_2} \frac{\partial \varphi}{\partial x} dx = \int_{x_1}^{x_2} \alpha_{\text{See}}(x) \frac{\partial T}{\partial x} dx = \int_{T_1}^{T_2} \alpha_{\text{See}}(T) \frac{\partial T}{\partial x} dT. \quad (2.15)$$

Für das gesamte Element wird das Weg-Integral entlang beider Drähte ausgewertet. Zusätzlich zu den Spannungen in den beiden Leitern müssen die Kontaktpotentiale der Verbindungsstellen addiert werden. Sie heben sich jedoch in einem geschlossenen Umlauf genau gegenseitig auf, so daß sich die folgende Gesamtspannung errechnet:

$$U_{\text{Seebeck}} = \int_{T_0}^{T_c} \alpha_{\text{See,a}}(T) \frac{\partial T}{\partial x} dT + \int_{T_C}^{T_H} \alpha_{\text{See,b}}(T) \frac{\partial T}{\partial x} dT + \int_{T_H}^{T_0} \alpha_{\text{See,a}}(T) \frac{\partial T}{\partial x} dT. \quad (2.16)$$

Durch Mittelwertbildung des temperaturabhängigen Seebeck-Koeffizienten entlang eines Drahtes errechnet sich ein kombinierter Koeffizient für das Materialpaar unter den gegebenen thermischen Randbedingungen als Differenz der gemittelten Einzel-Koeffizienten zu

$$U_{\text{Seebeck}} = (\bar{\alpha}_{\text{See,b}} - \bar{\alpha}_{\text{See,a}}) \int_{T_C}^{T_H} \frac{\partial T}{\partial x} dT = (\bar{\alpha}_{\text{See,b}} - \bar{\alpha}_{\text{See,a}}) \Delta T. \quad (2.17)$$

Üblicherweise verwendet man zwei Materialien, die Seebeck-Koeffizienten mit unterschiedlichen Vorzeichen besitzen (z.B. p- und n-dotierte Halbleitermaterialien), um die erreichbare Spannung zu steigern. Die Seebeck-Koeffizienten der meisten Metalle liegen im Bereich von $1\text{--}10 \mu\text{V/K}$, Halbleiter erreichen Werte im Bereich von 1 mV/K . Bei ihnen kann der Seebeck-Koeffizient zusätzlich durch Dotierung beeinflusst werden. N-dotierte Halbleiter haben negative Seebeck-Koeffizienten, p-dotierte positive Seebeck-Koeffizienten.

2.3.2 Peltier-Effekt

Jean C.A. Peltier gelang es 1834, die Umkehrung des Seebeck-Effekts zu beobachten. Prägt man durch eine externe Stromquelle einen elektrischen Gleichstrom in eine Leiterschleife aus zwei miteinander verbundenen Leitern ein, so erwärmt sich eine Kontaktstelle, während sich die andere abkühlt. Dreht man die Stromrichtung um, so vertauschen sich die Warm- und Kaltstelle [19]. Peltier führte den Effekt fälschlicherweise auf einen Fehler im Joule'schen Gesetz zurück. Der Wärmestrom durch die Leiter hängt sowohl vom Ladestrom als auch vom *Peltier-Koeffizienten* des Thermopaars ab. Der Peltier-Effekt beschreibt dabei die Diskontinuität des Wärmestroms an den Übergangsstellen, an denen die Überschußwärme abgegeben bzw. die fehlende Wärmemenge aus der Umgebung aufgenommen wird. Beim Übergang von einem Material über die Kontaktstelle in das andere Material müssen die Ladungsträger auf ein anderes Niveau der Fermi-Energie gelangen. An einer Kontaktstelle springen sie von einem höheren Energieniveau auf ein niedrigeres und geben dabei Energie ab, so daß sich die Kontaktstelle

erwärmt. An der anderen Kontaktstelle müssen sie auf ein höheres Energieniveau springen und nehmen Energie aus der Umgebung auf, so daß die Kontaktstelle kälter wird. Der Peltier-Wärmestrom ist gegeben durch

$$\dot{Q}_{\text{Peltier}} = \pi_{\text{ab}} \cdot J. \quad (2.18)$$

wobei J die elektrische Stromdichte ist und der *Peltier*-Koeffizient π_{ab} der Schnittstelle durch die Differenz der Peltier-Koeffizienten der verbundenen Materialien $\pi_{\text{ab}} = \pi_{\text{a}} - \pi_{\text{b}}$ definiert wird. Die Richtung des Wärmestroms ergibt sich durch die Auswahl der Materialien und die Richtung des elektrischen Stroms.

Sowohl *Peltier*-Koeffizienten als auch *Seebeck*-Koeffizienten sind temperaturabhängig. Sie sind nicht unabhängig voneinander, sondern über die Temperatur gemäß der 1. *Kelvin*-Beziehung

$$\pi_{\text{ab}} = \alpha_{\text{See,ab}} T \quad (2.19)$$

verbunden.

2.3.3 Thomson-Effekt

William Thomson (später *Lord Kelvin*) beobachtete den dritten thermoelektrischen Effekt [20]. Unter der Annahme eines homogenen Leiters, der einem Temperaturgradienten unterliegt, gewinnen oder verlieren Ladungsträger Energie, je nachdem, wie sie sich relativ zur Richtung des Temperaturgradienten bewegen. Nimmt man ein lokales Energiegleichgewicht an, so äußert sich die energetische Zustandsänderung der Ladungsträger als Absorbieren oder Freisetzen von Wärme. Die gesamte *Thomson*-Wärme entlang eines Leiters ist gegeben durch

$$\vec{Q}_{\text{Thomson}} = \int_{T_C}^{T_H} \chi(T) \vec{Q} dT, \quad (2.20)$$

worin $\chi(T)$ den temperaturabhängigen *Thomson*-Koeffizienten bezeichnet. *Thomson*- und *Seebeck*-Koeffizienten sind untereinander durch die 2. *Kelvin*-Beziehung

$$\chi = T \frac{d\alpha}{dT} \quad (2.21)$$

verbunden.

2.3.4 Wärmeleitung in Halbleitern

Der Wirkungsgrad eines Thermogenerators berechnet sich als Quotient aus der vom Generator erzeugten elektrischen Energie und der durch den Generator der Wärmequelle entnommenen Wärme. Um ein möglichst hohes Temperaturgefälle zu erreichen, ist eine niedrige thermische Leitfähigkeit und zur Erzielung einer hohen Ausgangsleistung ein niedriger elektrischer Innenwiderstand des Generators und somit eine hohe elektrische Leitfähigkeit wünschenswert. Gute thermoelektrische Materialien verfügen demnach über eine gute elektrische Leitfähigkeit σ

und eine niedrige thermische Leitfähigkeit λ . Beide hängen bei Metallen über das Wiedemann-Franz'sche Gesetz voneinander und von der Temperatur ab [21]. Daraus hat sich für die Materialwissenschaft die Herausforderung ergeben, Halbleitermaterialien zu entwickeln, die Strom gut, Wärme aber schlecht leiten. Sie besitzen eine hohe Ladungsträgerdichte und ihre thermische Leitfähigkeit λ_{ges} ist nicht wie bei den Metallen hauptsächlich von der Anzahl der Ladungsträger abhängig. Es gibt bei Metallen auch eine wärmeleitende Komponente des Kristallgitters, sie wird allerdings durch eine deutlich höhere Komponente der Wärmeleitung durch bewegliche Ladungsträger deutlich überlagert.

Die thermische Leitfähigkeit eines Halbleiters setzt sich aus einem Anteil der freien Ladungsträger und einem der Phononen zusammen:

$$\lambda_{\text{ges}} = \lambda_{\text{El}} + \lambda_{\text{Ph}}. \quad (2.22)$$

Der Anteil der Phononen am Wärmetransport ist unabhängig von der elektrischen Leitfähigkeit des Materials. Man kann somit durch eine Reduzierung des Wärmetransportanteils der Phononen die thermische Leitfähigkeit des Materials verringern, ohne gleichzeitig auch die elektrische Leitfähigkeit zu senken [16]. Dieser Ansatz zur Verbesserung thermoelektrischer Materialien wurde bereits 1979 von Glen Slack erkannt und in seinem "Electron Crystal - Phonon Glass Model" (ECPG) beschrieben [22]. Diesem Modell entsprechend sollte die Leitung von Elektronen entlang gut definierter Bahnen erfolgen, die man in den sehr gut geordneten kristallinen Strukturen von Metallen findet. Phononen können auf ihrem Weg durch das Material dagegen durch Wege von geringer Ordnungsstruktur in ihrer Ausbreitung durch Streuung gestört werden. Hierzu bietet sich beispielsweise eine künstlich eingebrachte Nanostrukturierung an. Der Effekt funktioniert auf Basis der unterschiedlichen Wellenlängen von Elektronen und Phononen.

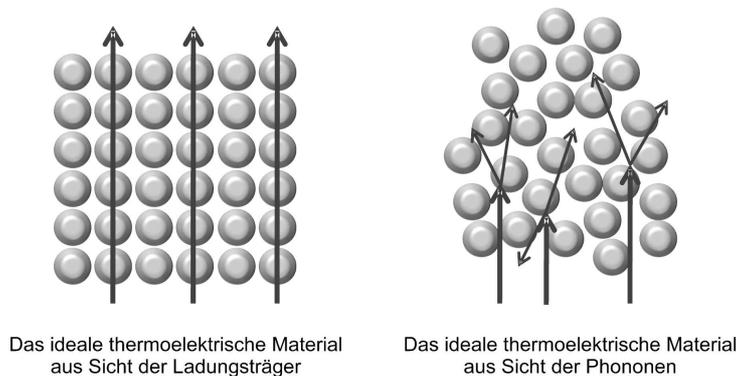


Abb. 2.9: Electron Crystal - Phonon Glas Modell (nach Slack [22]).

Beide Effekte, die gute elektrische Leitfähigkeit sowie die schlechte thermische Leitfähigkeit, können durch die Zugabe von Dotier- und Legierungsstoffen erhöht werden. Wismuthtelluride werden heute üblicherweise mit Selen und Antimon legiert. Die unterschiedliche Atomgröße beider Elemente im Verhältnis zu Wismuthtellurid sorgt beim Einbau der Atome in das Gitter für Gitterverspannungen, die in erhöhter Phononenstreuung resultieren [23]. Eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung der thermoelektrischen Eigenschaften ist die Einbringung einer

künstlichen Nanostrukturierung. Diese Entwicklungen haben im Labormaßstab bereits ansprechende Ergebnisse erzielt, den Materialien fehlt allerdings häufig noch die Langzeitstabilität [24]. Einen Überblick über neuere Entwicklungen in diesem Bereich gibt Vaqueiro in [25].

2.4 Thermoelektrische Generatoren

Attenkirch legte in seinen Arbeiten wichtige Grundlagen für die Theorie thermoelektrischer Materialien [26] [27]. Er schloß, daß thermoelektrisch gute Materialien über einen hohen Seebeck-Koeffizienten und eine gute elektrische Leitfähigkeit bei gleichzeitig niedriger thermischer Leitfähigkeit verfügen müssen. Basierend auf diesen Eigenschaften wurde später als Gütezahl für Materialien die sogenannte *Figure of Merit* ZT entwickelt, auf die näher in Abschnitt 2.4.1.1 eingegangen wird. *Ioffe* entwickelte mit den ersten künstlich hergestellten Halbleitermaterialien in der Mitte des 20. Jahrhunderts die Basis der modernen thermoelektrischen Theorie. Es gelang, die Effizienzen von thermoelektrischen Generatoren bis auf ca. 5 % zu erhöhen [28] [29]. Thermoelektrische Paare bestehen aus einem n-dotierten Schenkel sowie einem p-dotierten Schenkel. Sie können sowohl aus Metallen als auch aus halbleitenden Materialien aufgebaut werden. Metall-Thermopaare werden allerdings wegen ihrer niedrigen Wandlungseffizienz hauptsächlich als Thermofühler bei Temperaturmessungen eingesetzt. Für die Erzeugung von elektrischer Energie werden Thermopaare aus Halbleitern bevorzugt. Infolge der relativ niedrigen generierten Spannungen pro Thermopaar müssen eine Vielzahl von Paaren elektrisch in Serie geschaltet werden, um ein technisch nutzbares Spannungsniveau zu erreichen. Ein heute kommerziell verfügbarer Thermogenerator HZ-20 des amerikanischen Unternehmens Hi-Z besteht bei einer Größe von 7,5 x 7,5 cm und 5 mm Dicke aus 71 in Serie geschalteten Thermopaaren [30]. Alle 71 Paare sind thermisch parallel geschaltet. Bei einem konstanten ΔT von 200 K zwischen der heißen und der kalten Seite liefert das Modul eine offene Klemmenspannung von 5 Volt und eine Leistung von 19 W. Der Preis für ein solches Modul liegt ohne Berücksichtigung der Kühlkörperkosten sowie der Wärmeeinkopplung bei 152 US-\$ (Stand Oktober 2010) bei einer Abnahmemenge von 10.000 Stück. Somit ergeben sich für dieses Modul Investitionskosten von 7,60 US-\$/Watt. Diese liegen im Vergleich zu anderen erneuerbaren Energien sehr hoch. Die Photovoltaik-Industrie erreicht zum gleichen Zeitpunkt für fertig auf Dächern installierte Module ca. 4 €/Watt [31], Windenergie liegt sogar noch darunter [32].

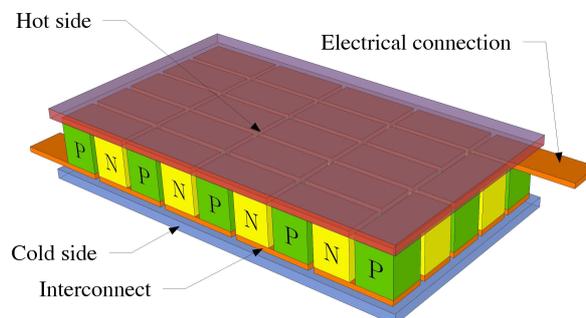


Abb. 2.10: Darstellung eines Peltier-Elements nach dem Stand der Technik [33].

2.4.1 Wirkungsgrad thermoelektrischer Generatoren

Der Wirkungsgrad eines thermoelektrischen Generators kann sowohl auf der Material- wie auch auf der Bauteilebene definiert werden. Er ist durch folgende Beziehung

$$\eta = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{Q}_{\text{zu}}} \quad (2.23)$$

gegeben, wobei

$$\begin{array}{ll} P_{\text{el}} & \text{elektrische Ausgangsleistung des Generators [W] und} \\ \dot{Q}_{\text{zu}} & \text{vom Generator aus der Quelle aufgenommener Wärmestrom [W]} \end{array}$$

sind.

Die elektrische Leistung und der aufgenommene Wärmestrom unterscheiden sich dabei, je nachdem, ob nur das thermoelektrische Material oder das gesamte Bauteil betrachtet werden. In der Betrachtung des Bauteils müssen thermische, elektrische und Kontaktverluste berücksichtigt werden (siehe hierzu Abschnitt 2.2 über Wärmekraftmaschinen). In der Praxis erweist sich die Messung der Effizienz als schwierig. Die elektrische Leistung läßt sich einfach und verläßlich bestimmen, während die Messung der Wärmeströme, die der Thermogenerator oder das Bauteil von der Wärmequelle aufnehmen bzw. an die Wärmesenke abgeben, sich als problematisch darstellt. Der aufgenommene und der abgegebene Wärmestrom unterscheiden sich mindestens um die gewonnene elektrische Leistung. Die elektrische Leistung kann durch Verlustwärmeströme weiter reduziert werden, die infolge von Interaktion mit der Umgebung (Konvektion, Wärmestrahlung) nicht gewandelt werden. Sie lassen sich äußerst schwierig messen. Eine Möglichkeit, dieses Problem zu minimieren, besteht in der Messung innerhalb einer evakuierten Meßvorrichtung, so daß Wärmeleitung und Konvektion als Wärmeübertragungsmechanismen ausscheiden. Prinzipiell kann ein thermoelektrisches Bauteil mit seiner internen und externen Anbindung an die Umgebung ähnlich wie im Fall einer Wärmekraftmaschine dargestellt werden (siehe Abb. 2.11).

2.4.1.1 Thermoelektrische Materialgüte ZT

Die Leistung eines thermoelektrischen Generators läßt sich durch charakteristische Kennzahlen wie seine Effizienz, gesamte elektrische Leistung und seine Leistungsdichte beschreiben. Allerdings werden alle Kennzahlen durch verschiedene Parameter begrenzt. Neben geometrischen Einflußfaktoren sind hier insbesondere Materialeigenschaften wie der *Seebeck*-Koeffizient und die elektrische und thermische Leitfähigkeit zu nennen. Sie beeinflussen den Transport von Ladungsträgern und Phononen stark und entscheiden somit auf der Materialeite über das Verhalten des Generators. Im folgenden soll die sogenannte *Figure of Merit* oder *Gütezahl Z* erläutert werden, die die Materialeigenschaften zusammenfaßt und häufig zur Beschreibung eines thermoelektrisch aktiven Materials herangezogen wird.

Nach den Regeln der Elektrotechnik läßt sich die am Lastwiderstand gewinnbare elektrische Leistung durch

$$P_{\text{el}} = U_{\text{L}} \cdot I = I^2 R_{\text{L}} = \left[\frac{(\alpha_1 - \alpha_2)(T_1 - T_2)}{R_{\text{L}} + R_{\text{i}}} \right]^2 \cdot R_{\text{L}} \quad (2.24)$$

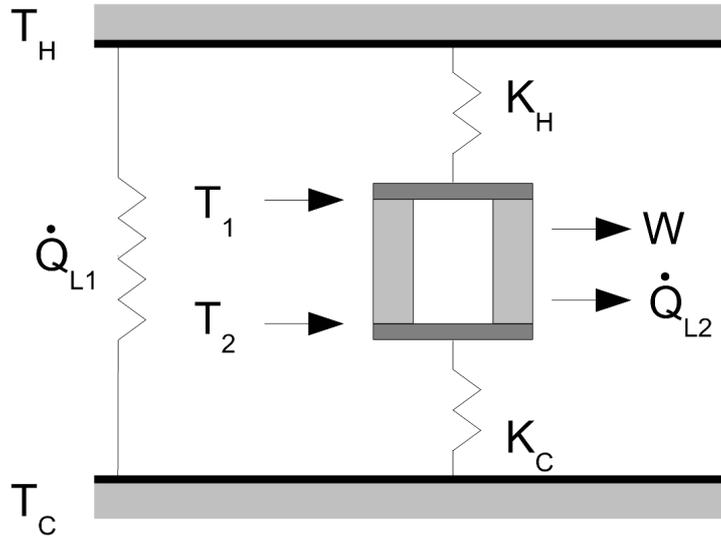


Abb. 2.11: Darstellung eines Thermogenerators in Analogie zur Wärmekraftmaschine.

ausdrücken. Für den zugeführten Wärmestrom gilt

$$\dot{Q}_{\text{zu}} = K(T_1 - T_2) + (\alpha_{\text{See},1} - \alpha_{\text{See},2})IT_1 - \frac{I^2 R_i}{2}, \quad (2.25)$$

worin T_1 und T_2 die Temperaturen am heißen und kalten Ende des Thermogenerators sind. T_1 und T_2 sind hierbei nur im Fall der idealen Anbindung gleich den Temperaturen T_H und T_C der Wärmequelle und der Wärmesenke. $\alpha_{\text{See},1}$ und $\alpha_{\text{See},2}$ sind die Seebeck-Koeffizienten der beiden Materialien und K der gemittelte thermische Leitwert des Schenkelpaares.

Für den Fall der maximalen Leistung wird $\partial P / \partial R_L = 0$ gesetzt und nach dem Lastwiderstand aufgelöst, wobei wie bekannt der optimale Lastwiderstand gleich dem Innenwiderstand sein muß. Die im Lastwiderstand entnehmbare Leistung ist in diesem Fall gleich der Hälfte der Leistung beim Carnot'schen Wirkungsgrad η_C . Alternativ zum Fall der maximal möglichen Leistung kann die maximale Effizienz bestimmt werden. *Ioffe* führt dazu das Verhältnis $m = R_L / R_i$ aus innerem Widerstand und Lastwiderstand ein [28] und bestimmt das optimale m zur Erreichung der maximal möglichen Effizienz zu

$$M = \sqrt{1 + \frac{1}{2} Z (T_1 + T_2)}. \quad (2.26)$$

Nach *Ioffe* ist die maximale Umwandlungseffizienz η_{max} eines thermoelektrischen Generators durch das Produkt der idealen reversiblen thermodynamischen Prozesseffizienz und einen die durch Joule'sche Erwärmung und nicht-ideale thermische Leitfähigkeit entstehenden Energieverluste innerhalb des Bauteils beschreibenden Faktor gegeben [34] durch

$$\eta_{\text{max}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \frac{M - 1}{M + T_2/T_1}, \quad (2.27)$$

Die gemittelte thermoelektrische Gütezahl Z für beide Schenkel des Thermopaars mit angepaßter

Geometrie kann durch

$$Z = \frac{(\alpha_{\text{See},1} - \alpha_{\text{See},2})^2}{\left(\sqrt{\lambda_1/\sigma_1} + \sqrt{\lambda_2/\sigma_2}\right)^2} \quad (2.28)$$

ausgedrückt werden. Die Gütezahl Z beinhaltet alle relevanten Materialparameter: den *Seebeck*-Koeffizienten α_{See} , die thermische Leitfähigkeit λ und die elektrische Leitfähigkeit σ . Alle drei Parameter hängen stark von der Ladungsträgerkonzentration und der Temperatur ab. In der Praxis haben beide Materialien eines Thermopaars ähnliche Eigenschaften, so daß die Gütezahl Z eines Thermopaars durch

$$Z = \frac{\alpha_{\text{See}}^2 \sigma}{\lambda} \quad (2.29)$$

definiert ist.

Ein ideales thermoelektrisches Material verfügt nicht nur über ein hohes Z , sondern erreicht dieses auch auf dem Temperaturniveau der gewünschten Anwendung. So eignen sich Thermopaare aus Silizium-Germanium nicht für den Einsatz unterhalb von 600°C während Wismuthtellurid-Systeme oberhalb von 500°C bereits schmelzen.

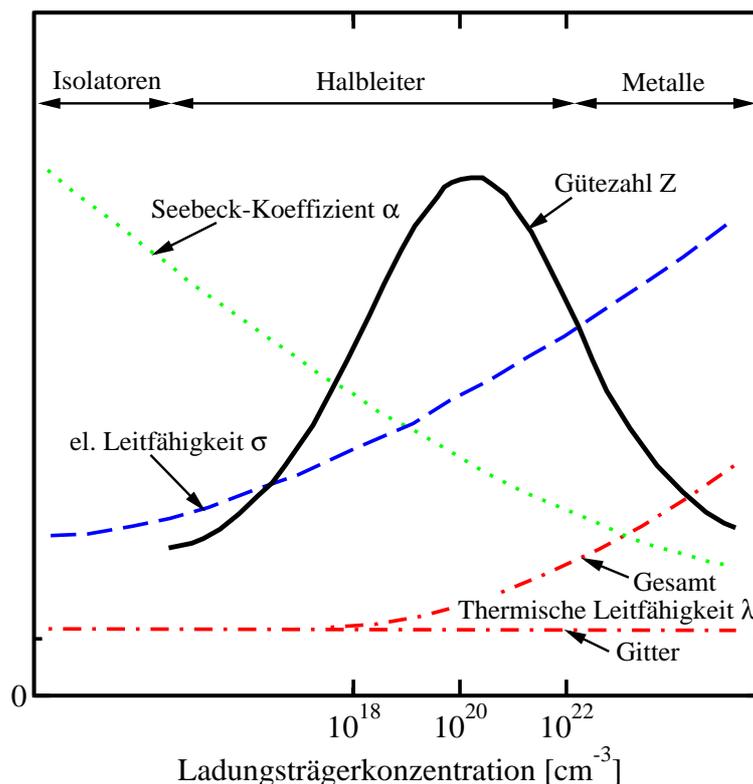


Abb. 2.12: Seebeck-Koeffizient, elektrische und thermische Leitfähigkeit sowie "Figure of Merit" in Abhängigkeit der Konzentration freier Ladungsträger, nach [35].

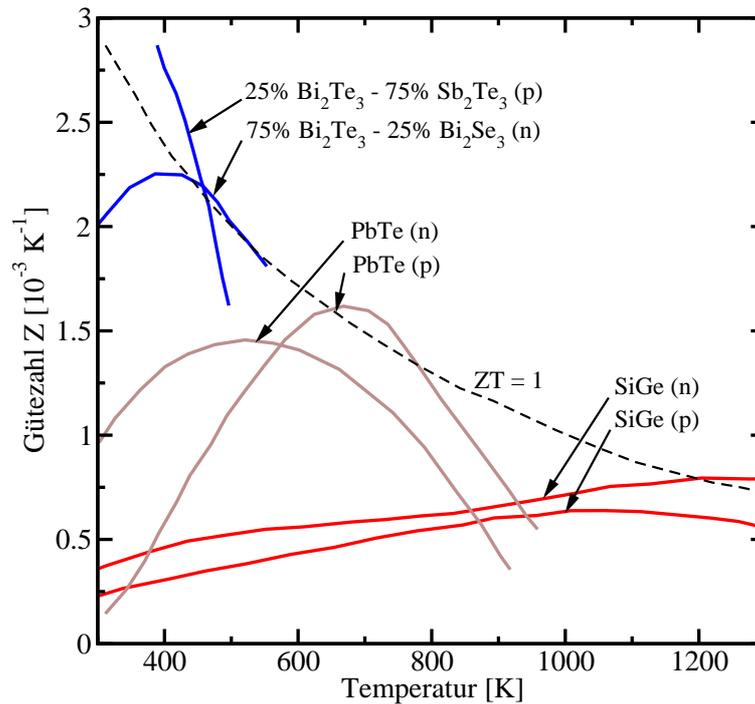


Abb. 2.13: ZT-Werte verschiedener Materialkombination in Abhängigkeit der Einsatztemperatur, nach [35].

2.4.1.2 Bauteil-Wirkungsgrad

In vielen Publikationen und Lehrbüchern zur Thermoelektrik findet sich für den Wirkungsgrad eines Thermogenerators ein Ausdruck, der nur von Material-Parametern abhängig ist. Hierbei werden die Verluste in thermischer oder elektrischer Form, die durch das Zusammenfügen von Materialien zu funktionierenden Bauteilen entstehen, vernachlässigt, obwohl sie erwiesenermaßen einen beträchtlichen Teil zum niedrigen Wirkungsgrad heutiger Thermogeneratoren beitragen. Man kann, wie oben eingeführt, zwischen elektrischen, thermischen und Verlusten durch die Kontakte unterscheiden. Alle spielen bei einer Miniaturisierung von Bauteilen, die aus Kostengründen wünschenswert ist, eine elementare Rolle und müssen durch einen geeigneten Aufbau der Thermogeneratoren möglichst vermieden bzw. minimiert werden.

- Elektrische Verluste

Die elektrischen Verluste unterteilen sich in die Verluste innerhalb der beiden Schenkel des Thermopaars, die Verluste der Kontaktstrukturen und die Übergangswiderstände. Um einzelne Thermoschenkel oder auch einzelne Thermopaare untereinander und miteinander verbinden zu können, werden im allgemeinen metallische Kontakte verwendet. Diese bilden mit den thermoelektrisch aktiven Schichten eine Metall-Halbleiter-Verbindung. Die resultierenden Übergangswiderstände sind nicht mit den Widerständen der eigentlichen Kontakte zu verwechseln. Die Widerstände der Thermoschenkel und der Kontaktstrukturen berechnen sich nach den bekannten Regeln der Elektrotechnik über die Längen der Bauteile, ihre Querschnittsflächen und ihre elektrischen Leitfähigkeiten.

Die eigentlichen Übergangswiderstände, die durch die Verbindung von Metallen der Kon-

takte und den Halbleiterstrukturen auftreten, lassen sich nicht analytisch darstellen. Im Prozeß der Miniaturisierung der Bauteile erlangen sie jedoch immense Bedeutung, wenn man empirisch annimmt, daß sie nur von den beteiligten Materialien und den Kontaktflächen abhängen. Bei kleiner werdender Bauteillänge nimmt ihr Anteil an den Gesamtwiderständen immer weiter zu, bis das System schlußendlich durch die Kontaktwiderstände dominiert wird.

Eine mögliche Weiterentwicklung zur Minimierung der Verluste durch die Kontakte und die Übergangswiderstände schlägt *Span* in Form der Nutzung eines p/n-Übergangs vor. Der p/n-Übergang wird durch zwei in ihrer gesamten Länge in direktem Kontakt stehende Schichten gebildet und reduziert die Anzahl an Kontakten pro Thermopaar, da er als elektrische Verbindung ausgenutzt werden könnte [36] (siehe Abb. 2.14).

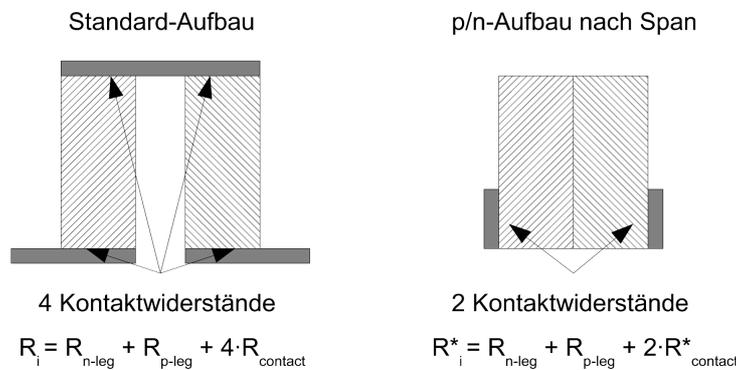


Abb. 2.14: Reduzierung der Kontakt- und Übergangswiderstände durch Nutzung des p/n-Übergangs [36]

Die Zahl der Kontaktwiderstände läßt sich gegenüber einem Standardaufbau (bei n Thermopaaren immer $2n$ Kontaktwiderstände) durch Stapeln der p/n-Übergänge reduzieren. Bei n Thermopaaren reichen 2 Kontakte außen am p/n-Stapel aus. Die Nutzung des p/n-Übergangs auf der heißen Seite vermeidet außerdem eine Schwachstelle des klassischen Modulaufbaus. Die Verbindung Metall-Halbleiter wird auf der heißen Seite des Bauteils deutlich höherem thermomechanischen Streß ausgesetzt als die Verbindung auf der kalten Seite des Generators. Bei Generatoren, die hohen Temperaturen und gleichzeitig häufig wechselnden Temperatur-Intervallen ausgesetzt sind, können Materialermüdung und Bauteilversagen auftreten. Häufig sind die thermischen Ausdehnungskoeffizienten der verwendeten Metalle und Halbleiter so unterschiedlich, daß bei Erwärmung Schubspannungen in der Verbindungsnaht zwischen Kontakt und Halbleiter auftreten, die das Bauteil vor Ablauf seines eigentlichen Lebenszyklusses zerstören.

Laut *Span* liegt ein weiterer Vorteil des p/n-Übergangs in der Zurverfügungstellung zu-

sätzlicher Ladungsträger. Für klassische Aufbauten gelten folgende Beziehungen:

$$I_{\text{generiert}} = \frac{U_{\text{thermisch}}}{R_i + R_L} \quad (2.30)$$

$$U_{\text{thermisch}} = \alpha_{\text{See,AB}} \cdot \Delta T \quad (2.31)$$

$$R_i = R_{\text{n-Schenkel}} + R_{\text{p-Schenkel}} + 4 \cdot R_{\text{Kontakt}} \quad (2.32)$$

$$P_{\text{generiert}} = U_{\text{thermisch}} \cdot I_{\text{generiert}} \quad (2.33)$$

Im Fall der Leistungsanpassung ($R_i = R_L$) ist die nutzbare Leistung gleich der halben generierten Leistung.

Im Gegensatz dazu werden laut *Span* im p/n-Übergang zusätzliche Elektronen/Loch-Paare generiert, durch das elektrische Feld im Bereich des p/n-Übergangs getrennt und in der jeweiligen Schicht von der heißen zur kalten Seite des Thermogenerators transportiert. Sie tragen als bewegte elektrische Ladungen zum Strom bei:

$$I_{\text{generiert}}^* = \frac{U_{\text{thermisch}}}{R_i^* + R_L} + I_{\text{Diffusion}} \quad (2.34)$$

$$U_{\text{thermisch}} = \alpha_{\text{See,AB}} \cdot \Delta T \quad (2.35)$$

$$R_i^* = R_{\text{n-Schenkel}}^* + R_{\text{p-Schenkel}}^* + 2 \cdot R_{\text{Kontakt}} \quad (2.36)$$

$$P_{\text{generiert}}^* = U_{\text{thermisch}} \cdot I_{\text{generiert}}^* \quad (2.37)$$

Hieraus ergibt sich direkt, daß $P_{\text{generiert}}^* > P_{\text{generiert}}$.

- Thermische Verluste

Im Bereich thermischer Widerstände gelten ähnliche Beziehungen und Gesetzmäßigkeiten wie bei elektrischen Widerständen. Der innere thermische Widerstand eines Bauteils berechnet sich mit der Länge l des Bauteils in m, seiner thermischen Leitfähigkeit λ in W/(m K) und seiner Querschnittsfläche A in m^2 zu

$$R_{\text{th}} = \frac{l}{\lambda \cdot A}. \quad (2.38)$$

Gleiches gilt mit den entsprechenden Leitfähigkeiten der Materialien auch für die Kontakte. Sämtliche oben erläuterten Aussagen zu den Vorteilen des p/n-Aufbaus im Bereich elektrischer Widerstände erläutert *Span* analog auch für die thermischen Widerstände. Ein zusätzlicher Vorteil ergibt sich für das über dem Thermogenerator verfügbare ΔT , siehe Abb. 2.15.

Auch bei thermisch gut leitenden Kontaktmaterialien wird ein gewisser Anteil des verfügbaren ΔT benötigt, um den Wärmestrom über die Kontakte zu treiben. Dieser verlorene Anteil des gesamten Temperaturgradienten kann bei Vermeidung eines Kontaktes auf der heißen Seite zur Erhöhung der Thermospannung genutzt werden.

Für die thermischen Kontaktwiderstände lassen sich ähnlich wie bei den elektrischen Kontaktwiderständen keine analytisch geschlossenen Berechnungsformeln angeben. Es ist

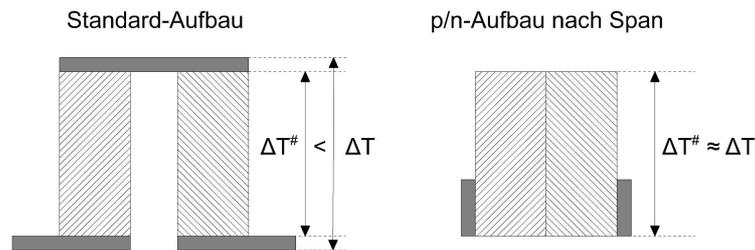


Abb. 2.15: Thermische Kontaktwiderstände bei Standard- und p/n-Aufbau nach Span

allerdings unbestritten, daß eine größere Kontaktfläche mit einer Verkleinerung des Kontaktwiderstandes einhergeht. Beim Standard-Aufbau eines Moduls (siehe Abb. 2.10) besteht die Limitierung, daß als wärmeein- und wärmeauskoppelnde Fläche nur die Stirnseiten der quaderförmigen Thermoschenkel genutzt werden. Im Aufbau einer optimierten Thermogenerator-Struktur, wie sie in Kapitel 4 beschrieben wird, besteht diese Einschränkung nicht, so daß das Größenverhältnis zwischen beiden Flächen entsprechend der Anwendung, in der der Thermogenerator genutzt wird, angepaßt werden kann.

Wagner gibt in [37] eine Abschätzung zum Einfluß der Wärmeleitungs- und -kontaktwiderstände auf die elektrische Leistung. Man erkennt klar, daß bei Unterschreitung einer kritischen Bauteil-Länge der Aufbau der Kontakte extrem wichtig für die erzielte Leistung wird. Unterhalb dieser Länge werden die Thermopaare in der Realität von den Kontaktwiderständen dominiert. Ihre Leistung bricht um eine oder mehrere Größenordnungen ein. Im Gegensatz dazu steigt die Leistung eines idealen Thermopaars unter Vernachlässigung aller Verluste bei kürzer werdender Bauteil-Länge immer weiter an.

Weitere thermische Verluste treten bei der Ein- und Auskopplung der Wärmeströme in das Bauteil auf. Grundsätzlich können Wärmeströme in allen drei möglichen Formen der Wärmeübertragung in Thermogeneratoren ein- und austreten: Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung. In der Praxis findet die Wärmeabgabe in Form von Strahlung an die Umgebung mit Ausnahme von NASA-Anwendungen im Bereich von Raumsonden kaum statt. Thermogeneratoren in der später betrachteten Anwendung innerhalb eines solaren Heizsystems geben Wärme immer an die Umgebung als Wärmesenke ab. Bei Temperaturen der Kaltseite von max. 50°C ist die Temperaturdifferenz zur Umgebung so klein, daß die Wärmeübertragung durch Strahlung vernachlässigt werden kann.

In heute bereits im Einsatz befindlichen oder angedachten Anwendungen finden sich verschiedene Kombinationen der Anbindung von Thermogeneratoren an ihre Umgebung (siehe Abb. 2.17). Der Wärmestrom kann entweder aus einem bewegten Fluidstrom stammen, wobei die Wärme dann quer zur Flußrichtung (und damit zur Hauptrichtung des Wärmestroms) über Konvektion an eine Wand abgegeben wird, die mit dem Thermogenerator wärmeleitend verbunden ist. Auf der Kühlseite gibt der Generator den um die elektrische Leistung reduzierten Wärmestrom meist über Wärmeleitung an einen Kühlkörper ab. Dieser leitet den Wärmestrom dann in einem ebenfalls zweidimensionalen Wärmestrom an ein strömendes Fluid wie z.B. Kühlwasser oder Kühlluft ab.

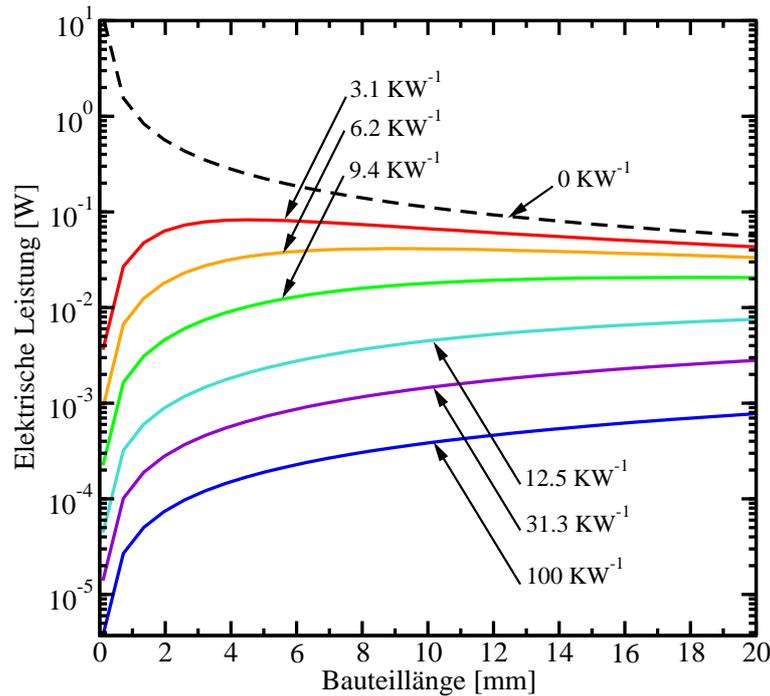


Abb. 2.16: Elektrische Leistung in Abhängigkeit thermischer Kontaktwiderstände [37].

In der realen Einbausituation werden Thermogeneratoren selten mit strömenden Medien als Wärmequelle (heißer Wasser- oder Dampfstrom) oder Wärmesenke (Umgebungsluft oder Kühlwasserstrom) direkt im Kontakt stehen. Verunreinigungen oder Verschleiß der Oberflächen wären häufig die Folge. Um diese Art der Schädigung zu vermeiden, werden die Einkopplungs- und Auskopplungsflächen der Thermogeneratoren wärmeleitend an Festkörper wie Keramikplatten oder Kühlstrukturen angebunden, die die Wärmeübertragung von der Wärmequelle oder an die Wärmesenke übernehmen und in direktem Kontakt mit den entsprechenden Medien stehen. Der gesamte Wärmewiderstand eines TEG-Systems besteht demnach immer aus einer Reihenschaltung verschiedener Wärmewiderstände, wobei die Ankopplung des thermoelektrisch aktiven Bauteils an das heiße und kalte Reservoir meist so erfolgt, daß Wärmeströme über den Mechanismus der Wärmeleitung in das Bauteil hinein- und wieder herausfließen. Auch zur Überwindung des thermischen Widerstandes der Ankopplungselemente wird ein Teil der insgesamt zur Verfügung stehenden Temperaturdifferenz verbraucht. Ziel einer Optimierung der Anbindung des thermoelektrisch aktiven Materials in seiner Bauteilumgebung und mit der Umgebung muß deshalb auch hier eine möglichst ideale Anbindung sein, um parasitäre Wärmeströme zu vermeiden.

2.4.2 Der Thermogenerator als Wärmekraftmaschine

Im folgenden soll ein Thermogenerator in die in Abschnitt 2.2 dargestellte Theorie der Wärmekraftmaschinen eingeordnet und Gemeinsamkeiten und Unterschiede herausgestellt werden. Ausführliche Darstellungen, die hier kurz zusammengefaßt werden, finden sich bei Agrawal [39],

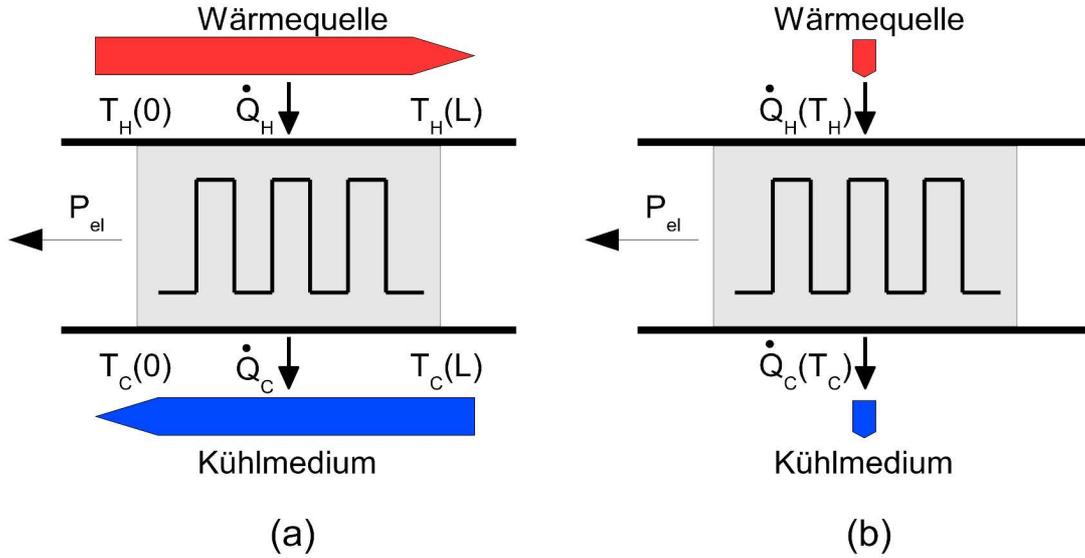


Abb. 2.17: Schematische Anbindung von Thermogeneratoren an ihre Umgebung [38].
 (a) Zweidimensionaler Energiestrom, (b) eindimensionaler Energiestrom

Gordon [14] und Chua [40]. Die im folgenden benutzten Bezeichnungen wurden in Abb. 2.11 eingeführt.

2.4.2.1 Der Thermogenerator als reversible Wärmekraftmaschine

Im einfachsten Fall kann ein Thermogenerator mit vernachlässigbaren inneren Verlusten und einer reversiblen Anbindung an eine Wärmequelle und Wärmesenke angenommen werden ($T_1 = T_H$ und $T_2 = T_C$). Es sollen innerhalb des Thermogenerators die Seebeck- und Peltier-Effekte betrachtet werden. Der Thomson-Effekt wird vernachlässigt.

In diesem Fall lassen sich die Wärmeströme an den Schnittstellen zu den Wärmereservoirs darstellen als (vergl. u.a. [39])

$$\dot{Q}_H = I \cdot \alpha_{\text{See}} \cdot T_H + K \cdot (T_H - T_C) - I^2 \cdot R_i/2, \quad (2.39)$$

$$\dot{Q}_C = I \cdot \alpha_{\text{See}} \cdot T_C + K \cdot (T_H - T_C) + I^2 \cdot R_i/2. \quad (2.40)$$

Hierin beschreibt $I \cdot \alpha_{\text{See}} \cdot T_H$ die durch den Stromfluß an der heißen Schnittstelle absorbierte Peltier-Wärme, $K \cdot (T_H - T_C)$ den parasitären und nicht zur thermoelektrischen Wandlung zur Verfügung stehenden Fourier'schen Wärmestrom durch die beiden parallelen Schenkel des Thermogenerators von der heißen zur kalten Schnittstelle (K ist der effektive Wärmeleitwert der beiden parallelen Wärmewiderstände der einzelnen Schenkel) und $I^2 \cdot R_i/2$ ist die Joule'sche Wärme, die durch den Stromfluß I im inneren Widerstand R_i entsteht. Da die Joule'sche Wärme symmetrisch zu beiden Schnittstellen fließt, ist nur die Hälfte jeweils an einer Schnittstelle zu bilanzieren.

Wird ein solchermaßen beschriebener Thermogenerator an einen Lastwiderstand R_L angeschlossen, so kann ihm eine Leistung $P = \dot{Q}_H - \dot{Q}_C = I \alpha_{\text{See}} (T_H - T_C) - I^2 R_i$ entnommen werden. Als

Effizienz ergibt sich für den Fall der Leistungsanpassung $R_i = R_L$

$$\eta = \frac{P}{\dot{Q}_H} = \frac{I^2 R_L}{I \cdot \alpha_{\text{See}} \cdot T_H + K \cdot (T_H - T_C) - I^2 \cdot R_i/2} \quad (2.41)$$

Unter Verwendung der im Abschnitt 2.4.1.1 eingeführten Kennzahl Z kann die Effizienz auch als

$$\eta = \eta_{\text{Carnot}} \cdot \frac{m/(m+1)}{1 + (m+1)/ZT_H - \eta_{\text{Carnot}}/2(m+1)} \quad (2.42)$$

geschrieben werden, worin η_{Carnot} der Carnot'sche Wirkungsgrad, $m = R_L/R_i$ der Quotient aus Last- und innerem Widerstand und $Z = \alpha^2/(R_i K)$ eine Kennzahl, die die Material- und Geometriedaten des Thermogenerators berücksichtigt, sind.

Vollzieht man die Grenzbetrachtung eines verschwindenden Innenwiderstands R_i und eines verschwindenden Fourierschen Verlustwärmestroms K , so geht η gegen η_{Carnot} . Ein idealer Thermogenerator ohne innere Verluste und mit reversibler Anbindung an die Wärmereservoirs verhält sich also wie eine ideale Carnot'sche Wärmekraftmaschine.

2.4.2.2 Der Thermogenerator als endoreversible Wärmekraftmaschine

Nun soll eine nicht ideale Anbindung an die Wärmereservoirs berücksichtigt werden ($T_H > T_1 > T_2 > T_C$). Ausführlich wird die Thematik in [39] behandelt. Die beiden Wärmeströme an den Schnittstellen ergeben sich nun zu

$$\dot{Q}_H = K_H \cdot (T_H - T_1), \quad (2.43)$$

$$\dot{Q}_C = K_C \cdot (T_2 - T_C). \quad (2.44)$$

Im endoreversiblen Fall sind $R_i = 0$ und $K = 0$, so daß der Wärmestrom an der heißen Kontaktstelle gleich dem Peltierwärmestrom $I\alpha_{\text{See}}T_1$ ist. Stellt man nach T_1 um, so erhält man

$$T_1 = K_H T_H / (K_H + I\alpha_{\text{See}}). \quad (2.45)$$

Wendet man die gleiche Betrachtung auf die kalte Kontaktstelle an, so ergibt sich

$$T_2 = K_C T_C / (K_C + I\alpha_{\text{See}}) \quad (2.46)$$

für die Temperatur der kalten Seite des Thermogenerators.

Setzt man beide Temperaturen in die Gleichung für den Wirkungsgrad $\eta = 1 - T_2/T_1$ ein, so können der Wirkungsgrad und die Leistung in Abhängigkeit des Stromes I und damit des Lastwiderstandes R_L durch

$$\eta = 1 - T_2/T_1 = 1 - \frac{K_C T_C}{K_H T_H} \frac{K_H + I\alpha_{\text{See}}}{K_C - I\alpha_{\text{See}}} \quad (2.47)$$

$$P = I\alpha_{\text{See}}(T_1 - T_2) = I\alpha_{\text{See}} \frac{K_H K_C (T_H - T_C) - I\alpha_{\text{See}}(K_H T_H + K_C T_C)}{(K_H + I\alpha_{\text{See}})(K_C - I\alpha_{\text{See}})} \quad (2.48)$$

angegeben werden. Der Lastwiderstand und der Strom hängen hierin über

$$R_L = \alpha_{\text{See}}(T_1 - T_2)/I \quad (2.49)$$

voneinander ab.

Wird der Strom I eliminiert und die beiden Gleichungen zusammengefaßt, so erhält man einen Ausdruck für die Leistung in Abhängigkeit der Effizienz $P(\eta)$

$$P = K_C K_H T_H \eta (\eta_{\text{Carnot}} - \eta) / [K_C + K_H] (1 - \eta). \quad (2.50)$$

Wird zur Bestimmung des Leistungsmaximums $\partial P / \partial \eta = 0$ gesetzt, so ergibt sich für die Effizienz im Punkt maximaler Leistung eine quadratische Gleichung

$$\eta^2 - 2\eta + \eta_{\text{Carnot}} = 0 \quad (2.51)$$

deren mögliche Lösung $\eta = 1 - (T_C/T_H)^{1/2}$ ist. Dies entspricht exakt der von Curzon und Ahlborn berechneten Effizienz einer endoreversiblen Wärmekraftmaschine (siehe Gleichung 2.9), die in Abschnitt 2.2.2 vorgestellt wurde.

Tabelle 2.2 zeigt einen Vergleich zwischen verschiedenen Kenngrößen beider Prozesse.

Kenngröße	Thermogenerator	Curzon-Ahlborn-Motor
T_1	$\frac{[K_H(T_H)^{1/2} + K_C(T_C)^{1/2}](T_H)^{1/2}}{(K_H + K_C)}$	$\frac{[K_H(T_H)^{1/2} + K_C(T_C)^{1/2}](T_H)^{1/2}}{[(K_H)^{1/2} + (K_C)^{1/2}]}$
T_2	$\frac{[K_H(T_H)^{1/2} + K_C(T_C)^{1/2}](T_C)^{1/2}}{(K_H + K_C)}$	$\frac{[K_H(T_H)^{1/2} + K_C(T_C)^{1/2}](T_C)^{1/2}}{[(K_H)^{1/2} + (K_C)^{1/2}]}$
$\frac{(T_H - T_1)}{T_H}$	$\frac{[1 - (T_C/T_H)^{1/2}]}{(1 + K_H/K_C)}$	$\frac{[1 - (T_C/T_H)^{1/2}]}{[1 + (K_H/K_C)^{1/2}]}$
$\frac{(T_2 - T_C)}{T_C}$	$\frac{[(T_H/T_C)^{1/2} - 1]}{(1 + K_C/K_H)}$	$\frac{[(T_H/T_C)^{1/2} - 1]}{[1 + (K_H/K_C)^{1/2}]}$
I	$\frac{K_H K_C [(T_H)^{1/2} - (T_C)^{1/2}]}{\alpha_{\text{See}} [K_H (T_H)^{1/2} + K_C (T_H)^{1/2}]}$...
R_L	$\frac{\alpha_{\text{See}}^2 [K_H (T_H)^{1/2} + K_C (T_C)^{1/2}]}{K_H K_C (K_H + K_C)}$...
P	$\frac{K_H K_C}{(K_H + K_C)} [(T_H)^{1/2} + (T_C)^{1/2}]^2$	$\frac{K_H K_C [(T_H)^{1/2} + (T_C)^{1/2}]^2}{[(K_H)^{1/2} + (K_C)^{1/2}]^2 \cdot \gamma}$
η	$1 - (T_C/T_H)^{1/2}$	$1 - (T_C/T_H)^{1/2}$

Tab. 2.2: Vergleich verschiedener Kenngrößen eines Thermogenerators und eines Curzon-Ahlborn-Motors bei maximaler Leistung [39].

Die höhere optimale Leistung des Thermogenerators ergibt sich daraus, daß $[(K_H)^{1/2} + (K_C)^{1/2}]^2 > (K_H + K_C)$ ist. Desweiteren entspricht der Multiplikator γ dem Quotienten aus gesamter Zykluszeit zu der Zeit, die auf den isothermen Zweigen des Prozesses benötigt wird. γ ist demnach immer größer 1. In Folge ist der Nenner der Leistungsformel für einen Curzon-Ahlborn-Motor immer größer als der Nenner der Leistung für einen thermoelektrischen Generator und somit die maximal erzielbare Leistung eines Thermogenerators größer. Physikalisch wird diese Tatsache durch die kontinuierliche Arbeitsweise im Gegensatz zu einer diskontinuierlichen Maschine mit endlichen Zykluszeiten erklärt. Ein thermoelektrischer Generator ist im Gegensatz zu einer konventionellen Wärmekraftmaschine ständig sowohl mit dem heißen als auch mit dem kalten Reservoir verbunden.

2.4.2.3 Der Thermogenerator als reale Wärmekraftmaschine

Chua et al. [40] analysieren die Entropiefluß-Temperatur-Beziehungen eines geschlossenen thermodynamischen Zyklus' im allgemeinen und wenden die Erkenntnisse anschließend auf einen thermoelektrischen Generator klassischen Aufbaus an.

Die zu lösende Differentialgleichung entlang der beiden Schenkel lautet:

$$\vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T) - T \frac{\partial \alpha_{\text{See}}}{\partial T} \vec{J} \cdot \vec{\nabla} T + T \vec{J} \cdot \vec{\nabla} \alpha_{\text{See}} + \rho \vec{J}^2 = 0 \quad (2.52)$$

mit

λ	der thermischen Leitfähigkeit der Schenkel [W/(m K)],
α_{See}	dem Seebeck-Koeffizienten der Schenkel [V/K],
ρ	dem spezifischen elektrischen Widerstand der Schenkel [Ωm],
\vec{J}	der elektrischen Stromdichte in den Schenkeln [A/m^2].

Die Lösung der Gleichung ist unter Annahme folgender Bedingungen geschlossen möglich:

- Wärmeleitung und Stromfluß sind eindimensional in Richtung der beiden Schenkel.
- Der Thomson-Effekt ist zu vernachlässigen, da der Seebeck-Koeffizient nicht temperaturabhängig ist.
- Die Seebeck-Koeffizienten $\alpha_{\text{See,A}}$ und $\alpha_{\text{See,B}}$ der beiden Schenkel sind annähernd gleich ($\alpha_{\text{See,A}} = \alpha_{\text{See,B}} = \alpha_{\text{See}}$).
- Die Irreversibilitäten der Wärmeübertragung an den Übergangsstellen zwischen Schenkeln und Reservoiren sind vernachlässigbar.
- Der Seebeck-Koeffizient ist nicht vom Ort innerhalb der Schenkel abhängig.

Gleichung 2.52 reduziert sich dann zu

$$\lambda \frac{d^2 T}{dx^2} = -\rho \vec{J}^2. \quad (2.53)$$

Ihre Lösung für den n- und p-Schenkel lautet:

$$T_n(x) = T_H - \frac{x\Delta T}{L} + \frac{\vec{J}^2 \rho L^2}{2\lambda} \left[\frac{x}{L} - \left(\frac{x}{L}\right)^2 \right], \quad (2.54)$$

$$T_p(x) = T_C + \frac{x\Delta T}{L} + \frac{\vec{J}^2 \rho L^2}{2\lambda} \left[\frac{x}{L} - \left(\frac{x}{L}\right)^2 \right], \quad (2.55)$$

$$(2.56)$$

mit

ΔT	Temperaturdifferenz $T_H - T_C$ [K],
L	Länge der Schenkel [m],
x	Wegkoordinate entlang der Schenkel [m].

Chua et al. [40] berechnen und messen für ein real verfügbares Thermoelement von 2 mm^2 und $1,1\text{ mm}$ Dicke für eine Heiseitentemperatur von 360 K und eine Kaltseitentemperatur von 300 K Effizienzen und ein T-S-Diagramm, die in den Abb. 2.18 und 2.19 dargestellt sind. Hierin bezeichnen die Punkte A-D folgende Zustände:

- (A) Grenzzustand verschwindend kleinen Stromes I
- (B) Punkt maximaler Effizienz
- (C) Punkt maximaler Leistung
- (D) Grenzzustand unendlich hohen Stromes I

In den Punkten A und D verschwinden sowohl Leistung als auch Effizienz. Im T-S-Diagramm erkennt man das Absinken der gewinnbaren Leistung durch eine steigende Last. Mit zunehmender Last steigt der durch den Generator fließende Strom und somit auch die Joule'sche Erwärmung. Die von den vier Zweigen des Prozesses eingeschlossene Fläche als Maß für die gewinnbare Leistung sinkt beim Übergang von Punkt A zu Punkt D.

Man erkennt in der Leistungs-Effizienz-Kurve die Parallelen zu klassischen Wärmekraftmaschinen, obwohl in der Betrachtung des T-S-Diagramms klare Unterschiede zu erkennen sind. *Agrawal et al.* erwarten für eine Integration erweiterter Verluste wie Reibungseffekte bei klassischen Maschinen und Wärme- sowie Anbindungsverluste bei Thermogeneratoren hier eine weitere Angleichung [39].

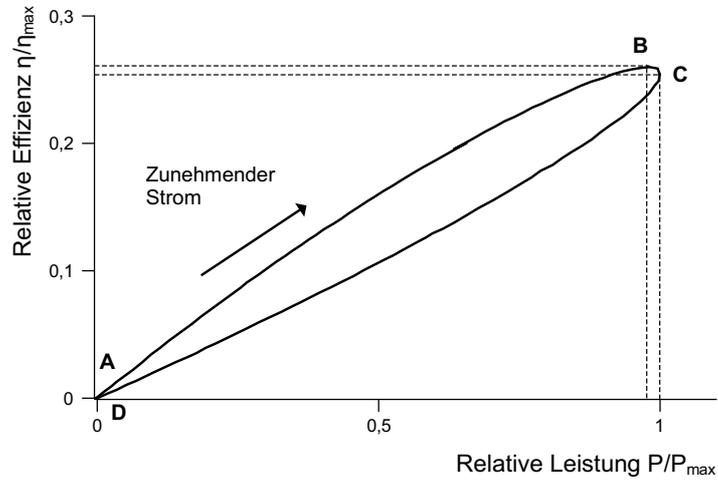


Abb. 2.18: Relative Leistung bezogen auf die Effizienz eines Thermogenerators [40].

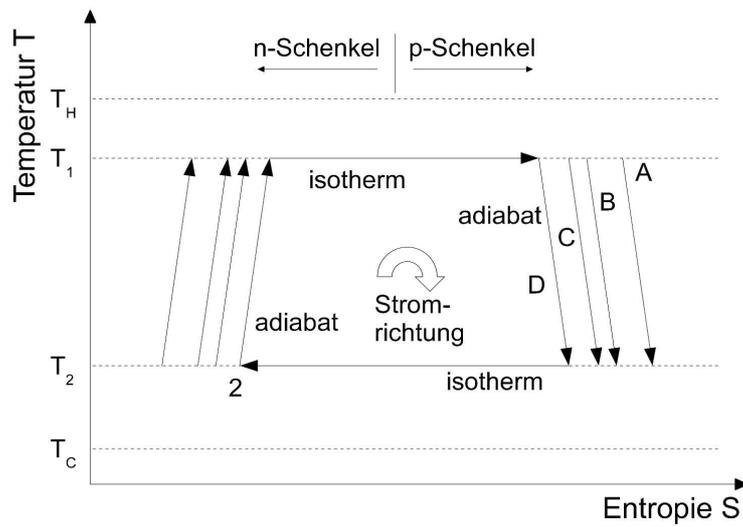


Abb. 2.19: Der Thermogenerator-Prozeß im T-S-Diagramm [40]

Solarthermische Anlagen

Unter dem Begriff *Solarthermie* versteht man Wärmegewinnung aus solarer Einstrahlung. Erste Anwendungen der solarthermischen Nutzung gehen bis in die Antike (800 v.Ch. - 600 n.Ch.) zurück, als Brenn- bzw. Hohlspiegel für die Fokussierung von Lichtstrahlen verwendet wurden. Die passive Nutzung der Solarthermie wurde bereits im alten Ägypten, in Mesopotamien und in den frühen südamerikanischen Hochkulturen durch die Architektur ihrer Bauwerke praktiziert. Im Jahre 1767 erfand der Naturforscher *Horace-Benedict de Saussure* die Vorläufer der heutigen Sonnenkollektoren. Das weltweit erste Patent für eine Solaranlage wurde 1891 an den Metallfabrikanten *Clarence M. Kemp* aus Baltimore vergeben. Hierbei handelte es sich um einen einfachen Wärmekollektor zur Warmwassererzeugung [41].

Man kann heutige solarthermische Systeme nach verschiedenen Kriterien unterteilen:

- Anlagen zur Warmwasserbereitung vs. Kombisysteme, die zusätzlich die Heizung unterstützen
- Anlagen für die private Nutzung (meistens in Einfamilienhäusern) vs. Anlagen für industrielle Zwecke
- Anlagen zur Wärmebereitstellung vs. Anlagen zur Kühlung(sunterstützung)

Gegenstand dieser Arbeit sind Anlagen, die zur Warmwasserbereitung und gegebenenfalls Heizungsunterstützung für Einfamilienhäuser genutzt werden. Innerhalb dieses Marktsegments besitzen Kombisysteme in Europa im Jahre 2008 einen Marktanteil von 45 % bezogen auf die Anzahl der installierten Anlagen und 70 % bezogen auf die installierte Fläche [42]. Ihren größten Vorteil bieten Kombisysteme beim Einsatz in Häusern, die oberhalb des Energieverbrauchs von

Passivhäusern ($0-60 \text{ kWh/m}^2$) und unterhalb dessen von alten und schlecht isolierten Häusern ($> 250-300 \text{ kWh/m}^2$) liegen.

3.1 Bedeutung der Solarthermie

Innerhalb der wärme- und heizenergieerzeugenden Techniken birgt die Solarthermie das Potential, die Nutzung von solarer Energie weltweit zu verbessern. Der Markt für Solarthermie wächst weltweit nachhaltig, wird allerdings in kurzfristigen Zeitspannen ähnlich wie der Markt für Photovoltaikanlagen immer wieder durch externe Einflüsse (z.B. ordnungspolitische Eingriffe wie geänderte Fördersätze, die geänderte Bauordnung in Spanien [43] oder Störungen in den wirtschaftlichen Rahmenbedingungen wie die Schwankungen des Rohölpreises) gestört. Bereits heute werden weltweit über 60 Mio. Haushalte mit Warmwasser aus solaren Dachanlagen versorgt. Dieses ist der deutlich größte Energiebeitrag aller Solartechnologien. Mit solarthermischen Anlagen wurden im Jahr 2009 geschätzte 122 TWh Energie erzeugt, was in der Rangliste aller erneuerbaren Energien den zweiten Platz hinter der Windenergie mit 307 TWh, aber deutlich vor der Photovoltaik mit 19 TWh bedeutet [44].

Solarthermische Anlagen für private Wohneinheiten werden in Deutschland häufig durch den Staat in der Anschaffungsinvestition gefördert und durch zinsgünstige Kredite von staatlichen Banken finanziert. Hierdurch wirken sich Änderungen in diesen Bedingungen mitunter stark auf die Entwicklung des Gesamtmarktes aus.

Solarthermische Anlagen für Wohneinheiten werden in zwei Ausführungen gebaut und installiert:

- Anlagen zur reinen Brauchwassererwärmung
- Anlagen zur Brauchwassererwärmung und Heizungsunterstützung (sog. "Kombianlagen")

Anlagen der ersten Bauart liefern je nach Größe und Bewohnerzahl der Wohneinheit sowie Anlagenstandort zwischen 60-80 % des Brauchwasserenergiebedarfs. Typische Anlagengrößen für einen Haushalt mit 4 Personen sind für Deutschland $4-6 \text{ m}^2$ Kollektorfläche und 350-500 Liter Speichervolumen. Anlagen, die zusätzlich die Heizung unterstützen, werden etwa doppelt so groß ausgeführt (ca. $10-12 \text{ m}^2$ Kollektorfläche und 600-1.000 Liter Speichervolumen). Die installierte Kollektorfläche hängt hier stark von der Wohnfläche und der Wärmeisolierung der Wohneinheit ab. Der durch die Anlage gelieferte Anteil des jährlichen Heizenergiebedarfs liegt in etwa bei 15-20 %. Die Verbreitung solcher Kombisysteme wächst in Deutschland seit einigen Jahren kontinuierlich und hat im Jahr 2008 bezogen auf die installierte Kollektorfläche einen Marktanteil von mehr als 50 % der gesamten neu installierten Kollektorfläche erreicht [45].

Solarthermische Anlagen kämpfen prinzipiell mit dem Problem, daß jahreszeitlich bedingt in Europa eine Lücke zwischen solaren Erträgen und Wärmeenergiebedarf klappt. Im Winter müßte zur Erreichung einer hohen solaren Deckung des Heizwärmebedarfs eine sehr große Kollektorfläche installiert werden. Diese wäre im Sommer völlig überdimensioniert und würde zu enormen Energieeinträgen in das Gesamtsystem führen. Die Vorteile und Nachteile einer vergrößerten Kollektorfläche müssen in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht deshalb im Einzelfall bewertet werden. Im Sommer tritt häufig infolge der fehlenden Heizungslast der Effekt des Anlagenstillstands

(Stagnation) auf. Damit wird ein Zustand bezeichnet, der eintritt, wenn der Schichtspeicher oder Pufferbehälter komplett aufgewärmt ist und ein Signal an die Primärkreislauf-Pumpe gibt, sich abzuschalten und damit den Energieeintrag in den Speicher zu stoppen. Durch den Pumpenstillstand ist das Kollektorfluid im Kollektor stillstehend und ohne Durchfluß weiter der solaren Einstrahlung ausgesetzt und erwärmt sich in Richtung seiner Verdampfungstemperatur. Wird diese überschritten bevor der Speicherbehälter durch eine energetische Belastung das Signal zum Wiedereinschalten der Pumpe gibt, so siedet das Fluid, expandiert als Dampf-/Flüssigphasen-Gemisch in ein Ausgleichsgefäß und benötigt häufig den Rest des Tages und die folgende Nacht zur Rekondensation. In dieser Zeit ist die Solaranlage außer Betrieb, was im Extremfall dazu führen kann, daß dem Speicherbehälter im Falle einer Belastung mit Hilfe einer Nachheizung (i.a. Öl-/Gas-/Elektrische Nachheizung) Energie zugeführt werden muß, obwohl die Sonne als Energiequelle zur Verfügung stehen würde. Die Anzahl auftretender Stagnationstage steigt bei gleicher Last mit der Anlagengröße, so daß im Sommer große Anlagen mit mehr als 10 m^2 in Schönwetter-Perioden häufig fast täglich das Stagnationsphänomen zeigen.

In der Literatur und auch in den aktuellen Technologieentwicklungen der Solarthermie-Branche finden sich verschiedene Ansätze, diesem Problem zu begegnen [46] [47]. Sie reichen von der intelligenten Regelung über verschiedene Auslegungen der Systeme bis zu Materialentwicklungen bei Absorbern, die versuchen, die in das System eingetragene Wärmeenergie zu reduzieren. Auf die einzelnen Ansätze wird in dieser Arbeit detaillierter eingegangen. Alle bisher vorliegenden Ansätze führen allerdings dazu, daß die Systeme aus wirtschaftlicher Sicht schlechter arbeiten. Meist wird künstlich der Wirkungsgrad der Kollektoren oder des Gesamtsystems verschlechtert, was für den Betreiber zu einer längeren Amortisationszeit führt. Der in dieser Arbeit beschriebene Ansatz entwickelt eine Lösung, die Stagnation vermeidet und helfen kann, größere Kollektorfelder zu installieren und damit den solaren Deckungsanteil an der jährlich benötigten Energiemenge zu erhöhen. Dies geschieht allerdings nur unter der Maßgabe, daß die Wirtschaftlichkeit der größeren Installation nicht schlechter als die heute üblicher Anlagen ist. Zu Zeiten, in denen der Tank nur schwach belastet ist, wird die zur Verfügung stehende Sonnenenergie nicht vom System ferngehalten oder an die Umgebung dissipiert, sondern durch einen thermoelektrischen Generator mit gekoppeltem Kühlsystem geleitet. Mit Hilfe des thermoelektrischen Prinzips wird ein Teil des Wärmestroms in elektrische Energie gewandelt. Die Lebensdauer der Solaranlage steigt, da die Temperaturen und infolge dessen auch die mechanischen Belastungen innerhalb des Systems durch die Vermeidung von Stagnation begrenzt werden. Ein Hybridsystem aus thermoelektrischem Generator und Solarthermiesystem sollte aus wirtschaftlicher Sicht keine längere Amortisationszeit erreichen als ein reines Solarthermiesystem, um Unternehmer und Endnutzer von der Vorteilhaftigkeit zu überzeugen und die weitere Verbreitung damit zu gewährleisten.

3.2 Globaler und europäischer Solarthermie-Markt

Im globalen Solarthermie-Markt hat die VR China bezüglich der kumulierten installierten Fläche im Jahre 2007 einen Marktanteil von ca. 55 %. Betrachtet man die im Jahr 2007 neu installierte Fläche, so erreicht China sogar einen Marktanteil von über 75 %. Es handelt sich zum überwiegenden Teil um Vakuumröhren-Kollektoren (>96 %) [48].

Im weiteren soll allerdings detaillierter auf den europäischen Markt (EU27 + Schweiz) eingegangen werden. Im Jahr 2009 wurden ca. 2,1 Mio m^2 neuer Kollektorfläche installiert. Insgesamt

setzte die Solarthermie-Branche 2008 mehr als 3 Mrd. € um und beschäftigte mehr als 40.000 Mitarbeiter [49]. Zwei Länder treiben bezogen auf verschiedene Kenngrößen die Entwicklung voran. Deutschland ist in Bezug auf die kumulierte und auch die neu installierte Fläche der größte europäische Markt. Österreich belegt infolge seiner langen Solarthermie-Tradition nach wie vor den ersten Rang in der pro Kopf installierten Fläche (ca. 41 m² pro 1.000 Einwohner).

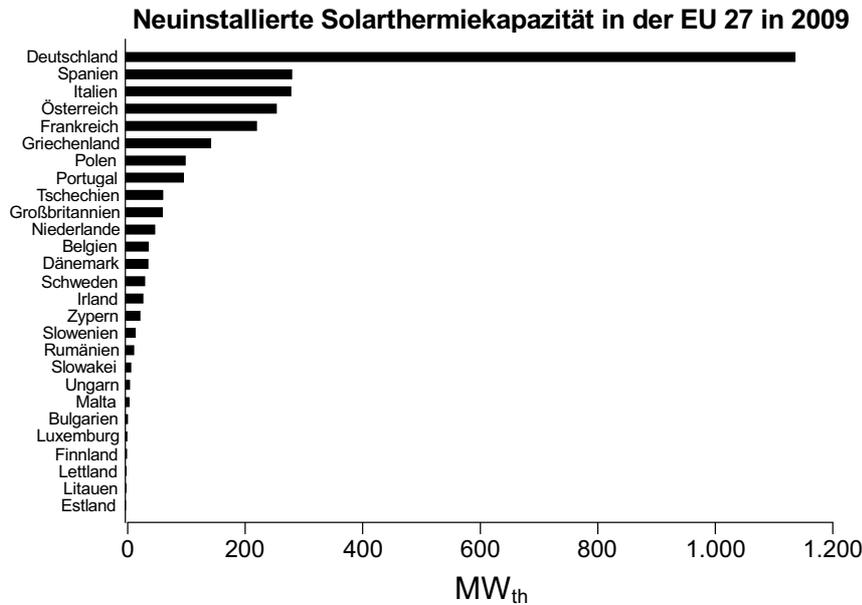


Abb. 3.1: Marktverteilung im europäischen Solarthermie-Markt 2009 [50].

3.3 Komponenten in solarthermischen Systemen

Im folgenden Abschnitt wird der prinzipielle Aufbau eines solarthermischen Systems dargestellt, wobei immer dann in größerer Tiefe auf Details eingegangen wird, falls es für die spätere Kopplung zwischen Solarthermie und thermoelektrischem Generator erforderlich ist. Ausführlichere Beschreibungen aller anderen Komponenten finden sich unter anderem bei *Purkarthofer*, *Lustig* und *Wittwer* [51–53].

3.3.1 Solarkollektoren

Der Solarkollektor hat innerhalb eines solarthermischen Systems die Aufgabe, das einfallende Sonnenlicht möglichst verlustfrei in Wärme umzuwandeln und diese an ein Trägermedium zu übertragen. Er beinhaltet als wichtigstes Bauteil einen schwarzen Absorber, der die einfallende Strahlungsenergie in Wärme umwandelt. Man unterscheidet je nach Bauart und Wärmedämmung Kunststoffkollektoren, Flachkollektoren, Vakuum-Röhrenkollektoren und Solarluftkollektoren. Kunststoffkollektoren werden hauptsächlich zur Beckenwassererwärmung von Schwimmbädern eingesetzt und sollen im folgenden nicht weiter behandelt werden. Auf Luftkollektoren wird wegen ihrer geringen Verbreitung ebenfalls nicht vertieft eingegangen.

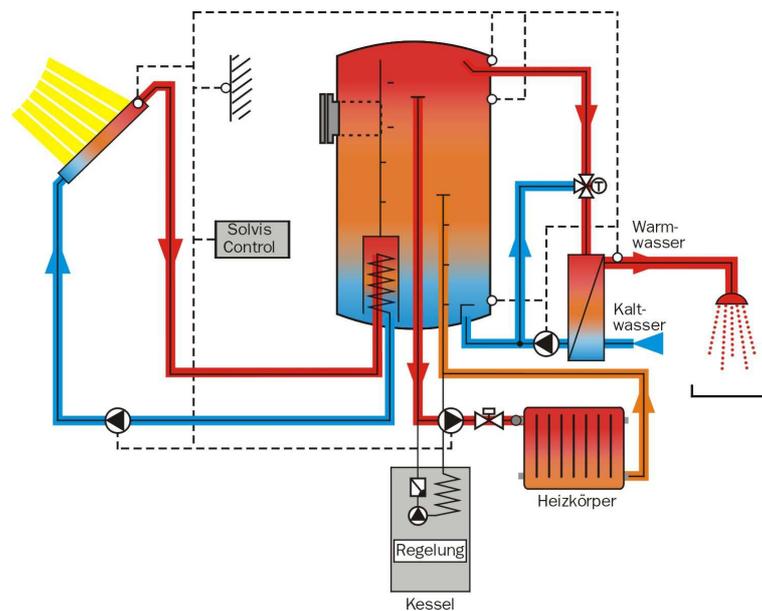


Abb. 3.2: Aufbau einer Solarthermie-Anlage [54].

3.3.1.1 Aufbau von Solarkollektoren

- Flachkollektoren

Ein Flachkollektor besteht im wesentlichen aus einem Gehäuse (Aluminium, Edelstahl oder Holz), dem Absorber (Aluminium oder Kupfer) mit angelöteten oder angeschweißten Mediumrohren (meist Kupfer, aber auch Aluminium), einer geeigneten Wärmedämmung und einer transparenten Abdeckung (Glas mit ca. 4 mm Stärke). Die auftreffende Solarstrahlung gelangt allerdings nicht zu 100 % in das durch die Rohre strömende Medium, sondern es treten Verluste durch Reflexion an der Glasscheibe und der Absorberoberfläche und durch Wärmeverluste des gesamten Systems infolge von Wärmeleitung und Konvektion an die Umgebung auf. Durch in der Vergangenheit erzielte Materialverbesserungen konnten die Verluste begrenzt werden. So absorbiert das heute eingesetzte eisenarme Solarglas nur ca. 1,5 % der auftreffenden Solarstrahlung, während einfaches Fensterglas 7 % der Strahlung absorbiert. Moderne Antireflexschichten, die auf der Außenseite des Glases aufgedampft werden, reduzieren zusätzlich den reflektierten Teil der Strahlung. Bei technisch aktuellen Kollektoren betragen beide Verluste zusammen nur noch ca. 3-5 % der solaren Einstrahlung. Die Verluste infolge der Wärmeübertragung an die Umgebung steigen mit der Kollektortemperatur, bis sich der Kollektor im thermischen Gleichgewicht mit der Umgebung befindet. Die Gleichgewichtstemperatur liegt deutlich über der Stagnationstemperatur des Fluids, die Pumpe ist abgeschaltet, das Kollektorfluid verdampft und der Kollektor überträgt keine Energie an den angeschlossenen Pufferspeicher.

Der Anteil der Flachkollektoren bezogen auf die neu installierte Kollektorfläche stieg in der Bundesrepublik Deutschland von ca. 80 % im Jahre 1997 [55] auf fast 90 % im Jahre 2008 [45].

- Vakuum-Röhrenkollektoren

Im Gegensatz zum Flachkollektor wird beim Röhrenkollektor kein vollflächiger Absorber

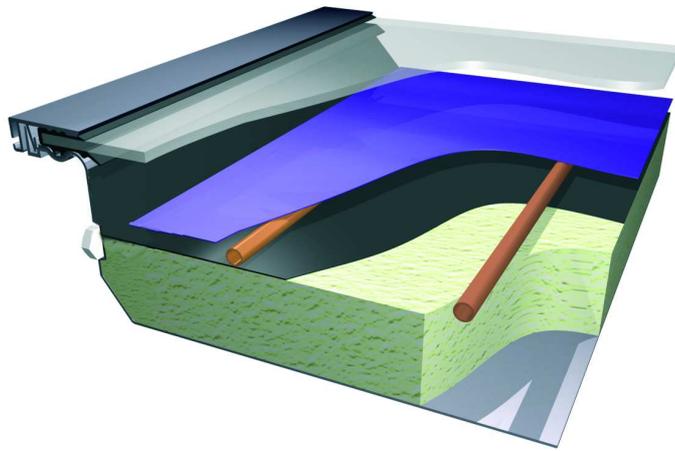


Abb. 3.3: Aufbau eines Flachkollektors [54].

eingesetzt, sondern es werden zwei hochlichtdurchlässige Glasröhren ineinander eingebracht, deren Innenraum anschließend evakuiert und verschlossen wird ($p < 0,1 \text{ Pa}$). Die Außenseite des inneren Rohres ist mit einer absorbierenden Schicht bedampft, die die Strahlungsenergie der Sonne aufnimmt. In das Innere des konzentrischen Rohrpaars wird ein (Kupfer-)Rohr mit angeschweißter Finne eingebracht, wobei die Finne an der Innenwand des Rohres anliegt und so die dort absorbierte Wärmeenergie aufnehmen und an das durch das Kupferrohr strömende Wärmeträgermedium abgeben kann. Die Wärmeverluste infolge von Konvektion werden durch den evakuierten Spalt minimiert. Häufig werden unterhalb der Röhren Parabol-Reflektoren angebracht, die das Sonnenlicht auf die Mittelachse der Röhren konzentrieren. Dadurch besteht die Möglichkeit, den Abstand zwischen den Röhren zu vergrößern und ihre Anzahl so zu verringern. Durch die Nutzung des Konzentratoreffekts können also Kosten reduziert werden. Der Ertrag ist gerade bei höheren Kollektortemperaturen im Vergleich zu Flachkollektoren größer, Vakuum-Röhrenkollektoren haben sich allerdings in Folge ihrer deutlich höheren Endnutzer-Preise in Europa bisher nicht durchsetzen können. In China ist diese Situation historisch anders. Dort lag der Marktanteil der Vakuumröhrenkollektoren bei neu installierten Anlagen im Jahr 2008 bei ca. 96% [48].

3.3.1.2 Wärmeträgergemisch in Kollektoren

Ein Flachkollektor enthält nur eine relativ geringe Füllmenge von ca. $0,64 \text{ l}$ Fluid pro m^2 Kollektorfläche. Als Füllmedium können verschiedene Flüssigkeiten verwendet werden wie z.B. Wasser, Thermoöle, etc. Idealerweise hat das Medium eine hohe Wärmekapazität, eine geringe Viskosität zur Verringerung der notwendigen Pumpenleistung sowie eine hohe Verdampfungstemperatur. An Standorten mit Frosttemperaturen sollte als zusätzliche Anforderung eine möglichst niedrige Erstarrungstemperatur vorliegen. Aus Umweltschutzgründen sollte das Medium möglichst umweltverträglich sein, falls es bei Undichtigkeiten oder anderen Schäden am System in die Umwelt



Abb. 3.4: Aufbau eines Vakuum-Röhrenkollektors [54].

gelangen sollte. Für nord- und mitteleuropäische Einsatzgebiete hat sich ein Wärmeträgergemisch etabliert, das im wesentlichen aus Wasser und Frostschutzmittel besteht. Üblicherweise wird als Frostschutzmittel Propylenglykol verwendet. Das Mischungsverhältnis variiert je nach Einsatzgebiet und bewegt sich zwischen 20 und 40 % Glykolanteil. Um eine möglichst hohe Verdampfungstemperatur jenseits von 100°C zu erreichen, werden die Systeme im Primärkreislauf mit einem Betriebsdruck von bis zu 3 bar gefahren. Als Verdampfungstemperatur werden ca. 130 - 140°C erreicht. Die spezifische Wärmekapazität des Fluids sinkt von der des reinen Wassers von ca. 4.200 J/(kg K) auf ca. 3.800 J/(kg K). Die Viskosität steigt im Gegensatz dazu an. Es handelt sich demnach um einen Kompromiß zwischen den genannten Zieldimensionen.

3.3.1.3 Einsatzbereiche von Kollektoren

Infolge des unterschiedlichen Aufbaus eignet sich nicht jeder Kollektortyp für jede Anwendung. *Purkarthofer* gibt hierzu eine tabellarische Übersicht (siehe Tab. 3.1), die hier kurz ohne weitere Erläuterung wiedergegeben werden soll.

3.3.1.4 Wirkungsgrad von Solarkollektoren

Die einfachste Definition für den Wirkungsgrad eines Solarkollektors lautet

$$\eta = \frac{\int Q_F dt}{A_c \cdot \int G_T dt} \quad (3.1)$$

mit

$$\int Q_F dt \quad \text{an das Fluid übertragene Wärme [J],}$$

$$A_c \quad \text{Aperturfläche des Kollektors [m}^2\text{],}$$

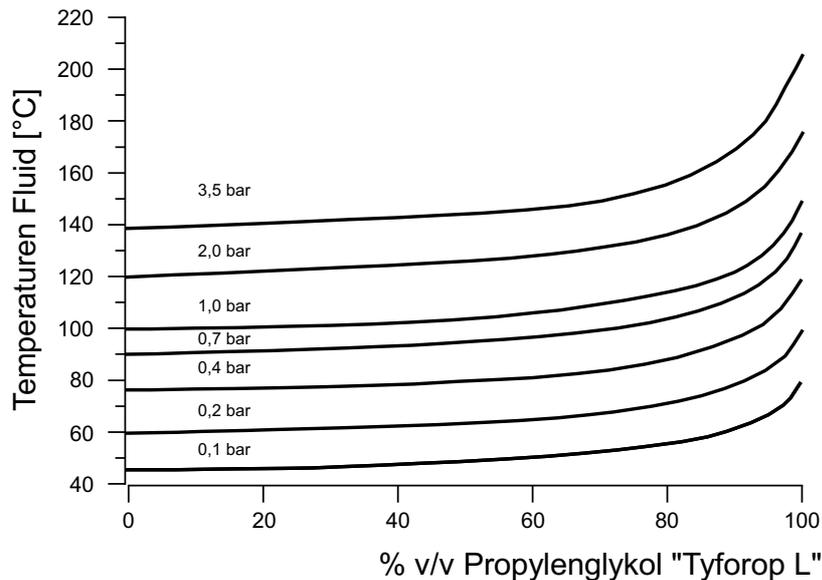


Abb. 3.5: Siedetemperatur des Kollektorfluids in Abhängigkeit von Druck und Mischungsverhältnis Wasser/Propylenglykol "Tyforop L" [56].

$\int G_T dt$ globale solar eingestrahlte Energiedichte [J/m^2].

Sie beschreibt das Verhältnis zwischen gewonnener Solarenergie in einem Zeitintervall und der im Zeitintervall verfügbaren Solarstrahlung für einen Kollektor im thermischen Gleichgewicht. Das Ziel eines Solarkollektors aus wirtschaftlicher Sicht ist es, Sonnenenergie zu möglichst niedrigen Kosten pro Energieeinheit (z.B. in €/kWh) nutzbar zu machen. Es kann deshalb attraktiver sein, einen Kollektor mit einer niedrigeren als der maximal möglichen Effizienz entweder zu entwerfen oder zu betreiben, wenn dadurch die Kosten pro erzeugter Energieeinheit sinken. Die gewonnene Wärmemenge lässt sich einfach und verlässlich experimentell bestimmen und gehorcht der folgenden Beziehung:

$$Q_u = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (3.2)$$

mit

\dot{m} Massenstrom des Fluids durch den Kollektor [kg/s],
 c_p spezifische Wärmekapazität des Kollektorfluids [$J/(kg K)$],
 T_{out} Temperatur des Kollektorfluids am Ausgang des Kollektors [K],
 T_{in} Temperatur des Kollektorfluids am Eingang des Kollektors [K].

Ein Solarkollektor erwärmt sich unter Sonneneinstrahlung und überträgt deshalb Wärme durch Konvektion, Leitung und Strahlung an seine Umgebung. Die durch Wärmeleitung an z.B. die Dachhalterung abgegebene Wärmemenge ist ähnlich wie die durch Strahlung abgegebene Wärme bei real auftretenden Temperaturen zu vernachlässigen. Anders dagegen der Wärmeverlust durch

Einsatzbereich	Unabgedeckter Kunststoffabsorber	Flachkollektor (Solarlack-beschichtet)	Flachkollektor (selektiv beschichtet)	Vakuum-Röhrenkollektor	Solarluftkollektor
Erwärmung von Beckenwasser für Freischwimmbäder	++	+	+	-	-
Brauchwassererwärmung	-	++	++	+	-
Brauchwasservorwärmung in Mehrfamilienhäusern	-	++	++	-	-
Brauchwassererwärmung und Raumheizung	-	+	++	++	+
Raumheizung	-	+	++	++	++
Gewerbliche Anwendungen für Vorwärmung bis 50° C (Hotels, Campingplätze , Hallenbäder)	-	++	++	-	-
Gewerbliche Anwendungen für Vorwärmung bis 80° C (Wäschereien, Autowaschstrassen)	-	+	++	++	-
Gewerbliche Anwendungen für Prozeßwärme	-	-	-	++	-

Tab. 3.1: Einsatzbereiche verschiedener Kollektortypen [51] ((++) gut geeignet, (+) geeignet, (-) nicht empfehlenswert).

Konvektion. Das strömende Fluid kann nicht die gesamte eingestrahle Energie abtransportieren, weil sich die Bauteile des Kollektors erwärmen. Nur für den Fall, daß der Kollektor die Umgebungstemperatur hat, sind die Verluste durch Konvektion gleich Null. Bei fortgesetzter Einstrahlung sinkt der Kollektorwirkungsgrad immer weiter, da die Verluste durch Konvektion immer weiter steigen und im Extremfall die Effizienz zu Null machen. Aus diesem Grund wird die einfache Effizienzgleichung 3.1 abgewandelt und üblicherweise um einen linearen und quadratischen Verlustterm erweitert.

Im Rahmen dieser Arbeit soll mit der Effizienz eines Kollektors in Anlehnung an DIN 4757 Teil 4 gearbeitet werden [57]. Der Kollektorwirkungsgrad wird durch

$$\eta = \eta_0 - \frac{k_1 \cdot (T_{\text{Kol}} - T_U)}{E_e} - \frac{k_2 \cdot (T_{\text{Kol}} - T_U)^2}{E_e} \quad (3.3)$$

angegeben, wobei

- η Wirkungsgrad des Kollektors,
- η_0 Konversionsfaktor bei Einstrahlwinkel $\phi = 0$ (optischer Wirkungsgrad $\alpha\tau$),

k_1	linearer Wärmeverlustkoeffizient [W/(m ² K)],
k_2	quadratischer Wärmeverlustkoeffizient [W/(m ² K ²)],
T_{Kol}	mittlere Absorbtemperatur [K],
T_{U}	mittlere Umgebungstemperatur [K],
E_e	einfallende Strahlungsleistungsdichte [W/m ²]

sind.

Der Konversionsfaktor η_0 beschreibt die Effizienz bei einer Kollektortemperatur, die gleich der Umgebungstemperatur ist und berücksichtigt unter anderem die optischen Verluste durch Reflexion am Abdeckglas und Transmission durch die Scheibe.

Diese stationäre Wirkungsgradkennlinie wird in erster Näherung weiter modifiziert, indem die Temperatur des Kollektors mit der des Fluides gleichgesetzt wird. Die Gleichung lautet dann

$$\eta = \eta_0 - \frac{k_1 \cdot (T_{\text{Fluid}} - T_{\text{U}})}{E_e} - \frac{k_2 \cdot (T_{\text{Fluid}} - T_{\text{U}})^2}{E_e}. \quad (3.4)$$

Eine weitere wichtige Kenngröße zur Beschreibung insbesondere eines nicht durchströmten Kollektors oder für den instationären Fall ist dessen thermische Kapazität C_{eff} . Sie beschreibt die nötige Energie, um den gesamten Kollektor um 1 Kelvin zu erwärmen. Im instationären Fall wird die Energie zur Erwärmung der thermischen Masse des Kollektors über die thermische Kapazität in die Wirkungsgradkennlinie aufgenommen:

$$\eta = \eta_0 - \frac{k_1 \cdot (T_{\text{Fluid}} - T_{\text{U}})}{E_e} - \frac{k_2 \cdot (T_{\text{Fluid}} - T_{\text{U}})^2}{E_e} - \frac{C_{\text{eff}}}{E_e} \cdot \frac{dT_{\text{Fluid}}}{dt} \quad (3.5)$$

C_{eff} wird in J/(m² · K) angegeben.

Die Koeffizienten k_1 und k_2 sowie die thermische Kapazität C_{eff} werden bei Kollektorprüfungen von akkreditierten Prüfstellen bestimmt und können im allgemeinen den Datenblättern von Kollektorenherstellern oder den Prüfberichten entnommen werden.

3.3.2 Rohrleitungen

Zur Verbindung von Kollektorfeld und Speicherbehälter dienen heute üblicherweise Schnellmontagerohre, in denen Vor- und Rücklaufleitungen bereits in einer Isolierung vormontiert endlos als Rollenmaterial verwendet werden. Infolge der Längen von mehr als 10 m für eine Anlage sind die Wärmeverluste nicht zu vernachlässigen. Infolgedessen sollte grundsätzlich die Verbindung zwischen Kollektor und Speicher möglichst kurz sein. Eine lückenlose Isolierung der Rohrleitungen ist außerdem wichtig. Die Leitungen müssen folgenden Anforderungen genügen [58]:

- Temperaturbeständig bis -20°C (bzw. tiefste Außentemperatur im Winter) und mindestens +250°C (bzw. höchste Stillstandstemperatur im Sommer)
- Druckbeständig bis zum maximalen Betriebsdruck der Anlage
- Chemisch beständig gegenüber dem Frostschutzmittel
- Einfach und flexibel zu montieren

3.3.2.1 Aufbau von Rohrleitungen

Die Schnellmontagerohre bestehen standardmäßig aus Vor- und Rücklaufleitungen aus Kupfer, deren Durchmesser an den Betriebsmodus der Anlage angepaßt sind. Die Rohre sind komplett mit einer schlecht wärmeleitenden Isolationsschicht umhüllt. Hier wird bei niedrigeren Temperaturen häufig synthetischer Kautschuk oder bei höheren Temperaturen Glaswolle verwendet. Die Isolierung ist außen von einer gegen UV-Strahlung und Witterungseinflüsse beständigen Ummantelung umgeben.

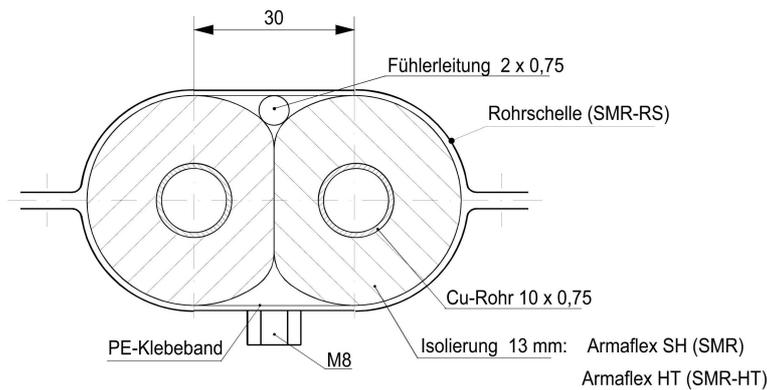


Abb. 3.6: Querschnitt eines Schnellmontagerohrs der Fa. Solvis [59].

3.3.2.2 Verluste in Rohrleitungen

Die Verluste in Rohrleitungen können gemäß den Gesetzmäßigkeiten des Wärmedurchgangs durch eine mehrschichtige Wand berechnet werden [3]. Die auf den Außendurchmesser der Isolierung bezogene Wärmedurchgangszahl ergibt sich zu

$$k = \left(\frac{d_{\text{Iso}}}{d_i} \frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_{\text{Iso}}}{2\lambda_{\text{Rohr}}} \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) + \frac{d_{\text{Iso}}}{2\lambda_{\text{Iso}}} \ln\left(\frac{d_{\text{Iso}}}{d_a}\right) + \frac{1}{\alpha_a} \right)^{-1}, \quad (3.6)$$

mit

d_i	Innendurchmesser des Rohres [m],
d_a	Außendurchmesser des Rohres [m],
d_{Iso}	Außendurchmesser der Isolierung [m],
α_i	Wärmeübertragungskoeffizient zwischen Fluid und Rohrrinnenwand [W/(m ² K)],
α_a	Wärmeübertragungskoeffizient zwischen Isolierung und Umgebung [W/(m ² K)],
λ_{Rohr}	thermische Leitfähigkeit des Rohrmaterials [W/(m K)],
λ_{Iso}	thermische Leitfähigkeit der Isolierung [W/(m K)].

Für eine Rohrleitung mit 10 mm Kupferrohrdurchmesser und einer 13 mm dicken Isolierung ergibt sich rechnerisch mit $\alpha_i = 150 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, $\alpha_a = 5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ und $\lambda_{\text{Iso}} = 0,04 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

ein spezifischer Wärmeverlust von

$$\frac{k \cdot A}{l} = 0,141 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}). \quad (3.7)$$

Die gesamte Verlustleistung an einer Rohrleitung mit der Länge l ergibt sich zu

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = \left(\frac{k \cdot A}{l} \right) \cdot l \cdot (\bar{T}_f - T_U), \quad (3.8)$$

wobei die mittlere Temperatur der Rohrleitung \bar{T}_f als arithmetisches Mittel aus den Temperaturen am Rohrleitungseintritt und -austritt berechnet wird. Für das in Abb. 3.6 dargestellte Rohrsystem inklusive Isolierung gibt die Fa. Solvis einen Verlust von 9,04 W/m für einen Meter Vorlauf- und Rücklaufrohr an.

3.3.3 Solarpumpe

Bei der Betrachtung der Primärkreislaufpumpe steht der Betriebsmodus bzw. die entsprechende Fördermenge der Pumpe im Vordergrund. Man unterscheidet hier zwischen *High-Flow Systemen*, *Low-Flow Systemen* und *Matched-Flow Systemen*. Sie unterscheiden sich nicht nur in der Fördermenge, sondern meist auch in der Gestaltung des angeschlossenen Speichersystems und dessen Wärmeübertrager. Näheres zu den Betriebsmodi findet sich in Abschnitt 3.3.6.

Wichtig ist im Zusammenhang dieser Arbeit der Ort, an dem die Solarpumpe in den Primärkreislauf integriert ist. Sie befindet sich im Verbindungsrohr zwischen primärem Wärmeübertrager und Kollektorfeldeingang, also im Kaltzweig des Systems. Laut Herstellerangaben sind die meisten Pumpen nur für Fluidtemperaturen bis maximal 110°C zugelassen. Diese Temperaturbegrenzung gilt neben der Pumpe auch für weitere Bauteile wie Absperrhähne, Ventile und Teile des Membranausgleichgefäßes.

3.3.4 Primärer Wärmeübertrager

Wärmeübertrager werden benötigt, um Wärme von einem Medium auf ein anderes zu übertragen, ohne daß sich beide Medien miteinander vermischen. Im primären Wärmeübertrager eines solarthermischen Systems wird die Wärme von dem im Kollektorfeld erhitzten Solarfluid auf Brauch- oder Heizungswasser aus dem Speicherbehälter übertragen. Man verwendet üblicherweise Plattenwärmeübertrager, die außerhalb des Speichers montiert sind, oder Rohrschlangenwärmeübertrager, die im Speicherinneren angebracht sind und direkt von Brauch- oder Heizungswasser umspült werden.

3.3.4.1 Plattenwärmeübertrager

Plattenwärmeübertrager bestehen aus aneinander gefügten Platten, zwischen denen die beiden Medien meist im Gegenstromprinzip zirkulieren. Durch eine Prägung der Platten bildet sich eine turbulente Strömung, die den Wärmeübergang vom Fluid an die Wand bzw. umgekehrt deutlich gegenüber laminarer Strömung verbessert. Die Platten werden entweder miteinander verlötet oder verschraubt.

Plattenwärmeübertrager bieten gegenüber Rohrschlangenwärmeübertragern den Vorteil einer deutlich kompakteren und somit platz- und materialsparenden Bauweise. Außerdem können sie bereits bei kleineren Temperaturdifferenzen Energie übertragen.

3.3.4.2 Rohrschlangenwärmeübertrager

Diese können als Rippenrohr- oder Glattrohrwärmeübertrager ausgeführt werden. Glattrohrwärmeübertrager besitzen eine größere Wärmeübertragungsleistung bezogen auf die Tauscherfläche, sie benötigen aber ein Vielfaches an Rohrlänge gegenüber Rippenrohrwärmeübertragern. Als Material wird meist Kupfer wegen seiner guten Wärmeleitung oder ein flexibles Wellrohr aus Stahl verwendet. Sie sind relativ einfach aufgebaut, passen allerdings meist nur zu einem spezifischen Speicher, während Plattenwärmeübertrager mit mehreren verschiedenen Speichern kombiniert werden können.

3.3.5 Speicherbehälter

Durch häufige zeitliche Differenzen von solarem Energieangebot und Energienachfrage in Form von erwärmtem Brauch- oder Heizungswasser muß eine Solarthermie-Anlage über einen geeigneten Wärmespeicher verfügen. Wärmespeicher werden nach der Art der Be- und Entladung (aktive und passive Wärmespeicher) und der Speicherdauer (Kurz- und Langzeitspeicher) unterschieden [58]. Dabei werden aktive Wärmespeicher mithilfe einer solaren Regelung be- und entladen, während passive Speicher durch natürliche Umlaufprozesse infolge der unterschiedlichen Dichten von kaltem und warmem Wasser genutzt werden. Langzeitspeicher werden relativ selten installiert, da ihre Größe von mindestens 5 m³ Füllvolumen meistens eine architektonische Integration in ein Gesamtkonzept erfordert, das sich für die Nachrüstung bestehender Bausubstanz nicht eignet. Solche Speicher werden meist für Mehrfamilien-Wohnanlagen gebaut, wobei sie die Wärme für mehrere Wochen oder wenige Monate speichern können, falls die dafür erforderliche Kollektorfläche ebenfalls installiert werden kann.

3.3.5.1 Anforderungen an Wärmespeicher in solarthermischen Anlagen

Wärmespeicher in solarthermischen Anlagen sollten möglichst effizient be- und entladen werden können, die Energie möglichst verlustfrei speichern, langlebig sein und warmes Wasser auf dem gewünschten Temperaturniveau bereitstellen. Hierfür ist es notwendig, daß der Speicher gleichzeitig Wasser verschiedener Temperaturen enthält. Im oberen Bereich sollte dabei möglichst schnell ein Niveau erreicht sein, das für die Brauchwassererwärmung oder die Heizungsunterstützung nutzbar ist, im unteren Bereich sollte eine Beladung durch den primären Wärmetauscher auch bei kleinen Einstrahlungswerten der Sonne erfolgen. Zur Erfüllung beider Anforderungen nutzen Speicherbehälter die Schichtungsmöglichkeit von Wasser auf verschiedenen Temperaturniveaus. Die Bauform ist schlank und hoch, wobei das Höhen-Durchmesser-Verhältnis bei 2:1 bis 4:1 liegt. Zur Vermeidung einer Zerstörung der Temperaturschichtung sollte besonderes Augenmerk auf die Strömungsverhältnisse und -orte bei der Wasserzuführung und -entnahme gelegt werden.

Um Energieverluste an die Umgebung möglichst zu minimieren, sollte jeder Speicher auf der Außenseite wärmegeämmt sein. Die Anforderung an eine Speicherdämmung sind Unbrenn-

barkeit, geringe Wärmeleitfähigkeit und kein Luftspalt zwischen Speicherwand und Dämmung. Die Dämmung sollte eine Wärmeleitfähigkeit $\lambda < 0,035 \text{ W/(mK)}$ haben und den Speicher überall inklusive Boden und Deckel umschließen. Auf die Schwierigkeiten einer wirkungsvollen Dämmung bei komplexen Geometrien wie Rohrdurchführungen und -Anschlüsse und die Gesamtisolierung haben Hersteller durch die Lieferung vorgefertigter Isolierungsteile reagiert, die nach der Aufstellung und kompletten Verrohrung auf den Speicher aufgeklebt werden. Als Materialien kommen Polystyrol, Polyurethan-Schaum oder Melamin zum Einsatz.

3.3.5.2 Bauformen von Wärmespeichern

Man unterscheidet gemäß der generellen Einteilung von solarthermischen Anlagen in Brauchwassererwärmungs-Systeme und Kombi-Systeme auch bei den Speicherbehältern verschiedene Bauformen. Die Wärmeübertragung vom solaren Primärkreislauf an das im Speicher befindliche Wasser findet im allgemeinen mit Hilfe einer innen im unteren Speicherdrittel montierten Glatt- oder Rippenrohrspindel statt. Werden Brauchwassererwärmungs-Systeme ohne externen Frischwasser-Wärmeübertrager konzipiert, so gelangt mit dem immer wieder frisch einströmenden Trinkwasser auch Sauerstoff in das Speicherinnere. Dieser verursacht Korrosionsprobleme an den Innenwänden. Um diese zu vermeiden werden entweder Edelstahlspeicher oder Stahl- oder Kunststoffspeicher mit einer geeigneten Innenbeschichtung aus z.B. Emaille eingesetzt. Häufig werden zusätzlich Gleichstrom-Anoden eingesetzt. Bei Speichergößen über 400 l Volumen sollte das gesamte Speichervolumen zur Vermeidung von Legionellenbildung (vgl. Abschnitt 3.3.7) in gegebenen Zeitabständen auf ca. 60°C erwärmt werden. Legionellen sind Bakterien, die praktisch überall in der Natur vorkommen, so auch in allen Trinkwassersystemen. Die Konzentration im kalten Trinkwasser liegt bei ca. 1 KBE (Keimbildende Einheit) pro Liter. Konzentrationen bis 100 KBE pro Liter gelten als Legionellen-frei. Bei Konzentrationen zwischen 1.000 und 10.000 KBE pro Liter spricht man von einer Kontamination und die Anlage muß überprüft werden. Liegt die Konzentration oberhalb von 10.000 KBE pro Liter, so muß die Anlage stillgelegt und saniert werden [60]. Das Wasser wird aufbereitet bei der Montage der Anlage eingefüllt und kommt später nicht mehr mit der Außenluft und Frischwasser in Berührung. Eine modernere Lösung stellen Speicher mit einem im oberen Speicherdrittel liegenden zweiten Behälter dar, der jeweils bei Bedarf mit dem zu erwärmenden Brauchwasser durchströmt und von dem im Speicher befindlichen erwärmten Wasser durch die Behälterwand erwärmt wird. Häufig besitzen solche Speicher im oberen Drittel eine Möglichkeit, das Wasser durch eine externe Energiequelle wie z.B. einen elektrischen Heizstab zu erwärmen. In den letzten Jahren setzten sich allerdings Systeme mit einer komplett außerhalb des Speichers sitzenden Frischwasserstation durch, die auf der Speicherseite mit erwärmtem Wasser aus den oberen Speicherregionen durchströmt wird und den gewünschten Frischwasserstrom im Durchlaufverfahren erwärmen. Sie mischen anschließend das z.B. bei 50°C aus dem Wärmeübertrager kommende Wasser in einer Mischstation mit nicht erhitztem Frischwasser auf die gewünschte Temperatur.

Im Bereich der Systeme zur Heizungsunterstützung gibt es für nahezu jede Anwendung maßgeschneiderte Lösungen aus einem oder mehreren Speicherbehältern mit innen- und außenliegenden Wärmeübertragern und verschiedenen Formen der Parallel- und Reihenschaltung. Auch hier zeichnet sich ein Trend zu Systemen mit außenliegenden Wärmeübertragern ab, die getrennt von der Speichereinheit ausgelegt und besser auf den Anwendungsfall zugeschnitten werden können. Eine Gemeinsamkeit aller Systeme zur Heizungsunterstützung liegt in der Verwendung von sauerstoff- und kalkarmem Wasser im Speicher. Im Gegensatz zu Brauchwassersystemen

entfällt damit die Notwendigkeit des Korrosions- und Legionellenschutzes. Das Brauchwasser wird generell über einen Wärmeübertrager erwärmt.

Für die vorliegende Arbeit wurde ein Kombisystem mit Schichtladespeicher der Fa. Solvis analysiert. Es verfügt über einen in der Schichtladelanze integrierten Wärmeübertrager und eine außen liegende Frischwasserstation. Die Nachheizung geschieht im oberen Speicherdrittel je nach Gerätetyp über einen innenliegenden Gas- oder Pelletbrenner oder eine elektrische Heizung.

3.3.6 Systemregelung

Die Regelung einer Solaranlage besteht üblicherweise aus (vgl. [55]):

- einer Beladeregulation zur Sicherung der optimalen Umsetzung von Solarstrahlung in Wärme und Einspeisung dieser Wärme in den Solarspeicher und
- einer Entladeregulation zur Gewährleistung eines optimalen Austrags von Solarwärme aus dem Solarspeicher und Abgabe an die Verbraucher.

Die für den Inhalt dieser Arbeit wesentlichere Teil ist die Beladeregulation. Hier können in Abhängigkeit der Systemkomponenten (interner oder externer primärer Wärmeübertrager) oder nach verschiedenen Zielstrategien (z.B. frühe Erreichung einer gegebenen Zieltemperatur oder möglichst hoher solarer Deckungsgrad) verschiedene Ansätze verfolgt werden. Die gängigsten werden im Folgenden beschrieben.

3.3.6.1 High-Flow Systeme

Ein High-Flow System weist einen im Speicherbehälter liegenden Rohrwärmeübertrager und eine 2-Punkt-Regelung der Pumpe auf. Die Pumpe wird bei Überschreitung einer vorgegebenen Temperaturdifferenz zwischen dem Austritt des Kollektorfeldes und dem unteren Bereich des Speichers eingeschaltet. Diese Temperaturdifferenz wird werksseitig häufig auf 8 K eingestellt. Wird am Temperaturfühler im oberen Speicherbereich eine Maximaltemperatur überschritten, so schaltet die Pumpe ab und es wird keine Energie mehr vom Kollektor in den Speicher übertragen. Es kommt bei weiter einfallender Solarstrahlung bei mangelnder Speicherbelastung zum Auftreten von Stagnation. Der auf die Fläche des Kollektorfeldes bezogene Massenstrom der Pumpe liegt im *High-Flow* Betrieb üblicherweise bei 40-60 kg/m² h. Durch das hohe Fördervolumen tritt im Wärmeübertrager turbulente Strömung auf. Dieser Zustand verbessert die Wärmeübertragung vom strömenden Fluid in die Rohrwandung. Innerhalb des Speichers wird die Energie im unteren Bereich über spiralförmig verlaufende Rohre an das umgebende Wasser übertragen. Die Spirale verläuft dabei ansteigend und deckt ca. das untere Drittel des Speicherbehälters ab. Das erwärmte Wasser steigt infolge seiner geringeren Dichte im Speicher durch Konvektion auf und das Speichervolumen wird durch diese Bewegung durchmischt. Der hohe Volumenstrom führt außerdem im Kollektorfeld nur zu einer geringen Temperaturerhöhung des durchströmenden Fluids. Infolgedessen ist der zur Wärmeübertragung wichtige Temperaturunterschied zwischen Fluid und umgebenden Wasser im unteren Bereich des Speichers kleiner als bei Low-Flow Systemen.

Eine alternative Bauform des Wärmeübertragers ist eine horizontale Spirale, die das Wasser im unteren Bereich des Speichers vergleichbar zu einer Heizplatte erwärmt.

Ausführliche Beschreibungen zur Berechnung von Wärmeübertragungsvorgängen innerhalb und außerhalb solcher Rohrspindeln finden sich in [61], [53] und [62]. Da im Rahmen des in dieser Arbeit entwickelten Systems ein außenliegender Plattenwärmeübertrager verwendet wird, soll darauf an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden.

3.3.6.2 Low-Flow Systeme

Bei Low-Flow Systemen wird im Gegensatz zu High-Flow Systemen der flächenspezifische Volumenstrom auf $10\text{-}20\text{ kg/m}^2\text{ h}$ eingestellt. Man versucht damit, das Kollektorfluid bei einem einzigen Durchlauf durch das Kollektorfeld auf Nutztemperatur zu erwärmen. Dazu ist allerdings ein geänderter Aufbau des Wärmeübertragers im Speicherbehälter notwendig. Häufig werden außerhalb des Behälters platzierte Plattenwärmeübertrager eingesetzt, die auf der Sekundärseite Wasser aus dem untersten und kältesten Teil des Speicherbehälters ansaugen und das erwärmte Wasser in eine sogenannte *Schichtladelanze* abgeben, die mit Silikonklappen in verschiedenen Höhen des Speichers bestückt ist. Der Dichteunterschied des erwärmten Wassers erlaubt diesem nur in der Höhe die entsprechende Klappe zu öffnen, in der die Temperatur der entsprechenden Schicht gerade unterhalb der Temperatur in der Ladelanze liegt. Das erwärmte Wasser wird also ohne Konvektion genau in der richtigen Ebene eingeschichtet und sorgt so für eine schnellere Erwärmung des oberen Speicherbereichs als bei Nutzung eines High-Flow Systems.

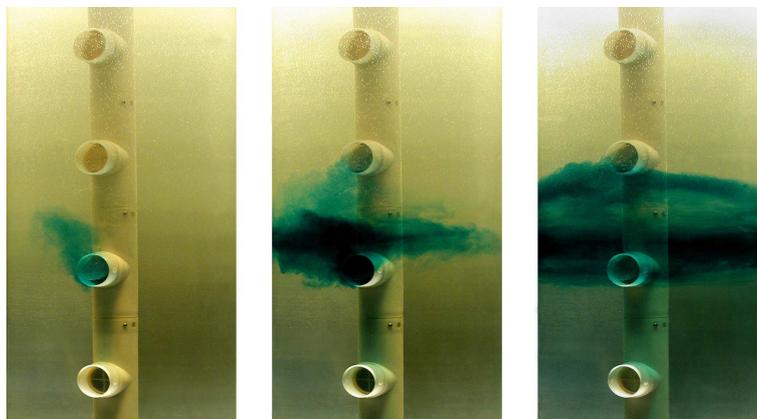


Abb. 3.7: Einspeisung über eine Schichtladelanze [63].

Wichtig ist bei einem Low-Flow System, daß die Volumenströme im Primär- und Frischwasser-Wärmeübertrager im Verhältnis von ca. 1:1 eingeregelt werden [63]. Ebenso wichtig sind geringe logarithmische Temperaturdifferenzen an den Wärmeübertragern, daher sollten sie im Gegenstrom betrieben werden.

3.3.6.3 Matched-Flow Systeme

Man spricht von *Matched-Flow* Systemen, wenn eine geregelte Pumpe einen variablen Volumenstrom im Kollektorkreis erzeugen kann. Man kann damit in gewissen Grenzen die Vorlauftemperatur des Kollektorkreises und damit die obere Speichertemperatur beeinflussen (vgl. u.a. [55]). Dieses Konzept ist vor allem bei Systemen, bei denen die niedrigste nutzbare Temperatur relativ niedrig liegt (z.B. bei heizungsunterstützenden Anlagen) von Vorteil, insbesondere wenn auf konventionelle Nachheizung verzichtet werden soll. Bei Solaranlagen zur reinen Brauchwassererwärmung bringt dieses Konzept kaum Vorteile, erhöht aber die Störanfälligkeit des Systems.

3.3.7 Frischwassergruppe mit Wärmeübertrager

Die Frischwassergruppe erwärmt das Brauchwasser auf die gewünschte Temperatur. Dabei wird nicht das im Speicherbehälter erwärmte Wasser verbraucht, sondern die Frischwassergruppe beinhaltet einen Wärmeübertrager, der auf der Primärseite von erwärmtem Speicherwasser und auf der Sekundärseite von kaltem Frischwasser durchflossen wird. Das kalte Wasser aus der Hauszuleitung wird von seiner Eingangstemperatur von z.B. 10°C auf eine Temperatur von 40°C z.B. für eine Dusche oder 60°C für eine Waschmaschine erwärmt. Wasser mit dieser Austrittstemperatur wird dann an der Zapfstelle mit kaltem Wasser auf die gewünschte Temperatur gemischt.

Entsprechend der Unterteilung in Brauchwassererwärmungssysteme und Kombisysteme zur Heizungsunterstützung sind auch die Speicherbehälter bzw. die Frischwassergruppen unterschiedlich ausgestaltet. In Brauchwassersystemen findet oft eine direkte Verwendung des im Speicher erwärmten Wassers ohne Zwischenschaltung einer Frischwassergruppe statt. Nachteilig an diesem Konzept ist die mögliche Legionellenbildung im Speicher, wenn das Wasser längere Zeit steht und nicht verbraucht wird.

In Deutschland legt die DVWG-Richtlinie W 551 Maßnahmen bezüglich der im Betrieb zu erreichenden Speichertemperaturen fest [64]. Für Systeme mit mehr als 400 Liter Trinkwasservolumen oder mehr als 3 Liter Volumen in den Warmwasserleitungen werden folgende Anforderungen gestellt:

- Das gesamt Warmwasserspeichervolumen muß 1 x täglich auf 60°C erwärmt werden, und
- eine Warmwassertemperatur am Austritt des Speichers von 60°C und im Leitungssystem von 55°C muß eingehalten werden.

Diese Forderungen stehen physikalisch im Widerspruch zu einem zweiten Problemfeld der reinen Brauchwassererwärmung mit Verwendung des Speicherinhalts: den Kalkablagerungen. Erreicht das im Speicher befindliche Wasser häufig Temperaturen von mehr als 60°C, dann muß bei stark kalkhaltigem Wasser mit Ablagerungen im Speicherbehälter gerechnet werden. *Primas et al.* nennen folgende Maßnahmen der Solarunternehmen, um das Problem zu unterbinden [60]:

- Temperaturbegrenzung des Warmwassers auf 60°C
- Verwendung von Glattrohrwärmeübertragern (geringere Kalkablagerungen)
- Sicherstellen der Reinigbarkeit des Speichers

- Einsatz eines Entkalkungssystems mit Salz

Zur Lösung beider Probleme hat sich in den letzten Jahren ein Trend hin zu separaten Frischwassergruppen durchgesetzt. Diese erwärmen das Trink- und Brauchwasser durch einen externen Wärmeübertrager, der die benötigte Wassermenge bei Bedarf frisch erwärmt. Das im Speicher befindliche Wasservolumen wird nicht verbraucht, sondern verbleibt im Speicher und erwärmt bei Durchlaufen des Wärmeübertragers der Frischwassergruppe das kalte Leitungswasser auf die gewünschte Verbrauchstemperatur. Ähnlich wie bei heizungsunterstützten Kombisystemen kann entkalktes Wasser eingesetzt werden. Beim Einsatz von nicht entkalktem Wasser fällt nur die Kalkbelastung des einmalig gefüllten Speichervolumens an, da das Wasser im Tank nicht verbraucht und dauernd ersetzt wird. Ein weiterer Vorteil ist in der größeren Wärmespeicherkapazität des Speicherbehälters zu sehen, der in der genannten Konfiguration bis zu Temperaturen deutlich oberhalb von 60°C beladen werden und somit mehr Energie speichern kann. Frischwassergruppen werden häufig als Plattenwärmeübertrager ausgeführt.

3.3.8 Heizungsgruppe

Bei Kombisystemen wird das solar erwärmte Wasser direkt in den Heizkreislauf des Hauses eingespeist. Um eine eventuelle Anhebung auf das benötigte Temperaturniveau zu erreichen, wird der Speicher mit einem Heizkessel gekoppelt. Besonders wirtschaftlich arbeiten solare Kombisysteme mit Flächenheizungen, da diese mit niedrigen Vorlauftemperaturen von ca. 35°C arbeiten, die der Speicher bereits im Frühjahr oder auch noch im Herbst bei mittlerer solarer Einstrahlung bereitstellen kann. Desweiteren sollten Häuser über eine ausreichende Wärmedämmung verfügen, um hohe solare Deckungsraten der benötigten Heizenergie zu erreichen.

3.3.9 Sicherheitsgruppe

DIN 4757 schreibt für den Betrieb von Solaranlagen das Vorhandensein einer als *Sicherheitsgruppe* bezeichneten Armaturengruppe vor [57]. Die Sicherheitsgruppe besteht aus:

- Sicherheitsventil mit Ablaufleitung und Auffangbehälter zum Schutz des Systems vor dem Platzen bei zu hohem Druck z.B. infolge von Stagnation,
- Membranausdehnungsgefäß (MAG), um die Volumenänderungen des Fluids bei Erwärmung bzw. Verdampfung aufzunehmen,
- Vorlaufthermometer zur thermischen Kontrolle der Pumpengruppe,
- Rücklaufthermometer (empfohlen) zur Steuerung der Pumpe,
- Manometer zur Druckmessung z.B. bei Befüllung des Systems.

Zusätzlich ist für den sicheren Betrieb und die Inbetriebnahme das Vorhandensein einer Schwerkraftbremse und eines Durchflußmessers empfehlenswert. Die Schwerkraftbremse verhindert Zirkulation entgegen der Fließrichtung, wenn die Anlage steht und der Kollektor abkühlt. Ohne Schwerkraftbremse würde aufgrund der Schwerkraft kaltes Kollektormedium über den Rücklauf

zum Wärmeübertrager fließen, sich dort erwärmen und die Wärme zum Kollektor transportieren. Auf diese Weise kann sich der untere Tankbereich über Nacht stark abkühlen [65].

Über den Gasdruck innerhalb eines Membranausdehnungsgefäßes kann der Systemdruck auf die gewünschte Höhe eingestellt werden. Eine detaillierte Beschreibung zur Auslegung und Berechnung von Membranausdehnungsgefäßen findet sich z.B. in [66]. Abbildung 3.8 zeigt verschiedene Zustände eines Membranausdehnungsgefäßes. Das rot gekennzeichnete Volumen ist mit Wasser gefüllt, das gelb gekennzeichnete mit unter Druck stehender Luft.

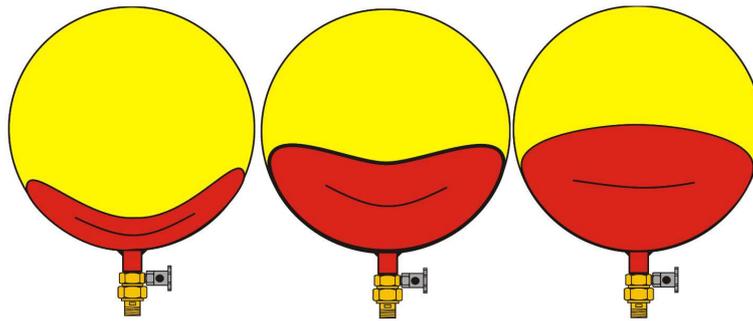


Abb. 3.8: Verschiedene Zustände eines Membranausdehnungsgefäßes [66].

3.4 Stagnation

Im folgenden Abschnitt wird zuerst eine Definition des Stagnationszustandes angegeben. Anschließend wird auf Probleme infolge der Stagnation eingegangen. Eine Darstellung des aktuellen Standes der Technik schließt den Abschnitt.

3.4.1 Definition des Stagnationszustandes

Stagnation beschreibt einen Zustand des Systems, in welchem der Fluss des Wärmeträgerfluids im primären Kreislauf des Systems unterbrochen wird, z.B. weil die Maximaltemperatur des Speichers erreicht wird, und weiterhin solare Einstrahlung hoher Intensität am Kollektor auftritt [67]. Unter Stillstandsbedingungen mit hoher Einstrahlung erwärmt sich der Kollektor sehr rasch und der Absorber erreicht im Falle selektiver Beschichtung Spitztemperaturen von etwa 200°C bei Flachkollektoren bzw. 300°C bei Vakuum-Röhrenkollektoren. Das Wärmeträgermedium beginnt im Kollektor zu verdampfen und drückt die verbleibende Flüssigkeit in beiden Richtungen aus dem Kollektorfeld. Die Flüssigkeit wird idealerweise in ein vor der Solarpumpe montiertes Membranausdehnungsgefäß gedrückt, ohne daß das Sicherheitsventil anspricht und Flüssigkeit aus dem System austritt. Somit werden in der Theorie temperaturempfindliche Bauteile vor überhitztem Solarfluid oder Dampf geschützt. Das Sicherheitsventil schützt außerdem Systemkomponenten wie die Pumpe im Primärkreislauf vor mechanischer Beschädigung durch Überdruckbelastungen.

Die folgende Abbildung zeigt den errechneten Temperaturverlauf eines Flachkollektors der Fa. TiSUN, der ab dem Abschalten der Primärkreislaufpumpe bei 90°C mit Hilfe der Kollektorparameter gemäß der DIN 4757 berechnet wurde. Als Randbedingungen wurden 1000 W/m² Einstrahlleistung und 25°C Umgebungstemperatur angenommen. Der zu erwartende Haltepunkt der Temperatur infolge des Verdampfens des Fluids tritt nicht auf, da der sich bildende Dampf die restliche Flüssigkeit aus dem Kollektor heraus- und in die Rohrleitungen und das Membranausdehnungsgefäß hineindrückt. Es kommt also im Kollektor nicht zu einer vollständigen Verdampfung des enthaltenen Flüssigkeitsvolumens. Die Masse des Dampfes ist im Verhältnis zur restlichen Kollektormasse klein, so daß sich kein sichtbarer Haltepunkt im Verlauf der Kollektortemperatur ergibt.

Die genauen Abläufe bei Stagnationsphänomen wurden erstmals vor etwa zehn Jahren von *Hausner et al.* und *Lustig* meßtechnisch untersucht und analysiert [68] [52]. Eine Weiterentwicklung des Modells erfolgte durch *Rommel et al.* und *Scheuren* [69] [70]. Sie unterteilen die Stagnation in fünf Abschnitte:

- Phase 1: Flüssigkeitsausdehnung
Nach Abschalten der Pumpe steigt die Temperatur des Fluids im Kollektor bis zum Erreichen der Verdampfungstemperatur an. Bis dahin ist nur ein geringer Druckanstieg im System sichtbar. In den Vor- und Rücklaufleitungen ist in Folge von Wärmeverlusten ein Abfall der Temperatur des Fluids zu beobachten. Diese Phase dauert zwischen 15 und 30 Minuten.
- Phase 2: Ausdrücken der Flüssigkeit aus dem Kollektor durch ersten Dampf
Das Medium beginnt zu verdampfen. Der Dampf schiebt die noch flüssigen Bestandteile

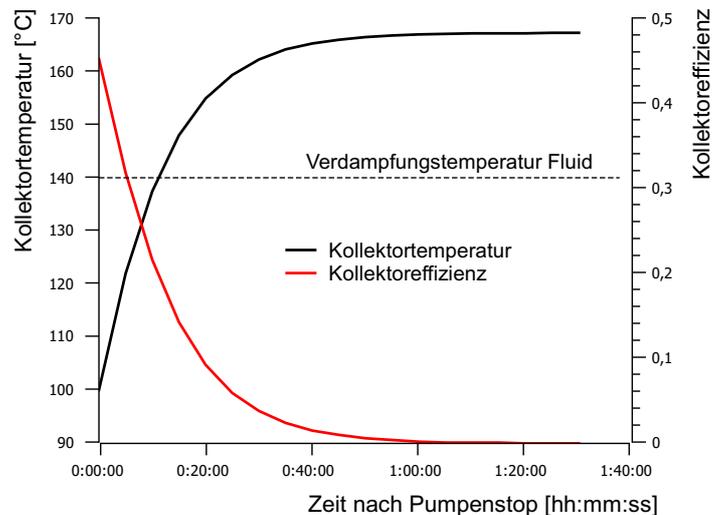


Abb. 3.9: Berechneter Temperaturverlauf eines Flachkollektors nach Pumpenabschaltung.

der Kollektorfüllung aus dem Kollektor heraus in die Vor- und Rücklaufleitungen und das Ausdehnungsgefäß. Die Temperaturen steigen sowohl in den Leitungen als auch im Ausgleichsgefäß an, bleiben jedoch unter den Temperaturen im Kollektor. Diese Phase dauert einige Minuten.

- Phase 3: Leersieden des Kollektors - Phase mit Satttdampf
Verdampfen der verbleibenden Flüssigkeitsreste im Kollektor. Überall im Kollektor findet sich nun Dampf oder ein Flüssigkeits-Dampf-Gemisch. Der Systemdruck steigt weiter an, allerdings langsamer als in Phase 2 und erreicht seinen Maximalwert. Das System bewegt sich Richtung thermisches Gleichgewicht, in dem alle dem Kollektor zugeführte Energie diesen in Form von Dampf verläßt und an alle Wärmesenken innerhalb des Systems wieder abgegeben wird.
- Phase 4: Leersieden des Kollektors - Satttdampf und überhitzter Dampf
Die Flüssigkeit im Kollektor verdampft vollständig und wird zu überhitztem Dampf. Dadurch kann der Kollektor im Vergleich zu Phase 3 weniger Energie in das System abgeben, der Systemdruck sinkt und erste Flüssigkeitsmengen können aus dem Ausdehnungsgefäß zurück in Richtung Kollektor geschoben werden. Phase 4 kann bei hoher Einstrahlung einige Stunden dauern und endet durch sinkende Einstrahlung.
- Phase 5: Wiederbefüllen des Kollektors
Der Dampf kühlt sich ab und rekondensiert. Dadurch sinkt der Systemdruck weiter und die Flüssigkeit kann über die Rücklaufleitung zurück in den Kollektor strömen. An sonigen Tagen wird diese Phase erst nach Dämmerungsbeginn eingeleitet. Das System ist erst am nächsten Morgen wieder in der Lage, neue Energie in den Speicherbehälter zu transportieren.

Nach DIN 4757 Teil 3 wird die Absorbtemperatur, die bei einer Außenlufttemperatur von 32°C

und einer Globalstrahlung von 1.000 W/m^2 im Laufe einer Stunde erreicht wird, als höchste Stillstandstemperatur eines Kollektors bezeichnet [71]. Im Fall von Flachkollektoren kann die maximale Stillstandstemperatur nach der folgenden Beziehung bestimmt werden.

$$T_{\max,s} = \frac{E_e \eta_0}{k_0} \quad (3.9)$$

Für einen Kollektor mit einem optischen Wirkungsgrad $\eta_0 = 0,8$ und einem linearen Wärmeverlustfaktor von $k_0 = 3,91 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ beträgt die maximale Stillstandstemperatur 204°C .

3.4.2 Probleme infolge von Stagnation

Grundsätzlich wirkt sich das Auftreten von Stagnation negativ auf die *technische Haltbarkeit* und die *Wirtschaftlichkeit* des Systems aus. Die im Stagnationszustand auftretenden thermischen Belastungen des Systems wirken sowohl auf die mechanischen Systemkomponenten als auch auf das Kollektorfluid. Dieses Fluid altert durch die thermischen Zyklen vorzeitig und muß gegebenenfalls im Lebenszyklus der Anlage öfter als nötig ausgetauscht werden. Ein frisch gemischtes Wasser-Glykolgemisch ist meist neutral bis leicht basisch. Durch Erhitzung des Mediums auf über 130°C beginnen die korrosionshemmenden Stoffe (Korrosions-Inhibitoren) zu zerfallen. Durch die Zerstörung dieser Stoffe ändert sich der pH-Wert des Mediums, es wird zunehmend saurer und die korrosionshemmende Wirkung läßt nach. Der pH-Wert sollte stets über 7,5 liegen, fällt er auf niedrigere Werte muß das Fluid ausgetauscht werden [58]. Ausführliche Untersuchungen zu den bei der Degradation des Wärmeträgers auftretenden physikalischen und chemischen Prozessen finden sich in *Henderson et al.* [72], *Rossiter* [73] und *Hillerns* [74]. *Wedel und Bezzel* geben eine Zusammenfassung der ablaufenden Prozesse und experimentelle Ergebnisse des Degradationsverhaltens von unterschiedlichen Wasser- und Glykolgemischen [75].

Desweiteren verursachen die thermischen Belastungen in den mechanischen Bauteilen Spannungsspitzen, die zu Bauteilversagen oder Systemundichtigkeiten führen können.

Im Extremfall eines nicht mehr kontrollierbaren Druckerstiegs löst das Sicherheitsventil der Anlage aus und es kommt zum Entweichen von Kollektorfluid in die Umgebung. Neben der Verschmutzungsthematik stellt sich dem Anlagenbetreiber anschließend die Aufgabe, das System neu zu befüllen, was im allgemeinen durch Fachkräfte erfolgen muß und mit zusätzlichen Kosten verbunden ist. Sollte das Sicherheitsventil in Folge des Abblasens nicht mehr dicht sein, so kann Sauerstoff in das System gelangen, was in kürzester Zeit zum Zerfall des Wärmeträgermediums führt und das ganze System mit einer teerartigen Substanz verschmutzt und unbrauchbar macht. *Scheuren* bietet hierzu und zu weiteren Schadensbildern an Pumpen und Kollektoren Beispiele mit Fotos der schadhafte Komponenten aus verschiedenen Feldtestreihen und real installierten Systemen [70].

Neben den Kosten für zerstörte Bauteile und Anlagenkomponenten sind Stagnationstage aus wirtschaftlicher Sicht Zeiten, in denen das System nicht zur Energiegewinnung genutzt werden kann. Inwieweit dies zur Verschlechterung der Wirtschaftlichkeit führt, wird im Abschnitt 7 dieser Arbeit untersucht.

3.4.3 Stand der Technik zur Vermeidung von Stagnation

Wittwer beschäftigte sich 1999 in seiner Arbeit ganz allgemein mit optimierten Regelungssystemen zur Verbesserung der Effizienz solarthermischer Installationen. Es wird kein besonderer Schwerpunkt auf die Vermeidung von Stagnation gelegt [53]. *Dimitrova* beschreibt 2005 die thermischen Effekte im Kollektorfeld und geht unter anderem auf die Alterungsprozesse infolge thermischer Belastung ein [76]. *Lustig* gelangt, aufbauend auf der Arbeit von *Wittwer*, zu zwei verschiedenen Strategien, um Stagnation zu vermindern [52]:

- Eigensichere Systemkonzepte
- Regelungstechnische Konzepte

Beide Strategien beruhen auf einer Abführung der überschüssigen Solarenergie aus der Anlage, ohne diese gezielt zu nutzen. Innerhalb der vorliegenden Arbeit wird ein Ansatz entwickelt, diese nutzlose Dissipation der Energie an die Umgebung mit Hilfe einer thermoelektrischen Umwandlung zu umgehen. Die so aus dem System entnommene Energie soll wirtschaftlich nutzbar gemacht werden, um so Stagnationssituationen nicht nur weitestgehend zu vermeiden, sondern für den Endnutzer einen monetären Nutzen zu generieren.

3.4.3.1 Eigensichere Systemkonzepte

Sogenannte *eigensichere Systemkonzepte* lassen sich in vier Kategorien einteilen: *Drain Back-Systeme*, *optimierte Kollektorfeldverschaltungen*, *Wärmeabführung durch gezielte Kondensation* und *Heat Pipe-Kollektoren*.

- Drain Back-Systeme
Selbstentleerende oder *Drain Back*-Systeme wurden ursprünglich entwickelt, um eine solarthermische Anlage auch mit reinem Wasser statt mit einem Wasser-Frostschutzgemisch zu befüllen. Eine Füllung aus reinem Wasser bietet den Vorteil einer höheren Wärmekapazität des Fluids sowie einfachere Befüllung und Systemausführung, da Wasser im Vergleich zu Wasser-Glykol nicht kriecht und zu Systemundichtigkeiten führt. Drain Back-Systeme entleeren sich nach dem Ausschalten der Pumpe im Primärkreislauf mit Hilfe der Schwerkraft. Die Systeme enthalten im Standard-Betrieb ein mit Luft gefülltes Volumen. Sobald sich die Pumpe ausschaltet, fließt das im Kollektor befindliche Fluid in dieses Volumen und die Luft füllt von oben nach unten den Kollektor. Vorausgesetzt der Kollektor weist eine korrekte Rohrführung auf, entleert er sich vollständig und es kann nicht zur Überhitzung und Verdampfung von Fluid im Kollektor kommen. Ein weiterer Vorteil ist die Tatsache, daß bei Außentemperaturen unter 0°C kein Wasser im Kollektor gefrieren kann. In den Niederlanden sind 80-90 % aller installierten Solarthermie-Anlagen als Drain Back-Systeme ausgeführt [77].
- Optimierte Kollektorfeldverschaltungen
Üblicherweise werden Solarthermie-Anlagen nicht mit einzelnen Kollektoren, sondern mit untereinander verschalteten Kollektorfeldern aufgebaut. Optimierte Kollektorfeldverschaltungen wenden die Erkenntnisse der Drain Back-Systeme auf mehrere Kollektoren an. Ziel

ist es, ein möglichst gutes Entleerungsverhalten des gesamten Kollektorfeldes im Siedefall zu erreichen. Die Entleerung findet demnach nicht aufgrund von Gravitationskräften, sondern aufgrund lokaler Verdampfungsvorgänge in den Kollektoren statt. Hier haben sich Reihenschaltungen aus Mäander-Kollektoren oder nach *Tichelmann* verschaltete Harfenkollektoren mit senkrechter Rohrführung als vorteilhaft erwiesen.

- Wärmeabführung durch gezielte Kondensation

Eine Möglichkeit, die Überhitzung von temperaturempfindlichen Systemkomponenten zu vermeiden, ist die Installation eines zusätzlichen Kondensationskühlers. Praktische Erfahrungen dazu werden in [78] dargestellt. *Lustig* zeigt in einer Simulation, daß ein Kühlrohr mit einer Länge von 5 m und einem spezifischen Wärmeübertragungskoeffizienten von 6 W/(m K) ausreicht, um die im Dampf enthaltene Energie abzuführen [52]. Die Simulation zeigt eine gute Übereinstimmung mit realen Systemen. Der Nachteil an solchen luftgekühlten Kühlern ist der Montageort. Wird der Kühler in einem Kellerraum installiert, so heizt er an Tagen mit langanhaltender Sonneneinstrahlung einen normal großen Keller-raum bis weit über 50°C auf. *Scheuren et al.* schlagen in [79] ein wassergekühltes Bauteil vor, das entstehenden Dampf rekondensiert und immer dann zum Einsatz kommt, wenn Dampf die temperaturempfindliche Baugruppe aus Pumpe und Membranausgleichsgefäß erreichen würde. Negativ wird hierzu bemerkt, daß dieser Kühler mit Kühlwasser aus dem Hauswasserleitungsnetz betrieben wird und damit Kosten für das Wasser anfallen.

- Heat Pipe-Kollektoren

Unter dem Absorberblech ist hier ein mit einer Flüssigkeit - meist ein Alkohol, der auf einem niedrigen Temperaturniveau verdampft - teilweise gefülltes Verdampfungsrohr (Heat Pipe) angebracht. Das nicht vom Alkohol gefüllte Volumen des Rohrs ist evakuiert. Bei Sonneneinstrahlung erwärmt sich die Flüssigkeit zuerst und verdampft schließlich. Der Dampf steigt im Rohr bis zum oberen Ende, an dem ein kleiner Wärmeübertrager (=Kondensator) angebracht ist, der vom Solarfluid durchströmt wird. An diesem Wärmeübertrager kondensiert der Dampf und gibt so seine Wärme an das Solarfluid ab. Die Flüssigkeit fließt in der Heat Pipe zurück Richtung Absorber, erwärmt sich dort wieder und der Kreislauf beginnt von vorn. Damit der Kreislauf funktioniert, muß der Kollektor eine Neigung von mindestens 30° haben. Man unterscheidet nach dem Kontakt des Wärmeträgermediums und des Kondensators in trockene Anbindung (kein direkter Kontakt, Kondensator liegt am Sammelrohr an) und nasser Anbindung (Kondensator ragt in das Sammlerrohr hinein und wird direkt vom Wärmeträgermedium umströmt) [58]. Heat Pipe-Kollektoren sind die teuersten, aber auch die leistungsstärksten Kollektoren. Aus diesem Grund sollte das Puffervolumen sehr reichlich dimensioniert werden [80]. Schwachstelle dieser Kollektorart ist die Haltbarkeit des Vakuums, das zur genauen Einstellung der Siedetemperatur der im Verdampfungsrohr befindlichen Flüssigkeit benötigt wird.

Allen eigensicheren Systemen mit Kollektorentleerung wohnt der Nachteil inne, daß zwar Stagnation und temperaturmäßige Überbelastung empfindlicher Systemkomponenten vermieden werden, aber das Gesamtsystem in seiner Effizienz leidet, da es in der Zeit der Rekondensation des verdampften Wärmeträgermediums und/oder des Wiederbefüllens des Kollektors nicht zum Ernten solarer Energie genutzt werden kann.

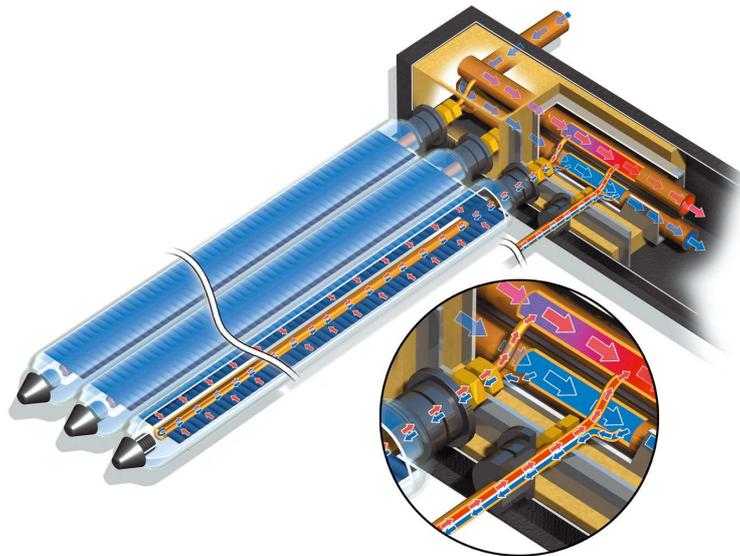


Abb. 3.10: Funktionsschema eines Heat Pipe-Kollektors [80].

3.4.3.2 Regelungstechnische Konzepte

Lustig simuliert fünf verschiedene Szenarien innerhalb der verwendeten Simulationsumgebung *ColSim* [52]. Sie haben alle zum Ziel, Verdampfung im Kollektor mit Hilfe der Anlagenregelung zu vermeiden. Die betrachtete Anlage wurde im Jahr 1999 in Gleisdorf, Österreich, installiert und besteht aus einem Kollektorfeld von 22 m² Fläche und einem Speicherbehälter von 4,8 m³. Sie wird für ein Einfamilienhaus zur Brauchwassererwärmung und Heizungsunterstützung genutzt.

1. Szenario A (Schlechtester Fall)

Solarkreislauf- und Sekundärkreislaufpumpe sind permanent ausgeschaltet. Der Verdampfungsfall tritt naturgemäß in diesem Szenario am häufigsten auf. Dieser Fall ist aus Sicht des Autors dieser Arbeit in der Praxis irrelevant, da keine solare Energie in den Speicherbehälter transportiert wird.

2. Szenario B (Referenz-Fall)

Dieses Szenario bildet die in installierten Anlagen heute standardmäßige Regelung ab. Die Primärkreislaufpumpe wird eingeschaltet, wenn am Kollektorauslauf eine definierte Übertemperatur zur Temperatur im unteren Speicherbereich auftritt und wird ausgeschaltet, wenn die Temperatur im oberen Speicherbereich eine definierte Grenztemperatur überschreitet.

3. Szenario C (Extreme Nachtauskühlung)

Die Solar- und die Sekundärkreislaufpumpe laufen permanent. Das Szenario wird in ein Szenario C₁ (ohne Durchmischung des Speichers) und ein Szenario C₂ (mit Durchmischung des Speichers) unterteilt.

4. Szenario D (Nachtauskühlung)

Tagsüber ist dieses Szenario mit dem Szenario B identisch, nachts wird bei einer oberen Speichertemperatur oberhalb von 70°C der Speicher zwangsweise durchmischt und die

Primärkreislaufpumpe solange eingeschaltet, bis über das Kollektorfeld so viel Energie an die Umgebung abgegeben worden ist, daß die Speichertemperatur im oberen Bereich unterhalb von 70°C liegt.

5. Szenario E (Effizienzkontrolle)

Hier wird über eine Drehzahlregelung der Primär- und Sekundärkreislaufpumpen eine Kombination der Szenarien C und D erreicht.

Lustig kommt zu den folgenden Ergebnissen, die in ihren absoluten Werten vor dem Hintergrund der für Österreich typischen Anlagengröße (siehe oben) gesehen und eingeordnet werden müssen. Diese Anlagendimensionen (vor allem die Speichergröße) sind landestypisch und z.B. in Deutschland nicht üblich. Ein in Deutschland häufig verbauter Speicher von 1 m³ Größe würde in vergleichbaren Situationen in Österreich gekoppelt mit einem 22 m² großen Kollektorfeld deutlich mehr Stagnationstage generieren.

- Das technisch heute relevante Szenario B zeigt zu mehr als 105 Stunden des Jahres Dampf im Kollektor.
- Bezogen auf die Stillstandszeiten mit Dampf im Kollektor erreichen die Szenarien C₂ und E eine vollständige Vermeidung von Stagnation.
- Bezogen auf die Volllaststunden der Primär- und Sekundärpumpen zeigen die Szenarien C₁ und C₂ eine deutliche Erhöhung der Pumpenvolllaststunden (Szenario C₁: 2.800 Stunden/Jahr, C₂: 2.900 Stunden/Jahr) gegenüber dem Szenario B (600 Stunden/Jahr). Dies resultiert in einem stark gestiegenen Energieverbrauch der Pumpen (basierend auf 25 W Pumpenleistung ergibt sich ein Mehrenergieverbrauch von 55 kWh). Szenario E vermeidet diese starke Erhöhung der Volllaststunden (+ 20%), allerdings muß die max. Pumpenleistung von 500 kg/h in Szenario B auf 1.500 kg/h für Szenario E erhöht werden, was in der Konsequenz den Einbau einer deutlich teureren Pumpe bedeutet.
- Bezogen auf den Energieinhalt des Speichers schneiden die Szenarien C₁ und E zufriedenstellend ab.

Zusammenfassend läßt sich festhalten, daß das Szenario E eine Stagnationsvermeidung bieten kann, wenngleich das System technisch aufwändiger und somit teurer gestaltet werden muß (größere Pumpe, externer Solarwärmetauscher, getrennt regelbare Primär- und Sekundärpumpe). Diese Betrachtung muß allerdings im Hinblick auf die bereits angesprochenen Anlagendimensionen in ihrer Übertragbarkeit auf den deutlich größeren deutschen Markt oder die anderen Einstrahlungsverhältnisse in südeuropäischen Märkten kritisch hinterfragt werden.

Prinzipiell wäre eine Lösung zu bevorzugen, die einmal in den Speicher transferierte Energie nicht wieder an die Umgebung abgibt (z.B. durch Nachtauskühlung), sondern eventuell durch das Kollektorfeld gesammelte Energie, die nicht benötigt wird, gewinnbringend zu nutzen. Eine solche Lösung wird in Abschnitt 4 vorgestellt.

Aufbau eines geeigneten thermoelektrischen Generators

Im folgenden Abschnitt werden ein neuartiger Thermogenerator und seine Verwendung als Zusatzmodul in solarthermischen Anlagen beschrieben, dessen Aufgabe es ist, die in Zeiten geringer Behälterlast vom Kollektorfeld geerntete Energie unter Vermeidung von Stagnation aus dem System an die Umgebung abzugeben und Teile dieser Energie in elektrische Energie umzuwandeln.

4.1 Thermogeneratoren als Zusatzmodul in solarthermischen Anlagen

Das Zusatzmodul aus einem fluidführenden Rohrkörper, thermoelektrischen Generatorstreifen und Kühlsystem wird idealerweise auf einer nicht direkter solarer Einstrahlung ausgesetzten Fläche am Haus montiert (Norddach oder Nordfassade). Das Thermoelektrik-Modul wird über zwei Standard-Rohrleitungen zwischen Kollektorfeld und Speicherbehälter im primären Solarkreislauf des Systems angebunden. Wichtig ist hierbei die Position im Vorlauf, also im Heißzweig des Primärkreislaufs. Die Rohrleitungen zum Thermoelektrik-Modul sind im Standard-Betriebsmodus der Anlage durch Dreiwegeventile geschlossen, so daß das Fluid bei eingeschalteter Pumpe direkt vom Kollektorfeldausgang zum primären Wärmetauscher fließt.

In herkömmlichen Systemen ohne Thermoelektrik-Modul schaltet die Pumpe ab, sobald der Speicherbehälter das Erreichen der Grenztemperatur im obersten Speicherbereich signalisiert. Das Fluid bleibt im Kollektorfeld ohne Strömung der solaren Einstrahlung ausgesetzt. Als Konsequenz erwärmt sich das Fluid weiter und erreicht beim heutigen Stand der Technik inner-

- Der Speicherbehälter signalisiert einen Energiebedarf infolge einer zwischenzeitlichen Belastung und daraus resultierender Abkühlung des Speicherinhalts.

Anschließend kehrt das System in seinen Standardbetriebsmodus zurück, d.h. entweder bleibt die Pumpe stehen und das System steht über Nacht still, oder es wird bei eingeschalteter Pumpe solare Energie in den Speicherbehälter transportiert.

4.2 Grundkonzeption des Zusatzmoduls

Das Thermoelektrik-Modul besteht prinzipiell aus vier Komponenten:

- Einem mit der Solaranlage verbundenen harfenförmigen Rohrkörper, der die Energie an die thermoelektrisch aktiven Bauteile transferiert,
- einer Kühlrippenstruktur, die der Dissipation der Wärme an die Umgebung dient,
- den thermoelektrischen Generatorstreifen, die mit dem Rohrkörper und den Kühlrippen thermisch leitend verbunden sind und
- einem Gehäuse als mechanischer Verbindung mit innenliegenden Fluidrohren und herausragenden Kühlrippen zur Stabilisierung bei Einwirkung äußerer Kräfte wie Wind- oder Schneelasten.

Zusätzlich werden Isolierungsmaterialien sowie Anschlüsse zur Solarthermie-Anlage und zur Ableitung der erzeugten elektrischen Energie benötigt.

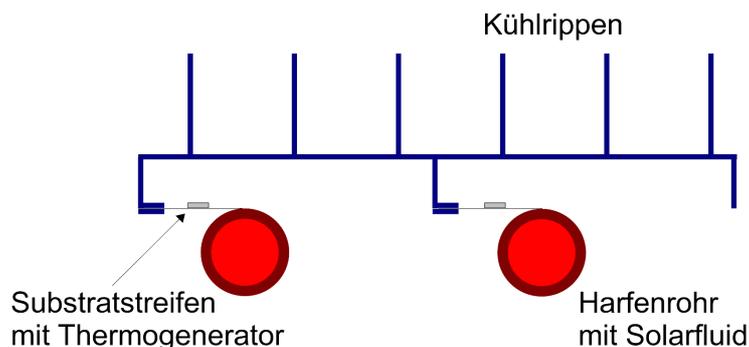


Abb. 4.2: Schematischer Schnitt des Thermoelektrik-Moduls mit Rohrkörper, Thermogeneratorstreifen und Kühlrippenstruktur.

4.2.1 Thermogenerator-Bauteil

Die thermoelektrisch aktiven Bauteile werden durch ein Beschichtungsverfahren auf einem Trägersubstrat hergestellt. Hierzu können z.B. Verfahren der Mikrostruktur-Technik (CMOS), Physical Vapor Deposition (PVD), Molecular Beam Epitaxy (MBE) oder ähnliche Verfahren verwendet

werden (siehe z.B. [81], [82], [83]). Die Materialpaarung ist der Anwendung anzupassen. Das aus der Literatur bekannteste und für das Temperaturniveau der Anwendung am besten geeignete Material ist eine BiSbTe-Legierung als p-Material und eine BiTeSe-Legierung als n-Material. Die innere Struktur der Halbleiter-Schichten wird auf die jeweilige Anwendung optimiert (sie wird allerdings im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter diskutiert). Hierzu zählen möglichst optimale Seebeck-Koeffizienten, thermische und elektrische Leitfähigkeiten sowie daraus resultierende Materialgüten ZT und Power-Faktoren. Die äußeren Abmessungen (Länge, Breite und Schichtdicken) der Thermogeneratoren werden im Gegensatz dazu als wichtige Parameter zur optimalen Auslegung des Thermoelektrik-Moduls betrachtet. Sie definieren in entscheidender Weise in Kombination mit dem Trägersubstrat sowohl den elektrischen als auch den thermischen Widerstand des Bauteils und bedürfen der sorgfältigen Anpassung an das System. In den folgenden Abschnitten werden mehrstufige Berechnungsmodelle für das Thermoelektrik-Modul entwickelt, mit deren Hilfe thermische Widerstände, Wärmeströme und elektrische Leistungen berechnet werden können. So konnte ein erster Parameter-Satz für die Erstellung eines Prototypen gefunden werden.

4.2.2 Thermogeneratorstreifen

Die Thermogeneratoren müssen sowohl an die Wärmequelle und die Wärmesenke angeschlossen werden, als auch elektrisch miteinander verschaltet werden. Der übliche Aufbau nach dem Stand der Technik wurde im Kapitel zu den Grundlagen der Thermoelektrik erläutert. Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Design unterscheidet sich vom konventionellen Aufbau in Bezug auf das interne Wärmemanagement und die Anbindung zur Umwelt entscheidend. Es wurde Wert auf eine einfache und kostengünstige Herstellbarkeit sowie auf gute Systemleistung gelegt. Im Ergebnis wurde das eingesetzte Volumen des Halbleitermaterials deutlich verringert, da die mechanische Stabilität nicht durch Verwendung von quaderförmigen Bauteilen, sondern durch die Verwendung eines geeigneten und kostengünstigeren Trägermaterials erreicht wird. Dieser Träger übernimmt zusätzlich die Funktionen des Wärmetransportes von der Quelle zum Thermogenerator und von dort zur Wärmesenke sowie des Transportes des elektrischen Stroms. Der genaue Aufbau, die Vorbereitung und Strukturierung des Trägersubstrats und die Prozessschritte zur Herstellung des Thermogeneratorstreifens werden in mehreren Patentschriften erläutert (u.a. [84], [85], [86], [87]). Das Trägersubstrat besteht aus zwei Folien, die mit Hilfe einer Kleberschicht vollflächig miteinander verbunden sind. Die untere Lage besteht dabei aus Polyimid, das als Kunststoff die Vorteile einer schlechten Wärmeleitfähigkeit mit einer kostengünstigen Beschaffung kombiniert. Polyimid ist bis ca. 350°C kurzzeitig und bis ca. 250°C Dauerbelastung stabil [88]. Die zweite Schicht besteht aus einer Kupferfolie, die in einem definierten Muster ätztechnisch strukturiert wird. Wichtig ist dabei ein Spalt, der die heiße von der kalten Seite trennt und über den der eigentliche Thermogenerator positioniert wird. Die Breite des Spaltes sowie die Dicke der Polyimid- und Kupferfolien haben dabei maßgeblichen Anteil am sich einstellenden Wärmewiderstand des Thermogeneratorstreifens.

Der Thermogeneratorstreifen ist ein 15 mm breiter Streifen, der je nach Anwendung in beliebigen Längen hergestellt werden kann. Die Anbindung der Thermogeneratoren auf dem Polyimid-Kupfersubstrat erfolgt auf beiden Seiten des Längsspalt mit Hilfe gut wärmeleitender und auch elektrisch leitender Materialien wie z.B. Klebebändern oder Flüssigklebern, wobei auf beiden Seiten der Kupfer-Untergrund gleichzeitig als Transportweg für den elektrischen Strom entlang der Lauflänge des Thermogeneratorstreifens genutzt wird. Die Anbindung des Thermogener-

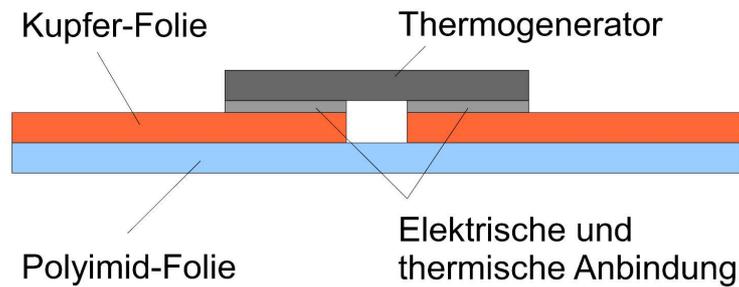


Abb. 4.3: Schematischer Aufbau des Thermogeneratorstreifens.

atorstreifens an die Wärmequelle bzw. -senke erfolgt mit wärmeleitenden Klebebändern oder pastösen Klebern.

4.2.3 Rohrkörper, Kühlrippen und Gehäuse

Die Peripherie besteht aus einem Rohrkörper als Zuführung für das Solarfluid, einem Kühlkörper und einem Gehäuse und muß zur Sicherstellung der Gesamtsystem-Effizienz mehrere Aufgaben erfüllen:

- Gute Anbindung des Thermogeneratorstreifens an die Wärmequelle, so daß ein möglichst großer Anteil des Temperaturgradienten für den Thermogenerator zur Verfügung steht,
- mechanisch sichere elektrische Verbindung des Thermogeneratorstreifens,
- effektive Abgabe der Wärme an die Umgebung und
- Schutz der thermoelektrischen Bauteile vor Umgebungseinflüssen wie z.B. Feuchtigkeit und mechanischen Belastungen.

Der erste Punkt soll aufgrund seiner hohen Wichtigkeit für die Erzielung einer hohen Seebeck-Spannung und damit einer hohen Effizienz ausführlicher erläutert werden:

Zwischen der Temperatur des Wärmeträgerfluids und der Umgebung als Wärmesenke wird im allgemeinen ein positiver Temperaturunterschied herrschen. Es ist demnach unter Nutzung dieser Temperaturdifferenz ΔT möglich, Wärme über die Kühlrippen an die Umgebungsluft abzugeben. Der Wärmestrom ist für einen bestimmten Punkt der Kühlkörperoberfläche bestimmt durch

$$d\dot{Q}(x) = k(x) \cdot dA \cdot \Delta T, \quad (4.1)$$

worin $k(x)$ den ortsabhängigen Wärmeübertragungskoeffizienten (in $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$), dA die wärmeübertragende Fläche (in m^2) und ΔT die Temperaturdifferenz zwischen wärmeübertragender Fläche und Umgebungsluft (in K) beschreiben. Diese Beziehung gilt unter der Annahme, daß Wärmeübertragung durch Strahlung infolge der kleinen Temperaturunterschiede zu vernachlässigen ist. Der Wärmeübertragungskoeffizient k ist neben der Ortskoordinate x noch von der Luftströmungsgeschwindigkeit v abhängig.

Für die effiziente Funktion eines Thermogenerators ist die Sicherstellung eines möglichst großen Temperaturunterschiedes zwischen heißem und kaltem Ende der Generatormaterialien wichtig. Jeder thermische Verlust führt zu einer verminderten Temperaturdifferenz am eigentlichen Thermogenerator und damit zu niedrigeren Effizienzen in der Energieumwandlung. Von einem insgesamt zur Verfügung stehenden ΔT zwischen Wärmeträgerfluid und Umgebungsluft sollte ein möglichst hoher Anteil über dem Thermogenerator abfallen. Wenn beispielsweise das Fluid eine Temperatur $T_{\text{Fluid}} = 130^\circ\text{C}$ und die Umgebungsluft eine Temperatur $T_{\text{Umg}} = 30^\circ\text{C}$ hat, so ergibt sich ein insgesamt zur Verfügung stehender Gradient von $\Delta T = 100\text{ K}$. Wenn davon 70 % über dem Thermogenerator abfallen, so ergeben sich ohne Berücksichtigung von Verlusten Heiß- und Kaltseitentemperaturen von $T_{\text{H}} = 130^\circ\text{C}$ und $T_{\text{C}} = 60^\circ\text{C}$. Die verbleibenden 30 K werden benötigt, um die Wärme von den 60°C heißen Kühlrippen an die Umgebungsluft abzugeben. Der dem Thermogenerator zur Verfügung stehende Anteil des Temperaturgradienten kann durch geschickte Auslegung des Systems und Minimierung der thermischen Widerstände der anderen Komponenten beeinflusst werden.

4.3 A priori-Charakterisierung des Systems

Um bereits vor dem Aufbau eines Prototypen eine möglichst auf die spätere Anwendung optimierte Struktur zu identifizieren, wird in den folgenden Abschnitten über verschiedene Berechnungs- und Simulationswerkzeuge das Verhalten des Thermoelektrik-Moduls analysiert. In den Abschnitten 4.3.1 und 4.3.2 werden die notwendige Kühlleistung des Thermoelektrik-Moduls sowie die in den Modul-Rohren herrschenden Strömungsverhältnisse abgeschätzt. Abschnitt 4.3.4 beschäftigt sich mit der Berechnung des thermischen Widerstandes eines einzelnen Modul-Segments, Abschnitt 4.3.3 zeigt die Energieströme und Temperaturverteilungen in einem 2D-Modell des Segments und wurde mit Hilfe der Software *COMSOL Multiphysics* berechnet. Abschnitt 4.3.5 schließt die Charakterisierung in Form eines diskretisierten Modells eines Thermoelektrik-Modulrohres von 1,5 m Länge ab. Hier werden die Ergebnisse der Abschnitte 4.3.2 und 4.3.4 integriert.

In allen Modellstufen wurde die thermische Leitfähigkeit des Halbleitermaterials mit drei verschiedenen Werten variiert ($\lambda_{\text{BiTe}} = 0,5/1,0/2,0\text{ W}/(\text{m K})$). Diese Leitfähigkeit ist nicht nur eine Funktion der verwendeten Legierungselemente, sondern auch des Herstellprozesses (z.B. durch unterschiedliche Kristallstrukturen, Störungen usw.).

4.3.1 Abschätzung der notwendigen Kühlleistung zur Stagnationsvermeidung

Auf Basis der Wirkungsgradgleichung 3.4 für die untersuchten Kollektoren und unter der Annahme, daß das Thermoelektrik-Modul bei ca. 100°C Fluidtemperatur zur Durchströmung freigeschaltet wird und somit der Kollektor annähernd ebenfalls diese Temperatur hat, errechnet sich für die Kollektoren gemäß Gleichung 3.4 eine Effizienz von ca. 45 % für eine Umgebungstemperatur von 21°C . Als oberer Grenzwert für die solare Einstrahlung werden $1.000\text{ W}/\text{m}^2$ angenommen, so daß sich für verschiedene Kollektorfeldgrößen die in Tab. 4.1 angegebenen Wärmeströme ergeben, die durch das Thermoelektrik-Modul zu leiten sind und an die Umgebungsluft dissipiert werden müssen.

Kollektorfeldgröße [m ²]	5	10	20
Leistungsaufnahme [W]	2.250	4.500	9.000

Tab. 4.1: Notwendige Kühlleistung des Thermoelektrik-Moduls bei einer Kollektortemperatur von 100°C in Abhängigkeit der Kollektorfeldgröße.

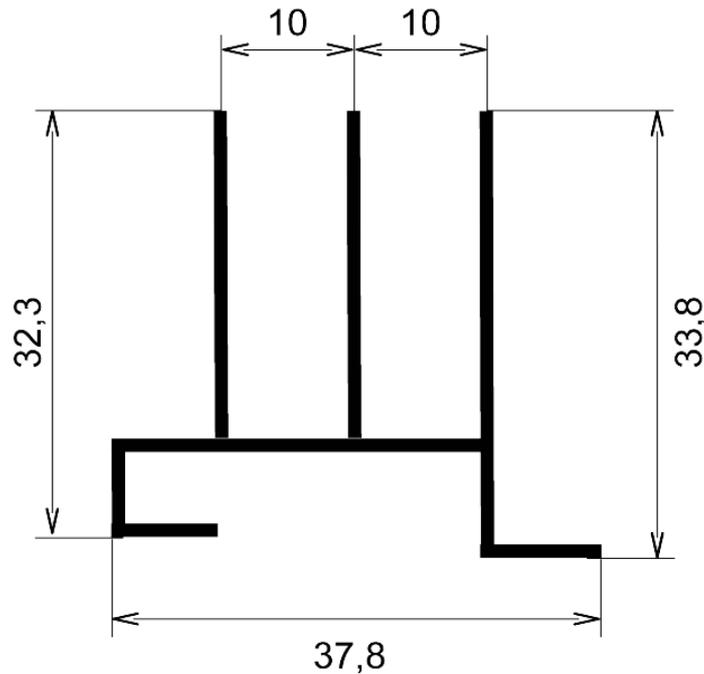


Abb. 4.4: Geometrie des zur Kühlung verwendeten Aluminium-Strangpreßprofils.

4.3.2 Einschätzung der Strömungsverhältnisse innerhalb des Thermoelektrik-Moduls

Um bereits während der Simulationen die Wärmeübertragungsverhältnisse innerhalb des einzelnen Thermoelektrik-Modulrohrs richtig darstellen zu können, muß eine Einschätzung zu den dort herrschenden Strömungsverhältnissen vorgenommen werden. Die Wärmeübertragung aus dem Fluid in die Rohrwand erfolgt bei turbulenter Strömung deutlich besser als bei laminarer Strömung. Die dafür entscheidende Kennzahl ist die Reynolds-Zahl. Sie wird für drei verschiedene Kollektorfeldgrößen und jeweils für High Flow- und Low Flow-Bedingungen berechnet (siehe Tab. 4.2). Der im Abschnitt 5 beschriebene Prüfstand wurde mit zwei Solarkollektoren von je 2,5 m² aufgebaut.

Aus Abschätzungen hinsichtlich der Kühlwirkung des verwendeten Kühlkörpers (siehe Abb. 4.4) ergibt sich für das Verhältnis von Kollektorfeldgröße zu Thermoelektrikmodul-Feldgröße ein Wert von etwa 10 : 3 (d.h. zu einem Kollektorfeld von 10 m² schafft ein Modul-Feld von 3 m² die ausreichende Kühlwirkung zur Vermeidung der Stagnation). Das Thermoelektrik-Modul wird deshalb passend zu den zwei Kollektoren (2 x 2,5 m²=5,0 m² Gesamtfläche, siehe Ab-

schnitt 5) mit einer Größe von $1,5 \text{ m}^2$ (1,5 m Länge und 1,0 m Breite) angenommen. Der Kühlkörper vergrößert die Fläche, die für die konvektive Wärmeübertragung an die Umgebung zur Verfügung steht, ca. um einen Faktor 6, d.h. wenn das Thermoelektrikmodul eine Grundfläche von 1 m^2 hat, dann hat der Kühlkörper eine Oberfläche von ca. 6 m^2 . Wie Abb. 4.4 zeigt, ist der Kühlkörper ein Strangpreßprofil und hat eine Breite von ca. 3 cm. Die gute thermische Leitfähigkeit des Aluminium-Werkstoffs, aus dem der Kühlkörper besteht, erlaubt die Kopplung von einem fluidführenden Rohr mit zwei Kühlkörperprofilen von jeweils 3 cm Breite. Innerhalb des Kühlkörpers wird der Wärmestrom so gut geleitet, daß die thermischen Widerstände ausreichend klein sind, um mit ausreichend kleinen Temperaturgradienten überwunden werden zu können. Um ein Thermoelektrikmodul von 1,5 m Länge und 1,0 m Breite aufbauen zu können, werden demzufolge 34 Kühlkörperprofile miteinander verbunden, die eine zur Umgebung gerichtete Oberfläche von ca. 6 m^2 ergeben. Über diese Oberfläche muß die laut Tab. 4.1 berechnete Wärmemenge an die Umgebung abgegeben werden.

Die Anzahl der fluidführenden Kupferrohre, durch die das Fluid strömt und die durch den Thermogeneratorstreifen mit den Kühlkörperprofilen verbunden sind, wurde gemäß der oben ausgeführten Überlegungen mit 17 Rohren pro Meter Modulbreite angenommen (Abstand von Rohr zu Rohr 6 cm). Die sich hierdurch ergebenden Strömungsverhältnisse innerhalb des Rohres zeigt Tab. 4.2.

Zur Erreichung größerer Flächen werden mehrere dieser Thermoelektrikmodule zu Modulfeldern verschaltet. Hierbei können sowohl Reihen- als auch Parallelschaltung realisiert werden. Da für die im Thermoelektrik-Modul montierten Thermogeneratoren allerdings eine möglichst hohe Temperatur des Fluids zur Erzielung einer hohen Effizienz wünschenswert ist, wird die Annahme einer Parallelschaltung aller montierten Thermoelektrik-Module getroffen. Dies impliziert eine Aufteilung des Volumenstroms auf alle parallel geschalteten Modulrohre und dessen Abkühlung auf einer Länge von 1,5 m. Das Ergebnis der Berechnungen zeigt Tab. 4.2.

Pumpenmodus	High-Flow			Low-Flow		
	5	10	20	5	10	20
Kollektorfeld [m^2]	5	10	20	5	10	20
Massenstrom [kg/h]	200	400	800	60	120	240
TE-Modulfeld [m^2]	1,5	3,0	6,0	1,5	3,0	6,0
Parallele Rohre	17	34	68	17	34	68
Flußgeschwindigkeit [m/s]	0,085			0,025		
Reynoldszahl	2021,8			606,5		

Tab. 4.2: Reynoldszahl im Thermoelektrik-Modulrohr bei verschiedenen Durchströmungen.

Im allgemeinen wird bei Strömungen in einem Rohr mit kreisförmigem Querschnitt eine Reynoldszahl von $Re_{\text{krit}} = 2.300$ als Grenze zwischen laminarer und turbulenter Strömung angesehen [89]. Bei den betrachteten Massenströmen kann deshalb für den Low-Flow Betrieb auf jeden Fall von laminarer Strömung ausgegangen werden. Für den High-Flow Betrieb liegt die Reynolds-Zahl mit 2021,8 nur knapp unter 2.300. Bei einer Erhöhung des Massenstroms für ein 5 m^2 großes Kollektorfeld um 25% von 200 kg/h auf 250 kg/h im Betriebsmodus des freigeschalteten Thermoelektrikmoduls kann bei einer Reynoldszahl $Re = 2.527,3$ auf jeden Fall von

turbulenter Strömung ausgegangen werden. Zwei weitere Möglichkeiten zum Erzwingen einer turbulenten Strömung und damit eines verbesserten Wärmeübergangs wären die Verkleinerung des Rohrdurchmessers oder die Verringerung der Anzahl der parallelen Rohre. Ersteres birgt die Gefahr eines ansteigenden Druckverlustes, zweiteres verursacht ein Sinken der elektrischen Leistung des Thermoelektrik-Moduls durch die Reduzierung der Anzahl der montierbaren Thermogeneratorstreifen.

Der Übergangskoeffizient α des Wärmeübergangs aus dem Fluid an die Wand des Kupferrohrs bei laminarer Strömung kann über die geometrieabhängige *Nusselt-Zahl* nach folgender Beziehung berechnet werden (vgl. [2]):

$$Nu_{\text{lam}} = \frac{d_h \cdot \alpha}{\lambda}, \quad (4.2)$$

hierin bezeichnen

d_h	die hydraulische Länge [m],
α	den Wärmeübergangskoeffizient an der Wand [W/(m ² K)],
λ	die thermische Leitfähigkeit des Fluids [W/(m K)].

Die hydraulische Länge ist für laminare Strömung in einem kreisförmigen Rohr gleich dem Rohrdurchmesser. Für die Nusselt-Zahl gibt Baehr in [2] in diesem Fall bei konstanter Wandtemperatur (diese soll hier näherungsweise angenommen werden) einen Wert von $Nu = 3,657$ an.

Die thermische Leitfähigkeit λ von Wasser hat für $T = 100^\circ\text{C}$ einen Wert von $0,681 \text{ W/(m K)}$.

Stellt man die obige Beziehung 4.2 um, so berechnet man einen Wert von $\alpha = 356 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$.

Für turbulente Strömung im Falle des um 25% erhöhten Volumenstroms lautet die Beziehung für die Nusselt-Zahl, die nach heutigen Kenntnissen die Meßergebnisse am besten wiedergibt (vgl. [90]):

$$Nu_{\text{turb}} = \frac{(\xi/8) \cdot Re_{d_i} \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\xi/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot f_1 \cdot f_2, \quad (4.3)$$

hierin bezeichnen

ξ	die Rohrreibungszahl,
Re_{d_i}	die Reynolds-Zahl,
Pr	die Prandtl-Zahl für das Fluid in der Strömungsmitte des Profils,
f_1	die Funktion zur Berücksichtigung der Rohrlänge und
f_2	die Funktion zur Berücksichtigung der Richtung des Wärmestroms.

Die Rohrreibungszahl ξ ist dabei folgendermaßen gegeben:

$$\xi = [1,8 \cdot \log(Re_{d_i}) - 1,5]^{-2} \quad (4.4)$$

Die Funktion f_1 zur Berücksichtigung der Rohrlänge lautet:

$$f_1 = 1 + (d_i/l)^{2/3} \quad (4.5)$$

mit

d_i dem Innendurchmesser des Rohres,
 l der Länge des Rohres.

Die Funktion f_2 zur Berücksichtigung der Richtung des Wärmestroms lautet für Flüssigkeiten:

$$f_2 = (Pr/Pr_W)^{0,11} \quad (4.6)$$

mit

Pr der Prandtl-Zahl des Fluids bei der Temperatur in der Rohrmitte,
 Pr_W der Prandtl-Zahl des Fluids bei der Temperatur an der Rohrwand.

Auf Basis dieser Gleichungen ergibt sich für turbulente Strömung ein deutlich höherer Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha = 1.582 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$.

4.3.3 Simulation des Thermoelektrik-Moduls im zweidimensionalen Modell

In diesem Abschnitt wird ein zweidimensionales Modell des Thermogeneratorstreifens in den realen Abmessungen und mit einem realen Kühlkörper mit Hilfe der Software *COMSOL Multiphysics* untersucht. Die Beschränkung auf die Zweidimensionalität erfolgt aufgrund der Komplexität der zu lösenden DGL-Systeme, die sich durch eine Kopplung zwischen den verfügbaren Modi *Heat Transfer* und *Fluid Dynamics* ergeben. Diese Komplexität liegt in den unterschiedlichen Dimensionen der zu untersuchenden Strukturen begründet. Die dünnen Schichten der Leit-Tapes sowie des Thermogenerators liegen um drei Größenordnungen unter den Abmessungen des Kühlkörpers. Ein Test wurde für eine Länge des Elementes in Flußrichtung des Solarfluids von 5 mm ohne Erfolg durchgeführt. Ein einfacheres dreidimensionales Modell, das die Flußrichtung berücksichtigt, wird im Abschnitt 4.3.5 entwickelt.

In beiden Fällen (2D- und 3D-Modell) wurde auf eine Integration der elektrischen Effekte wie z.B. Joule'sche Erwärmung verzichtet, da die Effizienz der thermoelektrischen Wandlung so niedrig ist, daß nur niedrige Stromstärken erreicht werden und somit die Joule'sche Erwärmung vernachlässigt werden kann.

Abb. 4.5 zeigt ein simuliertes Segment des Thermoelektrik-Moduls. Man erkennt, daß die großen Temperaturgefälle nicht innerhalb des Fluidrohres und der Kühlrippenstruktur, sondern in den dünnen Schichten des Thermogenerators und seiner Anbindungselemente liegen.

Abb. 4.6 zeigt einen vergrößerten Ausschnitt mit dem Thermogenerator-Bauteil, dem Thermogeneratorstreifen, den Verbindungstapes sowie dem Fluidrohr und dem Kühlkörper.

Im Folgenden werden Temperaturverteilungen und Wärmeströme in Abhängigkeit verschiedener Parameter analysiert. Die Analyseergebnisse lassen weitere Schlüsse für den Bau eines Prototypen zu.

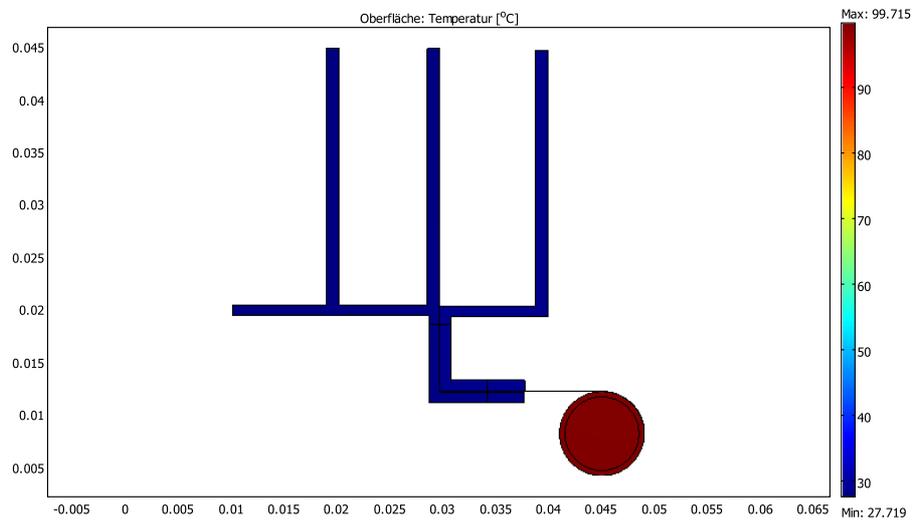


Abb. 4.5: Zweidimensionale Wärmesimulation eines Thermoelektrik-Modulsegments in COMSOL Multiphysics.

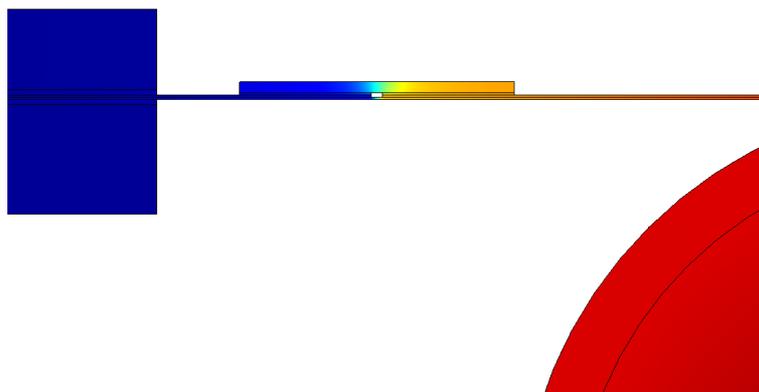


Abb. 4.6: Ausschnittvergrößerung auf den Thermogenerator und seine Verbindungsstrukturen.

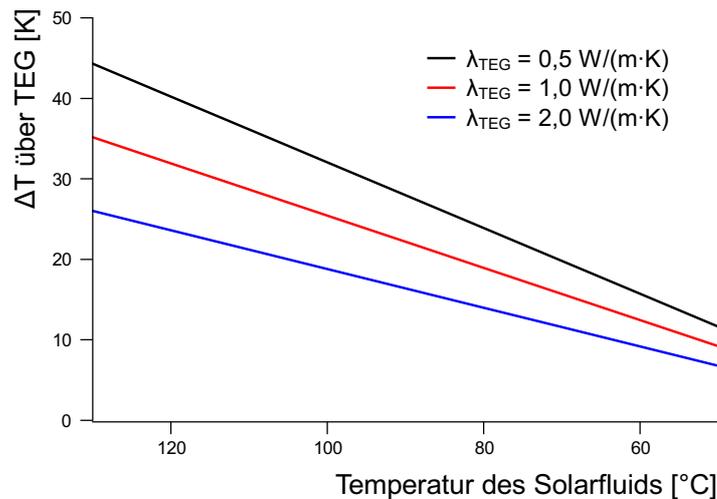


Abb. 4.7: Temperaturgradient über dem Thermogenerator in Abhängigkeit der Fluidtemperatur für verschiedene thermische Leitfähigkeiten des TEG-Materials.

4.3.3.1 Verfügbares Temperaturgefälle am Thermogenerator

Um die maximal durch den Thermogenerator erzeugbare elektrische Leistung berechnen zu können, müssen die Temperaturen seiner Heiß- und Kaltseite bekannt sein. Es werden sowohl auf der Heiß- als auch auf der Kaltseite jeweils die Temperaturen direkt neben dem thermoelektrisch aktiven Spalt im Kupfersubstrat verwendet. Abb. 4.7 zeigt das Temperaturgefälle über dem Thermogenerator in Abhängigkeit der Fluidtemperatur für verschiedene thermische Leitfähigkeiten des BiTe-Materials. Der Wärmeübergangskoeffizient der Kühlrippen an die Umgebung wurde mit $k = 7,5 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ konstant gehalten. Als Umgebungstemperatur wurden 21°C angenommen.

An den Verläufen der drei Geraden ist ersichtlich, daß es zur Erzielung einer hohen Temperaturdifferenz (und damit einer höheren Effizienz) vorteilhafter ist, den Thermogenerator schlechter wärmeleitend zu machen. Dem läuft allerdings die Tatsache entgegen, daß damit auch der über die Struktur fließende Wärmestrom kleiner wird, da der gesamte thermische Widerstand größer wird. Die Betrachtung der Wärmeströme im nächsten Abschnitt wird die wechselseitigen Abhängigkeiten klar erkennen lassen.

Der Temperaturgradient in der Kühlrippenstruktur ist im Verhältnis zum Temperaturgradienten am Thermogenerator klein. Die kälteste Stelle der Rippen ist ca. $2,5^\circ\text{C}$ kälter als die Kontaktstelle des Thermogeneratorstreifens zum Kühlkörper. Am Übergang zwischen Fluid und Rohrwand wurde der im vorherigen Abschnitt berechnete Wert von $\alpha = 1.582 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ für den Wärmeübergangskoeffizienten bei turbulenter Strömung angenommen. Die Kerntemperatur der Strömung findet sich auf der Abszisse der Abb. 4.7.

Ein weiterer wichtiger Parameter für die Temperaturdifferenz am Thermogenerator ist der Wärmeübergangskoeffizient α_{Rippe} von der Rippe an die Umgebungsluft. Hier wurden eine Variation des Koeffizienten mit $5 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$, $10 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$, $15 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ und $20 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ durch-

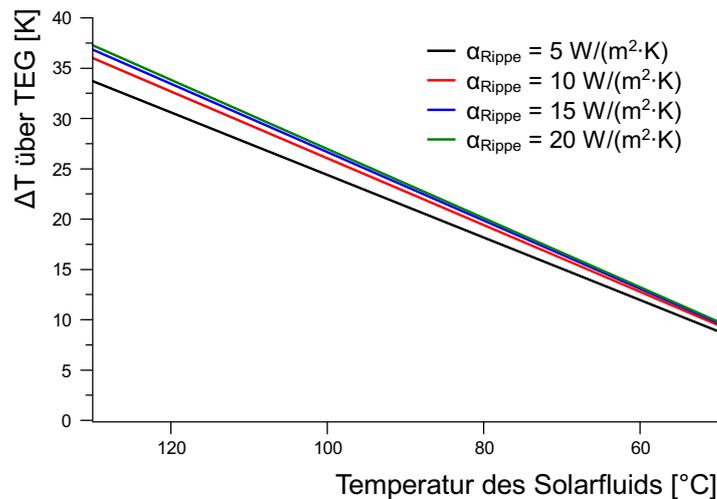


Abb. 4.8: Temperaturgradient über dem Thermogenerator in Abhängigkeit der Fluidtemperatur für verschiedene Wärmeübergangskoeffizienten an der Rippe ($\lambda_{\text{TEG}}=1,0 \text{ W}/(\text{m K})$).

geführt. Gemäß der Übersichtsformel nach Kuchling [91]

$$\alpha_{\text{Rippe}} = 5,6 + 4 \cdot v \quad (4.7)$$

mit der Luftgeschwindigkeit v in m/s entspricht dies den Situationen der Windstille bzw. freien Konvektion und einer Luftströmung entlang des Thermoelektrik-Moduls von bis zu 15 km/h. Die Formel gilt laut Kuchling bis zu einer Luftgeschwindigkeit von 5 m/s. Die thermische Leitfähigkeit des BiTe-Materials wurde bei $1 \text{ W}/(\text{m K})$ festgehalten. In Abb. 4.8 ist der Effekt einer Verschiebung der thermischen Widerstände innerhalb des Systems zu erkennen. Wenn der Wärmeübergang von der Rippenstruktur an die Umgebungsluft infolge eines steigenden Wärmeübergangskoeffizienten besser wird, so sinkt der thermische Widerstand der gesamten Reihenschaltung aller Bauteile. In der Folge repräsentiert der unverändert bleibende thermische Widerstand des Thermogenerators einen ansteigenden Prozentsatz dieses Gesamtwiderstandes und somit erhöht sich die auf dem Thermogenerator zur Verfügung stehende Temperaturdifferenz.

4.3.3.2 Analyse der sich einstellenden Wärmeströme

Ein thermoelektrisches System muß zur Optimierung seiner erzeugten elektrischen Leistung nicht nur über ein maximales ΔT gesteuert werden, sondern die Leistungskomponente des durch den Thermogenerator fließenden Wärmestroms \dot{Q} darf nicht außer acht gelassen werden. Es muß neben der elektrischen auch eine thermische Leistungsanpassung stattfinden, d.h. auch die thermischen Widerstände des Gesamtsystems sowie aller Teilkomponenten müssen so optimiert werden, daß ein Optimum aus durchströmender Wärmemenge und am Thermogenerator zur Verfügung stehendem Temperaturgefälle erreicht wird. In diesem Abschnitt erfolgt deshalb ebenfalls auf der Basis der *COMSOL Multiphysics*-Software eine Analyse der Wärmeströme im Thermoelektrik-Modul.

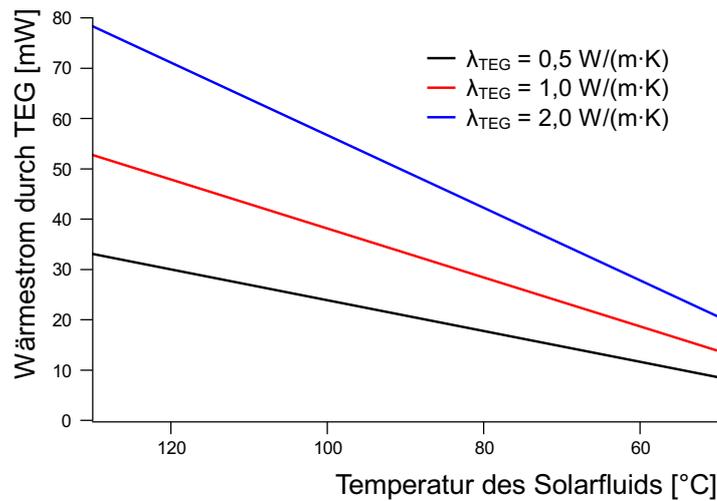


Abb. 4.9: Wärmestrom durch den Thermogenerator in Abhängigkeit der Fluidtemperatur für verschiedene thermische Leitfähigkeiten seines Materials.

Es werden die Wärmeströme und die erzielbaren Leistungen aus einem Thermogenerator in Abhängigkeit der Fluidtemperatur für verschiedene thermische Leitfähigkeiten des BiTe-Materials untersucht. Der Wärmeübergangskoeffizient von den Rippen an die Umgebungsluft wurde mit $7,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ festgehalten. Als Wandlungseffizienz des Thermogenerators wurden 20% des Carnot'schen Wirkungsgrades bezogen auf die Temperaturen am thermoelektrischen Spalt angenommen.

Abb. 4.9 zeigt den Wärmestrom, der sich bei verschiedenen Temperaturen des Solarfluids durch den Thermogenerator für verschiedene thermische Leitfähigkeiten des TEG-Materials einstellt. Eine Verdoppelung der thermischen Leitfähigkeit erzeugt keine Verdoppelung des Wärmestroms, da die zum Thermogenerator in Reihe geschalteten Wärmewiderstände des Tapes und der anderen Strukturen konstant bleiben und nicht zu vernachlässigen sind. Vergleicht man diese Wärmeströme mit den Temperaturgefällen aus Abb. 4.7, so erkennt man, daß eine steigende thermische Leitfähigkeit des Thermogenerators den Wärmestrom erhöht, im Gegenzug aber die sich über dem Thermogenerator einstellende Temperaturdifferenz sinkt.

Nimmt man als Wandlungseffizienz des Thermogenerators einen festen Prozentsatz des zu dem sich einstellenden ΔT korrespondierenden Carnot'schen Wirkungsgrades an, so erkennt man, daß die Steigerung der erzeugten elektrischen Energie deutlich unterproportional erfolgt (siehe Abb. 4.10). Dies läßt sich auch aus der Theorie ableiten:

Sei der thermische Widerstand, den der Wärmestrom auf dem Weg aus dem Fluid bis zur Umgebungsluft zu überwinden hat, in zwei Teile aufgeteilt:

$$R_{\text{th Ges}} = R_{\text{th TEG}} + R_{\text{th Rest}}, \quad (4.8)$$

worin $R_{\text{th TEG}}$ der thermische Widerstand des Thermogenerators ist und $R_{\text{th Rest}}$ alle anderen thermischen Widerstände der Reihenschaltung zusammenfaßt. Betrachtet man zwei verschiedene thermische Leitfähigkeiten des TEG-Materials und läßt alle anderen Randbedingungen (Geometrien und andere Materialparameter) konstant, so ergeben sich zwei verschiedene thermische Widerstände des TEGs. Wenn die eine thermische Leitfähigkeit doppelt so hoch wie die andere

ist, so halbiert sich der thermische Widerstand:

$$R_{\text{th TEG 1}} = \frac{l \cdot \lambda_1}{A} \text{ und} \quad (4.9)$$

$$R_{\text{th TEG 2}} = \frac{l \cdot \lambda_2}{A} = \frac{1}{2} \cdot R_{\text{th TEG 1}}, \quad (4.10)$$

worin l die Länge des TEG und A dessen Querschnittsfläche ist.

Die beiden Gesamtwiderstände beider Situationen berechnen sich zu:

$$R_{\text{th Ges 1}} = R_{\text{th Rest}} + R_{\text{th TEG 1}} \text{ und} \quad (4.11)$$

$$R_{\text{th Ges 2}} = R_{\text{th Rest}} + R_{\text{th TEG 2}} = R_{\text{th Rest}} + \frac{1}{2} \cdot R_{\text{th TEG 1}}. \quad (4.12)$$

Der Widerstand $R_{\text{th Ges 2}}$ ist demnach nicht halb so groß wie der Widerstand $R_{\text{th Ges 1}}$, da der Anteil, der in $R_{\text{th Rest}}$ zusammengefaßt ist, unverändert bleibt.

Die sich über den TEG einstellenden Wärmeströme berechnen sich zu:

$$\dot{Q}_1 = \frac{T_{\text{H1}} - T_{\text{C1}}}{R_{\text{th Ges 1}}} \text{ und} \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{T_{\text{H2}} - T_{\text{C2}}}{R_{\text{th Ges 2}}}. \quad (4.14)$$

Der Wärmestrom \dot{Q}_2 ist größer als \dot{Q}_1 , da der Nenner kleiner ist. Zwar verändert sich auch der sich auf dem TEG einstellende Temperaturgradient $T_{\text{H1}} - T_{\text{C1}}$, allerdings nicht so stark wie der thermische Widerstand. Wird nun die erzielbare Leistung als fester Bruchteil des Carnot'schen Wirkungsgrades angenommen, so folgt aus den beiden verschiedenen großen Wärmeströmen sofort die Nicht-Proportionalität der Leistungssteigerung bei einer Veränderung der thermischen Leitfähigkeit der Thermogenerator-Materials. Die Proportionalität gilt nur, wenn die restlichen thermischen Widerstände außer dem des Thermogenerators zu vernachlässigen wären. Wie groß die Nichtproportionalität ist, hängt von der Größe dieses Restwiderstandes ab.

Ergänzend muß an dieser Stelle angemerkt werden, daß die Ergebnisse für jeweils einen Thermogenerator gelten, der sich an einer Stelle des Fluidrohres befindet, an der das durchströmende Fluid gerade die auf der Abszisse abgetragene Temperatur hat.

Basierend auf den aus dem zweidimensionalen Modell gewonnenen Erkenntnissen wird in Abschnitt 4.3.5 ein Modell unter Berücksichtigung der Abkühlung des Solarfluids beim Durchfließen eines Thermoelektrik-Modulrohres entwickelt und analysiert.

4.3.3.3 Thermische Verluste

Abschließend wird eine kurze Analyse der Verlustwärmeströme durchgeführt. Prinzipiell sind zwei Arten von Wärmeströmen als Verlust anzusehen:

- Wärmeströme, die aus dem Solarfluid herausfließen, aber nicht den Bereich des Thermogenerators auf dem Thermogeneratorstreifen erreichen und
- parasitäre Wärmeströme, die im Bereich des Thermogeneratorstreifens nicht durch den Thermogenerator fließen.

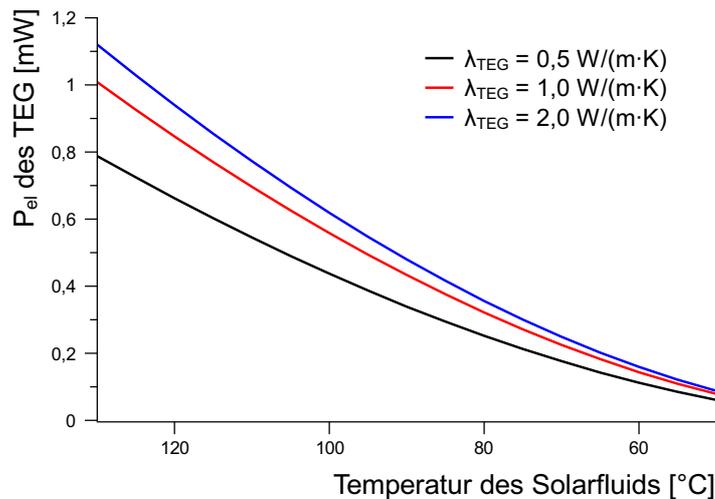


Abb. 4.10: Erzeugte elektrische Leistung des Thermogenerators in Abhängigkeit der Fluidtemperatur für verschiedene thermische Leitfähigkeiten seines Materials.

Zur ersten Art gehören alle Verluste, die im nicht vom Thermogeneratorstreifen umschlungenen Segment von der Rohraußenwand an die Umgebung abgegeben werden. Hier wurde für die Berechnung ein Wärmeübergangskoeffizient von $1 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ angenommen. Dieser Wert ist im Vergleich zu $5 - 20 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ an den Kühlrippen niedrig, allerdings wurde er mit einer Temperatur der Umgebungsluft als Wärmesenke kombiniert, die auch bei den Rippen berücksichtigt wurde. Da das Kupferrohr im Gehäuse des Thermoelektrik-Moduls wahrscheinlich die umgebende Luft deutlich aufheizen wird, sinkt die Temperaturdifferenz zwischen Rohrwand und dieser umgebenden Luft. Um diesen transienten Vorgang statisch zu vereinfachen, erscheint die Annahme eines geringeren Wärmeübergangskoeffizienten gerechtfertigt. Andere Verluste wie Konvektion und Strahlung der freien Oberflächen des Thermogeneratorstreifens oder der Anbindungen der Rohre an die Tragkonstruktion seien an dieser Stelle vernachlässigt. Sie sind rechnerisch schwer zu erfassen und werden im Rahmen des Abschnittes 5 in einer Gesamtbetrachtung eingeschätzt.

Einen Vergleich der Wärmeströme aus der Rohrwandung in den Thermogeneratorstreifen (Annahme: Umschlingungswinkel = 90°) und der Verlustwärmeströme über die restlichen 270° der Rohrwandung zeigt Abb. 4.11. Aufgetragen sind die Werte pro 5 mm Länge eines Thermogenerators. Der über die Rohrwandung an die Umgebung abgegebene und damit verlorene Wärmestrom beträgt 13,9% des gesamten aus dem Fluid entzogenen Wärmestromes.

Die zweite Art der Verluste bezieht sich auf die durch das Polyimid unter dem Thermogenerator hindurchfließende Wärme. Durch die geringe Materialstärke von $20 \mu\text{m}$ und die niedrige Wärmeleitfähigkeit von ca. $\lambda_{\text{PI}} = 0,2 \text{ W}/(\text{m K})$ ergibt sich ein relativ kleiner Wärmestrom im Verhältnis zum nutzbaren Wärmestrom durch den Thermogenerator. Abb. 4.11 zeigt die beiden Wärmeströme durch den Thermogenerator und durch die Polyimid-Schicht. Der Anteil am gesamten Wärmestrom durch den Thermogeneratorstreifen, der durch die Polyimid-Schicht fließt, beträgt 20,7%. Dieser Anteil ist nicht komplett zu vernachlässigen. Er könnte durch eine Erhöhung der Schichtdicke des Thermogenerator-Bauteils auf z.B. $100 \mu\text{m}$ genau wie der Verlustwärmestrom am Rohr auf unter 8% gesenkt werden, was allerdings beim derzeit verwendeten

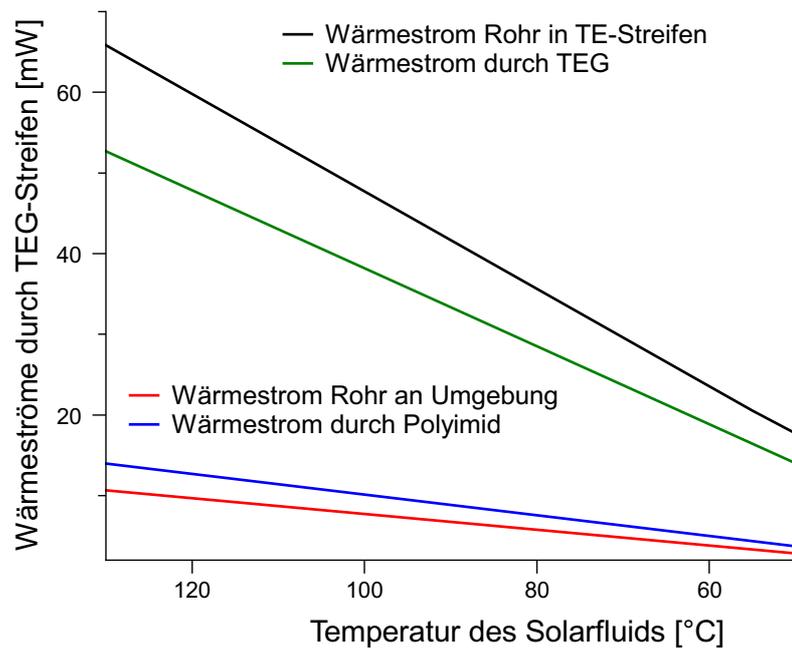


Abb. 4.11: Verlustwärmeströme am Thermogeneratorstreifen.

Fertigungsprozeß dieses Bauteils nicht machbar ist.

Die Berechnung erfolgte wiederum mit festem $\lambda_{\text{BiTe}} = 1 \text{ W}/(\text{m K})$ und $\alpha_{\text{Rippe}} = 7,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$.

Als letzter Parameter wird die Breite des Spaltes in der Kupferlage und ihr Einfluß auf die Wärmeströme, Temperaturen und Leistungen untersucht. Die Abbildungen 4.12 und 4.13 zeigen die sich einstellenden Wärmeströme und elektrische Leistungen auf Basis einer Erreichung von 20% des Carnot'schen Wirkungsgrades für drei Spaltbreiten von $50 \mu\text{m}$, $100 \mu\text{m}$ und $200 \mu\text{m}$. Man erkennt, daß die Verbreiterung des Spaltes den Wärmestrom durch den Thermogenerator reduziert, was auf die Erhöhung des thermischen Widerstandes zurückzuführen ist. Allerdings wird sich infolge des höheren Widerstandes auch ein höheres ΔT einstellen, was die Wandlungseffizienz des Thermogenerators verbessert. Diesen Effekt verdeutlichen Abb. 4.12 und 4.13. Der Wärmestrom ist für die größte Spaltbreite am kleinsten, die erzielte Leistung des Generators aber am größten.

Die Umsetzung dieser Gesetzmäßigkeit stößt in der Praxis auf eine Grenze, die in der reinen Wärmebetrachtung bisher vernachlässigt wurde: den elektrischen Widerstand des Thermogenerator-Bauteils. Unter der Annahme einer guten elektrischen Leitfähigkeit von Kupfer und einer gegebenen Leitfähigkeit des BiTe-Materials wird der Parameter mit dem größten Einfluß auf den elektrischen Gesamtwiderstand die Spaltbreite in der Kupferschicht sein. Über diesem Spalt leitet nur das Thermogeneratormaterial ohne parallelgeschaltete parasitäre Widerstände. Eine Verdoppelung oder Vervielfachung der Spaltbreite wird den elektrischen Widerstand um einen ähnlichen Faktor steigern. Unter der Annahme, daß es gelingen kann, Übergangs- und Kontaktwiderstände soweit zu optimieren, daß sie zu vernachlässigen sind, kann die elektrische Leistung des Thermogenerators durch die Minimierung des reinen Innenwiderstandes über Materialeigenschaften und Bauteilgeometrie entscheidend gesteigert werden. Eine Verdoppelung der

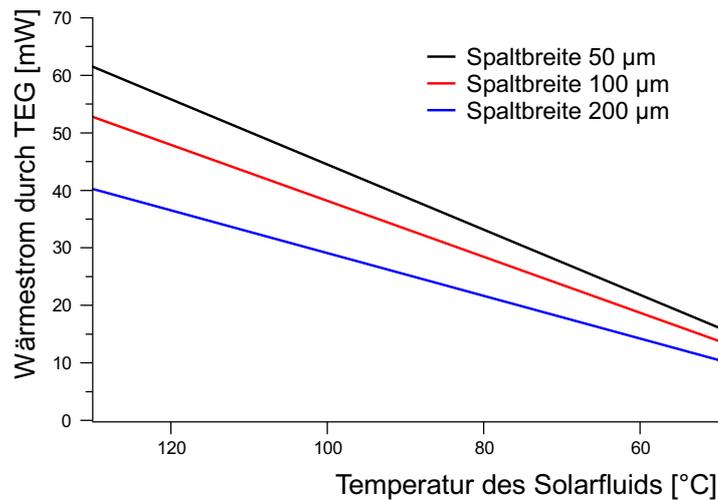


Abb. 4.12: Wärmestrom über den Thermogeneratorstreifen in Abhängigkeit der Fluidtemperatur für verschiedene Breiten des thermoelektrischen Spaltes.

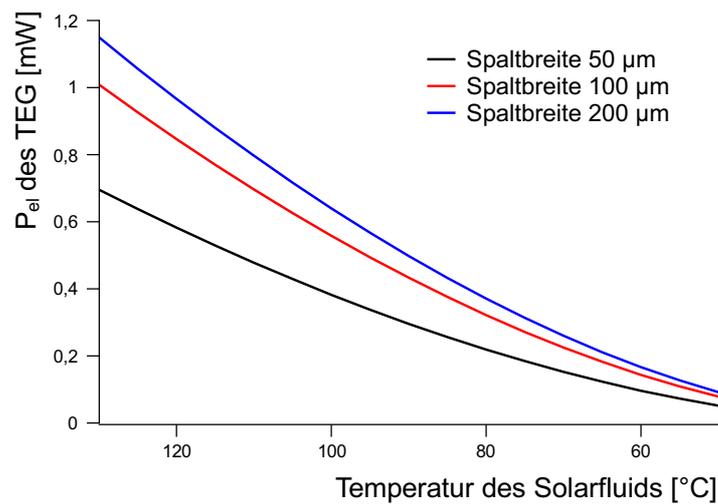


Abb. 4.13: Erzeugte Leistung des Thermogenerators in Abhängigkeit der Fluidtemperatur für verschiedene Breiten des thermoelektrischen Spaltes..

Spaltbreite im Kupfer führt zu einer Verdoppelung der Strecke, die der Strom im TEG-Material überwinden muß. Der innere Widerstand dieses Abschnittes wird sich auf Grund dessen verdoppeln. Können wie angenommen alle anderen elektrischen Widerstände vernachlässigt werden, so wird diese Verdoppelung des Widerstandes zu einer Halbierung der elektrischen Leistung führen. Eine meßtechnische Untersuchung dieser Zusammenhänge erfolgt im Kapitel 5.

4.3.3.4 Optimierungspotentiale

Es werden bereits im Simulationsstadium zwei Optimierungspotentiale untersucht:

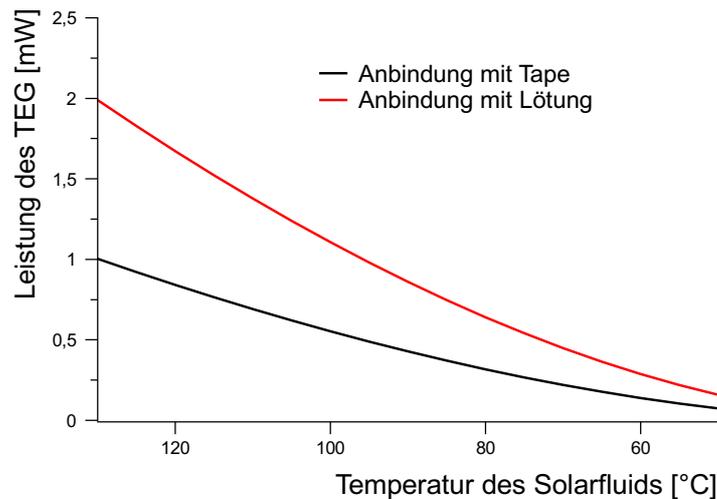


Abb. 4.14: Optimierungspotential der erzeugten Leistung durch eine Lötverbindung zwischen Thermogenerator und Träger-Substrat.

- Ausführung des Anbindungsmaterials als Lotschicht statt Verwendung eines Tapes und
- direkter Kontakt der Kupferlage des Thermogeneratorstreifens auf dem Fluidrohr und am Kühlkörper statt Klebefolie oder Paste.

Als Parameter wurden die Wärmeleitfähigkeit des Thermogenerators mit $\lambda = 1,0 \text{ W}/(\text{m K})$, der Wärmeübergangskoeffizient der Rippen mit $\alpha_{\text{Rippe}} = 7,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ und die Spaltbreite mit $100 \mu\text{m}$ festgehalten.

Die Anbindung durch eine gelötete Verbindung zwischen der Kupferlage des Thermogeneratorstreifens und dem Thermogenerator verbessert die thermische Leitfähigkeit des Bauteils. Die thermische Leitfähigkeit einer solchen Lotpaste (typischerweise wird in der Praxis ein Zinnbasiertes Lot eingesetzt) wurde mit $\lambda = 30 \text{ W}/(\text{m K})$ angenommen, der Hälfte der thermischen Leitfähigkeit von elementarem Zinn. Das Ergebnis zeigt Abb. 4.14. Der durch den Thermogenerator fließende Wärmestrom erhöht sich für eine Fluidtemperatur von 100°C von $38,2 \text{ mW}$ auf $54,2 \text{ mW}$. Dies bedeutet eine Steigerung um $+42\%$. Als zweiter Effekt erhöht sich aber auch die Temperaturdifferenz über den Generator. Die Temperaturdifferenz steigt von $25,4 \text{ K}$ auf $36,1 \text{ K}$, was bedeutet, daß der Carnot'sche Wirkungsgrad von $7,3\%$ auf $10,2\%$ steigt. Die berechnete Leistung des Thermogenerators für eine angenommene Wandlungseffizienz von 20% des Carnot'schen Wirkungsgrades steigt von $0,56 \text{ mW}$ auf $1,1 \text{ mW}$, eine Erhöhung um $+96\%$.

Der Wärmefluß könnte außerdem durch eine direkte und gut wärmeleitende Verbindung zwischen der Kupferschicht des Thermogeneratorstreifens und dem fluidführenden Rohr bzw. dem Kühlkörper erhöht werden, da die in Serie geschalteten Widerstände der Klebe-Tapes durch fast zu vernachlässigende Widerstände aus Metall ersetzt würden. Der Effekt ist allerdings nicht so leistungserhöhend wie das Anlöten der Thermogeneratoren auf dem Thermogeneratorstreifen. Die genauen Ergebnisse zeigt Abb. 4.15. Die Leistung erhöht sich für eine Fluidtemperatur von 100°C von $0,56 \text{ mW}$ auf $0,59 \text{ mW}$ und damit um $+6,2\%$.

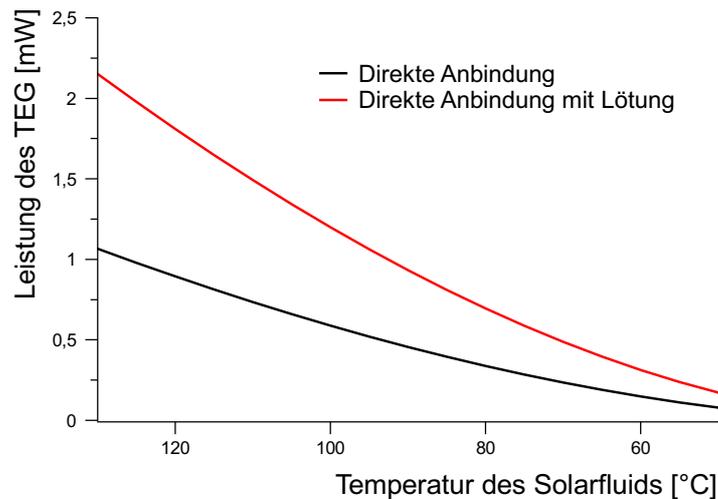


Abb. 4.15: Optimierungspotential der erzeugten Leistung durch eine direkte Verbindung zwischen Thermogeneratorstreifen und Fluidrohr und Kühlkörper sowie kombinierter Effekt mit Lötung der Thermogeneratoren.

In Abb. 4.15 wird außerdem der kombinierte Effekt aus angelöteten Thermogeneratoren und direkt kontaktiertem Fluidrohr und Kühlkörper dargestellt. Die erzielbare Leistung ist gegenüber der Ausgangssituation mit einer Anbindung mit Leittapes und einem Aufkleben des Thermogeneratorstreifens auf das Fluidrohr und den Kühlkörper um +114% erhöht. Dieses Optimierungspotential scheint äußerst interessant, es muß sich allerdings in der Praxis zeigen, welcher Anteil davon realisiert werden kann. Das Anlöten der Thermogeneratoren kann mit einer entsprechenden Prozeßänderung umgesetzt werden, der direkten Anbindung an Wärmequelle und -senke sind durch die Stromführung über die Kupferschicht Grenzen gesetzt. Aus Kurzschluß- und nicht zuletzt Sicherheitsgründen (stromführende und spannungsführende Teile möglicherweise von außen zugänglich!) könnte es hier unmöglich werden, das gesamte aufgezeigte Optimierungspotential zu realisieren.

4.3.4 Berechnung des thermischen Widerstandes des Thermoelektrik-Moduls

Für die durchgeführte Analyse im zweidimensionalen *COMSOL Multiphysics*-Modell ist keine vorherige Berechnung der thermischen Widerstände notwendig. In einem dreidimensionalen Modell ohne FE-Werkzeug ist die Berechnung solcher Widerstände als in die Berechnung eingehende Parameter allerdings wichtig. Es wird deshalb in diesem Abschnitt eine Berechnungsmethode zur geschlossenen Berechnung von thermischen Widerständen des analysierten Systems entwickelt und mit den rückgerechneten Widerständen aus dem zweidimensionalen Modell des vorherigen Abschnitts verglichen. Die Berechnungsmethode verwendet dazu nur bekannte Parameter wie Dimensionen der Strukturen und thermische Leitfähigkeiten.

Schematisch nimmt der Wärmestrom seinen Weg durch die Struktur "Wärmequelle - Thermogeneratorstreifen - Wärmesenke" wie in Abb. 4.16 dargestellt. Zur Berechnung wurden verschiedene Segmente des Weges definiert und eine Berechnung des Wärmewiderstandsnetzwerks durchgeführt. Die physikalischen Daten und Materialparameter der Segmente finden sich in Tab. 4.3.

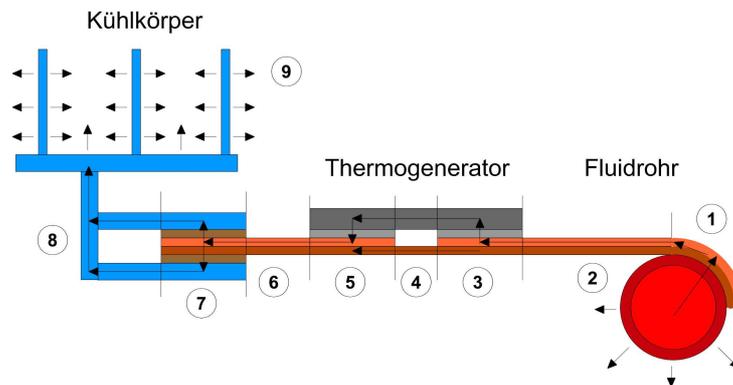


Abb. 4.16: Schematischer Wärmestrom vom Fluidrohr durch den Thermogeneratorstreifen und den Kühlkörper zur Umgebungsluft.

Material	Schichtdicke	Thermische Leitfähigkeit
Kupfer	20 μm	400 W/(m K)
BiTe	30 μm	1 W/(m K)
Polyimid	20 μm	0,2 W/(m K)
Kontaktmaterial Heißseite	20 μm	0,2 W/(m K)
Kontaktmaterial Kaltseite	20 μm	0,2 W/(m K)
Wärmeleitungstape	50 μm	0,2 W/(m K)

Tab. 4.3: Material- und Geometrieparameter der Thermoelektrik-Modulbestandteile.

Der Thermogenerator wurde mit einer Länge von 5 mm (in Fließrichtung des Fluids) und einer Breite von 2,5 mm (in Richtung des Wärmestroms) angenommen. Der thermoelektrische Spalt

im Kupfersubstrat wurde $100\ \mu\text{m}$ breit definiert. Die Thermogeneratoren haben einen Abstand von 1 mm. Das wärmeleitende Tape, mit dem der Thermogeneratorstreifen an den Kühlkörper geklebt wird, hat eine Breite von 7 mm.

Zur Berechnung werden auf den einzelnen Wegsegmenten des Wärmestroms folgende Kombinationen aus Reihen- und Parallelschaltungen der Wärmewiderstände angenommen (siehe Tab. 4.4).

Segment	Verschaltung
1	Reihenschaltung Fluid, Wärmeübergang an Rohrrinnenwand, Rohrwand, Generatorstreifensubstrat bis Ablösepunkt
2	Parallelschaltung Polyimid- und Kupferschicht vom Ablösepunkt bis Beginn Kontakt Heißseite
3	Reihenschaltung halbe Kupferschichtdicke, Kontaktmaterial Heißseite und halbe TEG-Schichtdicke
4	Parallelschaltung TEG-Schicht und Polyimid-Schicht über den thermoelektrischen Spalt
5	Reihenschaltung halbe TEG-Schichtdicke, Kontaktmaterial Kaltseite und halbe Kupferschichtdicke
6	Parallelschaltung Polyimid- und Kupferschicht vom Ende Kontakt Kaltseite bis Kühlkörper
7	Reihenschaltung Wärmeleitungstape und Aluminium des Kühlkörpers bis Ende Thermogeneratorstreifen
8	Innenwiderstand des Kühlkörpers bis zur Rippenoberfläche
9	Übergangswiderstand von der Rippenoberfläche zur Umgebungsluft

Tab. 4.4: Verschaltung der Wärmewiderstände in relevanten Thermoelektrik-Modulsegmenten.

Mit Hilfe dieser Materialwerte und Geometrien errechnen sich für den Wärmewiderstand eines Modul-Abschnitts mit einem Thermogenerator (einer "Elementarzelle" des Thermoelektrik-Moduls) die in Tab. 4.5 dargestellten Werte. Verglichen mit den aus der zweidimensionalen Simulation stammenden thermischen Widerständen stimmen die Werte in den meisten Segmenten sehr gut überein. Nur in den Kontaktstellen zwischen Streifensubstrat und Thermogeneratorbauteil findet sich eine größere Abweichung, die nicht nur relativ sondern auch absolut so groß ist, daß die Berechnung überarbeitet werden mußte. Innerhalb des Kühlkörpers (Segmente 7 und 8) ist die relative Abweichung ebenfalls groß, allerdings auf niedrigem absoluten Niveau, so daß ihr verfälschender Einfluß als akzeptabel angenommen wurde.

Bei der geschlossenen Berechnung der thermischen Widerstände der Kontaktstelle wurde ein Pfad horizontal durch die Kupferschicht bis zur Mitte der Kontaktstelle, anschließend vertikal durch das Kontaktmaterial bis in die TEG-Schicht und weiter horizontal bis zum Beginn des TEG-Materials über dem Spalt im Kupfer berechnet. Um die thermischen Widerstände dieser Kontaktstellen genauer zu bestimmen, wurde die 1,2 mm breite Kontaktstelle mit den drei darin übereinanderliegenden Schichten aus Kupfer, Kontaktmaterial (z.B. Anbindungstape oder Lot)

Segment	Thermischer Widerstand COMSOL Multiphysics [K/W]	Thermischer Widerstand geschlossene Berechnung [K/W]	Abweichung [%]
1	35,2	35,1	-0,3
2	95,4	95,5	+0,1
3	377,4	194,3	-48,5
4	587,8	588,2	+0,1
5	476,8	194,3	-59,2
6	17,9	17,5	-2,1
7	30,0	21,6	-28,1
8	4,3	5,2	20,3
9	152,6	150,6	-1,4

Tab. 4.5: Vergleich thermischer Widerstände einer Modul-Elementarzelle aus der COMSOL Multiphysics-Simulation und aus geschlossener Berechnung.

und Thermogeneratormaterial diskretisiert. Das als unterste Schicht vorhandene Polyimid wurde aufgrund dessen niedriger thermischer Leitfähigkeit vernachlässigt. Die diskretisierte Struktur wurde in Form eines Widerstandsnetzwerkes betrachtet und ihr thermischer Widerstand mit Hilfe der aus der Elektrotechnik bekannten Dreieck-Stern-Umwandlung sukzessive berechnet. Eine Kontaktstelle mit beispielhaft fünf diskretisierten Elementen als Ersatzschaltbild zeigt Abb. 4.17. Eine Berechnung auf Basis von 5 Elementen zeigte erwartungsgemäß noch keine signifikante Verbesserung.

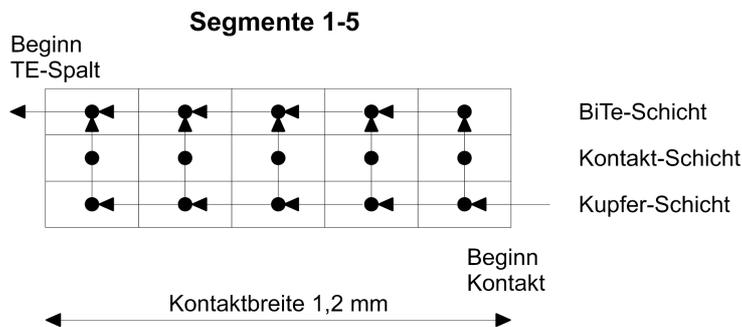


Abb. 4.17: Diskretisierung des Kontaktbereichs zur Bestimmung des thermischen Widerstandes.

Für 50 diskretisierte Elemente (entspricht bei einer Kontaktbreite von 1,2 mm einer Breite dieser Elemente von $24 \mu\text{m}$) errechnet sich mit dieser Methode ein thermischer Widerstand eines Kontaktes von $427,4 \text{ K/W}$. Dies liegt fast exakt in der Mitte der beiden Werte von $377,4 \text{ K/W}$ und $476,8 \text{ K/W}$ aus Tab. 4.5, Spalte 2. Die Streuung ist mit über 10% allerdings noch sehr groß. Ersetzt man das Kontakttape durch eine Lotschicht mit einer thermischen Leitfähigkeit von 30 W/(m K) , so sinkt die Abweichung auf weniger als 2,5 % in jeder Kontaktstelle.

Mit Hilfe der in diesem Abschnitt vorgestellten Berechnungsweise können alle thermischen Widerstände mit geringen Fehlern geschlossen und nur in Abhängigkeit der Dimensions- und Materialparameter berechnet werden. Dies erleichtert den Aufwand der Systemoptimierung entscheidend, da nicht mehr für jede Parameteränderung das zugrundeliegende *Multiphysics*-Modell geändert und angepaßt werden muß. Die berechneten thermischen Widerstände werden bei der Erstellung eines dreidimensionalen Modells verwendet, das die Abkühlung des durch das Thermoelektrik-Modul fließenden Solarfluids als weiteren Systemfreiheitsgrad integriert.

4.3.5 Ein diskretisiertes 3D-Energieflußmodell des Thermoelektrik-Moduls

In diesem Abschnitt erfolgt eine detaillierte Wärme- und Energieflußanalyse für einen Thermogeneratorstreifen von 1,5 m Länge, wie er auf einem heißen Rohr in der Harfe des Thermoelektrik-Moduls montiert wird. Hierzu werden die 250 Thermogenerator-Bauteile diskretisiert und für jedes Segment von 5 mm Länge werden die Elemente *fluidführendes Kupferrohr*, *Thermogeneratorstreifen mit Thermogenerator-Bauteil* sowie die *Kühlkörperstruktur* analysiert. Es werden Ein- und Ausgangstemperaturen des Fluids, Energieströme, elektrische Leistungen sowie Temperaturen an allen Übergängen zwischen Systemelementen berechnet.

Eine Ansicht der beschriebenen Bauteile zeigt Abb. 4.18. In der linken Hälfte sind die Energieströme so dargestellt, wie sie auch in der Realität auftreten, als verteilt über die Dimension der Strömungsrichtung. Da derart verteilte Ströme sich in eine diskretisierte Betrachtung nicht integrieren lassen, wurden die Energieströme zusammengefaßt und an verschiedenen Punkten ein- bzw. ausströmend angenommen. Der Energiestrom des heißen Solarfluids hat am Eintrittsquerschnitt die Temperatur T_H und kühlt sich durch Energieverluste über die Rohrwand (\dot{Q}_{V1} und \dot{Q}_{V2}) und durch den Wärmestrom durch den TEG bis zum Austrittsquerschnitt auf die Temperatur T_C ab. Der durch den TEG abfließende Wärmestrom wurde in der Mitte der TEG-Länge von insgesamt 5 mm, also bei 2,5 mm angenommen. Hierdurch wird der TEG in zwei Segmenthälften unterteilt. Die Wärmeverluste vom Eintrittsquerschnitt bis Ende des Segments 1 wurden als am Eintrittsquerschnitt abfließend angenommen, die Verlustwärmestrom der zweiten Segmenthälfte wurden in der Mitte abfließend angenommen. Eine Alternative wäre die Annahme, daß \dot{Q}_{V1} am Ende des Segments 1 und \dot{Q}_{V2} am Austrittsquerschnitt (Ende des Segments 2) abfließen. Das Endergebnis der Berechnungen unterscheidet sich allerdings nur marginal. Die durch den Thermogenerator erzeugte elektrische Leistung wurde ebenfalls in zwei Teile unterteilt. der erste Teil verläßt den TEG an dessen Beginn, der zweite an dessen Ende. Beide Teile wurden mit der jeweils am Beginn und am Ende des TEG herrschenden Temperatur berechnet. Würde man diese Leistung nicht unterteilen, sondern als Gesamtleistung annehmen, die den TEG in dessen Mitte verläßt, so müßte eine weitere Temperatur zur Berechnung dieser Leistung in der TEG-Mitte eingeführt und berechnet werden. Hierauf wurde im nachfolgenden Modell verzichtet.

Abb. 4.19 zeigt die Umsetzung der Abb. 4.18 in ein thermisches Ersatzschaltbild. Die Bedeutung und Verwendung der Variablen kann diesem Ersatzschaltbild entnommen werden.

Das Modell wurde mit einer Lötverbindung als Kontaktschicht des Thermogenerator-Bauteils an das Trägersubstrat berechnet.

Im thermischen Widerstand R_{HS} wurden alle thermischen Widerstände der Heißseite vom Fluid über den Wärmeübergang zur Rohrwand durch das Thermogeneratorstreifen-Substrat und den Kontakt bis zum thermoelektrischen Spalt in der Kupferschicht zusammengefaßt. Der Widerstand R_{TEG} umfaßt das thermoelektrisch aktive Material über dem 100 μm breiten Spalt und der Widerstand R_{KS} alle Widerstände der Kaltseite vom thermoelektrischen Spalt über die Kontakte, das Streifen-Substrat und den Kühlkörper bis zur Umgebungsluft.

Hieraus ergibt sich folgendes Gleichungssystem, das für jedes Segment einzeln gelöst wird:

$$\dot{Q}_{\text{ein}} = \dot{m} \cdot c_{\text{pFluid}} \cdot T_H \quad (4.15)$$

$$\dot{Q}_{\text{H1}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_1 \quad (4.16)$$

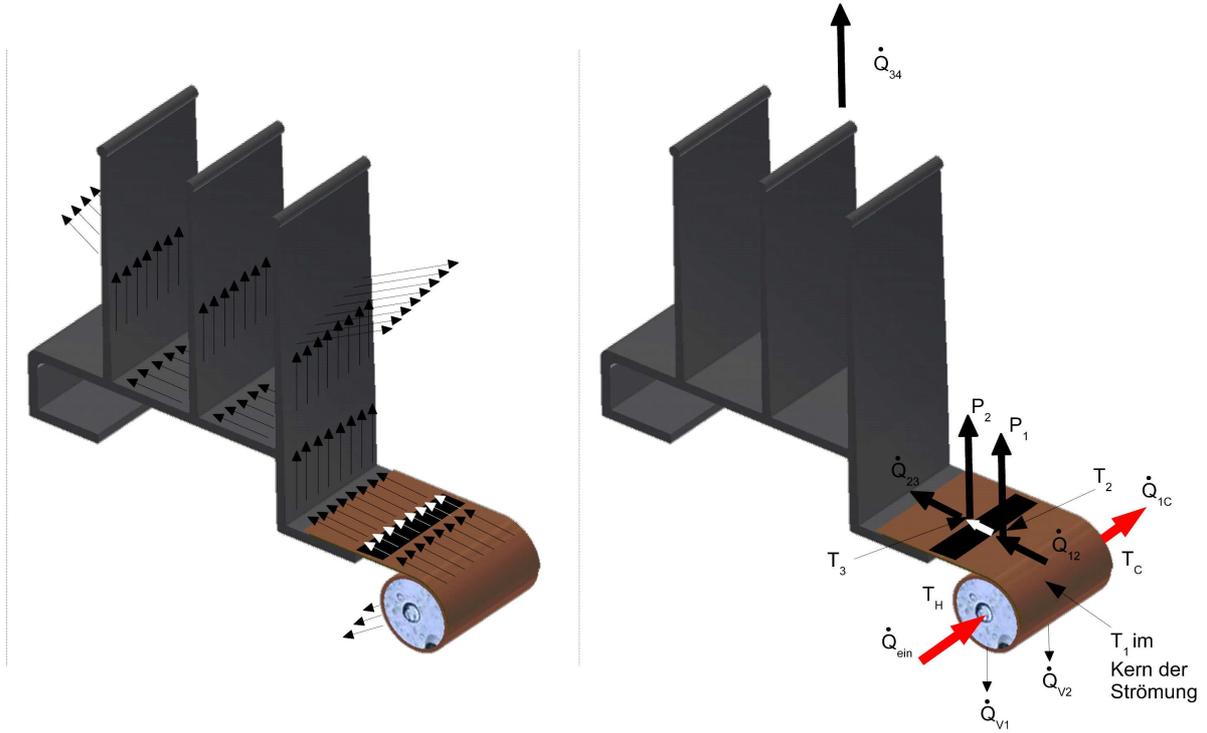


Abb. 4.18: Ansicht des Harfenrohrsegments mit TEG: links mit verteilten Energieströmen, rechts mit zusammengefaßten Energieströmen.

$$\dot{Q}_{1C} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_C \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_{V1} = \frac{T_H - T_{Umg}}{R_{V1}} \quad (4.18)$$

$$\dot{Q}_{V2} = \frac{T_1 - T_{Umg}}{R_{V2}} \quad (4.19)$$

$$\dot{Q}_{12} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{HS}} \quad (4.20)$$

$$\dot{Q}_{23} = \frac{(T_2 - T_3)}{R_{TEG}} \quad (4.21)$$

$$\dot{Q}_{34} = \frac{(T_3 - T_{Umg})}{R_{KS}} \quad (4.22)$$

$$\dot{Q}_{ein} = \dot{Q}_{H1} + \dot{Q}_{V1} \quad (4.23)$$

$$\dot{Q}_{H1} = \dot{Q}_{1C} + \dot{Q}_{12} + \dot{Q}_{V2} \quad (4.24)$$

$$\dot{Q}_{12} = \dot{Q}_{23} + P_1 \quad (4.25)$$

$$\dot{Q}_{23} = \dot{Q}_{34} + P_2 \quad (4.26)$$

$$P_1 = \frac{1}{2} \cdot \eta \cdot \dot{Q}_{12} \quad (4.27)$$

$$P_2 = \frac{1}{2} \cdot \eta \cdot \dot{Q}_{23} \quad (4.28)$$

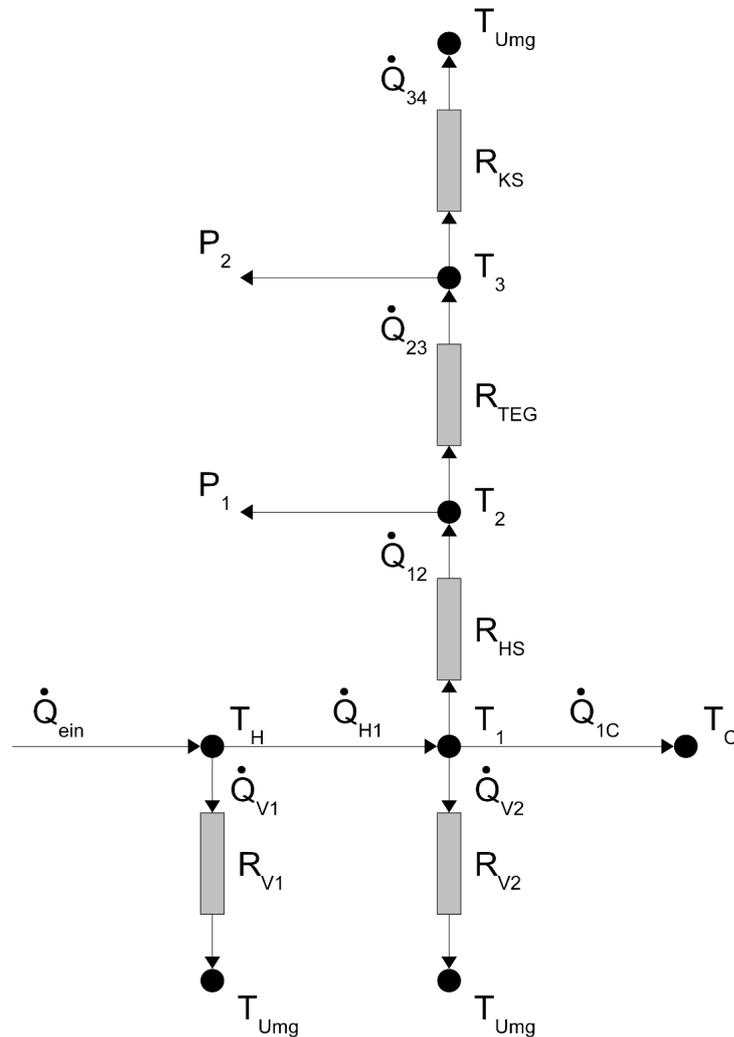


Abb. 4.19: Thermisches Ersatzschaltbild des diskretisierten Harfenrohrsegmentes.

$$\eta = 0,2 \cdot \eta_{\text{Carnot}}(T_2 - T_3) \quad (4.29)$$

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_3}{T_2} \quad (4.30)$$

Die unbekanntenen Systemvariablen sind hierin wie folgt bezeichnet:

\dot{Q}_{ein}	mit dem Fluid durch den Eingangsquerschnitt fließender Wärmestrom [W]
\dot{Q}_{H1}	am Beginn des Thermogenerators ankommender Wärmestrom [W]
\dot{Q}_{1C}	mit dem Fluid durch den Ausgangsquerschnitt fließender Wärmestrom [W]
\dot{Q}_{V1}	Verlustwärmestrom der 1. Segmenthälfte durch die Rohrwand an die Umgebung [W]
\dot{Q}_{V2}	Verlustwärmestrom der 2. Segmenthälfte durch die Rohrwand an die Umgebung [W]
\dot{Q}_{12}	Wärmestrom durch die Rohrwand in den Thermogeneratorstreifen [W]
\dot{Q}_{23}	Wärmestrom durch das Thermogenerator-Bauteil [W]

\dot{Q}_{34}	Wärmestrom von der Kühlrippenstruktur an die Umgebung [W]
P_1, P_2	Im Thermogenerator-Bauteil erzeugte elektrische Energie [W]
T_1, T_2, T_3	Temperaturen an den gegebenen Systemstellen [K]

die unbekanntenen Systemvariablen.

Gegeben sind folgende Parameter:

\dot{m}	Massenstrom des Solarfluids durch ein Harfenrohr [kg/s]
$c_{p\text{Fluid}}$	Spezifische Wärmekapazität des Solarfluids [J/(kg · K)]
T_H	Eintrittstemperatur des Fluids in das Segment [K]
T_{Umg}	Umgebungstemperatur [K]
R_{V1}	Wärmewiderstand der 1. Segmenthälfte vom Fluid an die Umgebung [K/W]
R_{V2}	Wärmewiderstand der 2. Segmenthälfte vom Fluid an die Umgebung [K/W]
R_{HS}	Wärmewiderstand vom Fluid bis zum thermoelektrischen Spalt [K/W]
R_{TEG}	Wärmewiderstand des Thermogenerator-Bauteils über dem Spalt [K/W]
R_{KS}	Wärmewiderstand vom thermoelektrischen Spalt bis zur Umgebung [K/W]
$\eta(T)$	Temperaturabhängige Effizienz der Thermogenerator-Bauteile
η_{Carnot}	Carnot'scher Wirkungsgrad

Die temperaturabhängige Effizienz $\eta(T)$ wird jeweils mit den ermittelten Temperaturen T_2 und T_3 als Bruchteil (hier 20%) des sich ergebenden Carnot-Wirkungsgrades ermittelt. Der thermische Widerstand R_{HS} , den der Wärmestrom aus dem Fluid durch die Rohrwand und bis zur Heißseite des thermoelektrischen Spaltes im Thermogenerator überwinden muß, wurde mit Hilfe der Ergebnisse des zweidimensionalen Modells mit 324,9 K/W angenommen. Der thermische Widerstand von der Kaltseite des thermoelektrischen Spaltes über die Kühlkörperstruktur und den konvektiven Wärmeübergang zur Umgebung R_{KS} wurde mit 396,3 K/W angenommen. Als Wärmewiderstand des Thermogeneratorstreifens über dem Spalt R_{TEG} wird der im Abschnitt 4.3.4 berechnete Wert von 588,2 K/W für eine thermische Leitfähigkeit $\lambda = 1,0 \text{ W/(m K)}$ des BiTe-Materials verwendet.

Die verschiedenen Widerstände berechnen sich gemäß der bekannten Gesetzmäßigkeiten der Strömungs- und Wärmetechnik. Alle Stoffeigenschaften werden als temperaturunabhängig angenommen.

$$R_{HS} = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i + \frac{\delta}{\lambda_{\text{Cu}} \cdot A_a}} = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i + \frac{\delta}{\lambda_{\text{Cu}} \cdot \frac{\phi}{2\pi} \cdot \frac{A_{\text{Rohr}}}{n}}} \quad (4.31)$$

$$R_{KS} = \frac{1}{\alpha_{\text{Rippe}} \cdot A_{\text{Rippe}}} \quad (4.32)$$

$$R_{V1} = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i + \frac{\delta}{\lambda_{\text{Cu}} \cdot A_a} + \alpha_a \cdot A_a} = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i + \frac{\delta}{\lambda_{\text{Cu}} \cdot A_a} + \alpha_a \cdot \frac{(2\pi - \phi)}{2\pi} \cdot \frac{A_{\text{Rohr}}}{n}} \quad (4.33)$$

$$R_{V2} = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i + \frac{\delta}{\lambda_{\text{Cu}} \cdot A_a} + \alpha_a \cdot A_a} = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i + \frac{\delta}{\lambda_{\text{Cu}} \cdot A_a} + \alpha_a \cdot \frac{(2\pi - \phi)}{2\pi} \cdot \frac{A_{\text{Rohr}}}{n}} \quad (4.34)$$

Gegeben sind folgende Parameter:

Eintrittstemperatur Fluid [°C]	Abkühlung des Fluidstroms [K]	Leistung des TE-Moduls im 3D-Modell [W]	Hochgerechnete Leistung im 2D-Modell [W]	Abweichung
130	1,41	8,75	8,43	3,7%
120	1,28	7,36	7,10	3,7%
110	1,15	6,06	5,86	3,5%
100	1,02	4,88	4,71	3,5%
90	0,89	3,82	3,67	4,0%
80	0,76	2,84	2,74	3,6%
70	0,63	2,00	1,93	3,4%

Tab. 4.6: Abkühlung und Leistung für 5 m² Solarkollektorfeld und 1,5 m² Thermoelektrik-Modul im High Flow-Betrieb mit Volumenstrom von 250 l/h.

A_{Rohr}	Oberfläche eines Kupferrohres [m ²]
ϕ	Umschlingungswinkel des Thermogeneratorstreifens auf dem Kupferrohr [rad]
n	Anzahl der Segmente
α_i	Wärmeübertragungskoeffizient zwischen Flüssigkeit und Rohrwand [W/(m ² K)]
α_a	Wärmeübertragungskoeffizient zwischen Rohrwand und Umgebungsluft [W/(m ² K)]
α_{Rippe}	Wärmeübertragungskoeffizient zwischen Kühlrippe und Umgebungsluft [W/(m ² K)]
A_{Rippe}	Oberfläche der Kühlrippenstruktur [m ²]

Beide Wärmewiderstände R_{V1} und R_{V2} für die Verlustwärmeströme werden nur mit der Hälfte der Segmentlänge berechnet.

Der Übergangsfaktor α_i berechnet sich wie in Abschnitt 4.3.2 gezeigt zu 1.582 W/(m K). Als Volumenstrom wurden 250 l/h verwendet, um turbulente Strömung in den Modulrohren sicherzustellen.

Das beschriebene Gleichungssystem wurde mit Hilfe eines Solver-Algorithmus berechnet. Variiert wurde die Öffnungstemperatur des Thermoelektrik-Moduls. Als Ausgangsgrößen berechnet das Modell u.a. die Abkühlung des Fluidstromes beim Durchlaufen des Thermoelektrik-Moduls und die elektrische Leistung als Summe der Einzelleistungen aller 250 Thermogeneratoren. Eine Übersicht der Ergebnisse zeigt Tabelle 4.6.

Abb. 4.20 zeigt den Temperaturverlauf der heißen und kalten Seite des Thermogenerators sowie die Fluidtemperatur über die 250 Generatoren entlang eines 1,5 m langen Rohres für eine Eintrittstemperatur des Fluids in das erste Segment von 100°C. Die Kurven folgen, wie aus der Wärmeleitungsgleichung anzunehmen ist, einer fallenden Exponential-Funktion.

Aufgrund der Abkühlung des Fluids über die 1,5 m Rohrlänge sinkt die Leistung jedes einzelnen Thermogenerators vom 1. bis zum 250. Generator um 2,4%. Die kumulierte Leistung entlang des Rohres ist annähernd eine Ursprungsgerade mit den in Tabelle 4.6 angegebenen Endwerten.

Abschließend wurde eine Betrachtung des Einflusses des thermischen Widerstandes des Thermo-

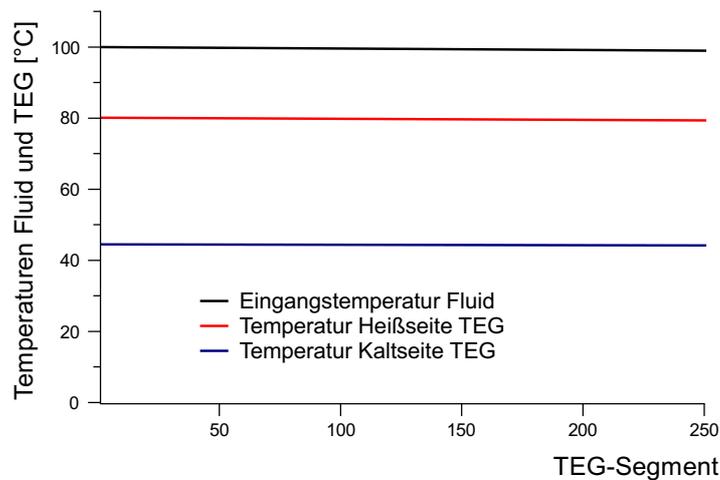


Abb. 4.20: Temperaturverläufe der Fluidsegmente und Thermogeneratoren entlang des Thermoelektrik-Modulrohrs.

elektrik-Moduls auf die Abkühlung und die elektrische Leistung des Thermogenerators durchgeführt. Als Randbedingungen wurden dabei die Fläche des Moduls mit $1,5 \text{ m}^2$ und der Wärmeübergangskoeffizient der Rippen an die Umgebungsluft mit $7,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ konstant gehalten. Die Ergebnisse zeigt Abb. 4.21. Man erkennt die beiden unterschiedlichen Zielgrößen, mit denen ein thermoelektrischer Generator ausgelegt werden kann: ein hoher Wärmestrom über den Generator durch Senkung des thermischen Widerstandes führt zu einer starken Abkühlung des Fluids, kann aber keine hohe Temperaturdifferenz über dem Generator erzeugen. Wird dagegen das System weniger stark wärmeleitend ausgelegt, so sinkt der Wärmestrom, der zur Wandlung in elektrische Energie zur Verfügung steht, allerdings wird dieser Wärmestrom mit einem höheren Temperaturunterschied und daraus folgend mit einer höheren Effizienz gewandelt. Beide Effekte ergeben in ihrer Kombination ein klar erkennbares Maximum der Leistungskurve in Abb. 4.21 bei einem thermischen Widerstand eines Thermogenerators bei ca. 250 K/W .

Die Abweichung zwischen den Ergebnissen des 3D-Excel-Modells und der Hochrechnung der Leistungswerte aus dem zweidimensionalen Wärmestrommodell liegt mit maximal 4% vorerst im akzeptablen Rahmen. Für die Abweichung kommen verschiedene Gründe in Betracht:

- Vernachlässigung der entnommenen elektrischen Leistung im zweidimensionalen Fall,
- Abschätzung der thermischen Widerstände der Kontaktschichten im dreidimensionalen Modell sowie
- Vernachlässigung der Fluidabkühlung in Flußrichtung im zweidimensionalen Modell.

Auch vor dem Hintergrund dieser Fehlereinschätzung erscheinen die beiden entwickelten Modelle für den Einsatz in der Praxis zur Auslegung verschiedener Installationen tauglich zu sein. Ihre Genauigkeit kann nach Messungen der Prototypen aufgrund der dann vorliegenden Ergebnisse zudem durch Anpassung der angenommenen Parameter an gemessene Größen weiter verbessert werden.

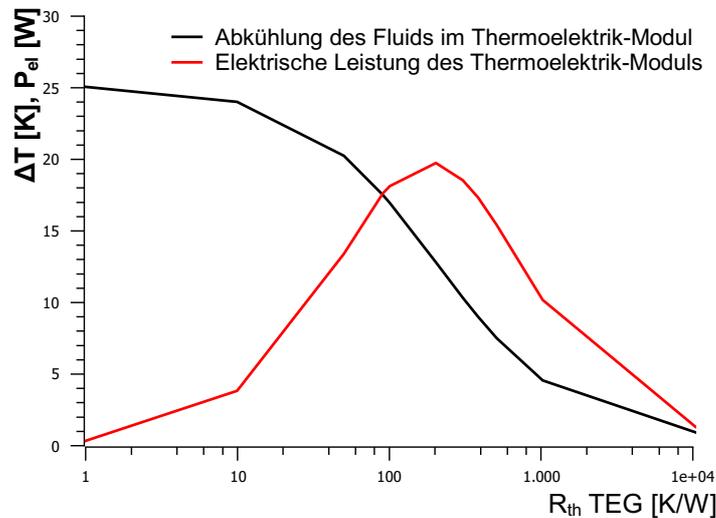


Abb. 4.21: Kühleffekt und elektrische Leistung des Thermoelektrik-Moduls in Abhängigkeit des thermischen Widerstandes.

4.3.6 Verschaltungsmöglichkeiten zwischen Kollektorfeld und Thermoelektrik-Modul

Unter der Annahme, daß ein bestimmtes Flächenverhältnis zwischen Kollektorfeld und Thermoelektrik-Modulfeld (z.B. 10 : 3) Stagnation sicher vermeiden kann und somit für verschiedene Kollektorfeldgrößen konstant gehalten werden kann, bestehen verschiedene Verschaltungsmöglichkeiten zwischen den Kollektoren und den Thermoelektrik-Modulen. Kollektoren werden in der Regel bis zu einer bestimmten Kollektorfeldgröße alle parallel geschaltet. Das Fluid erfährt dort eine begrenzte Temperaturerhöhung. Ein komplett in Serie geschaltetes Kollektorfeld würde im Gegensatz dazu eine starke Temperaturerhöhung bewirken, die für die Wärmeübertragung an das Wasser im Schichtspeicher nachteilig wäre.

Für das Thermoelektrik-Modulfeld wäre eine starke Temperaturerhöhung einerseits von Vorteil, da sich eine höhere Heißeitentemperatur des Thermogenerator-Bauteils einstellen würde. Um diese hohe Temperatur möglichst vielen Thermogeneratoren zugute kommen zu lassen, müßte das Thermoelektrik-Modulfeld parallel geschaltet werden, da in Serienschaltung die zuletzt vom Fluid durchflossenen Module nur noch eine geringe Fluidtemperatur nutzen können. In der Parallelschaltung wird das Fluid nicht so stark abgekühlt, wie es im Kollektorfeld aufgeheizt wird. Das Ziel der Stagnationsvermeidung kann somit unter Umständen nur eingeschränkt erreicht werden.

Die Auslegung eines gekoppelten Hybridsystems aus Solarkollektoren und Thermoelektrik-Modulen muß deshalb spezifisch auf den Einzelfall und dessen Randbedingungen erfolgen.

Entwicklung und experimentelle Untersuchung der Prototypen

Basierend auf der Beschreibung der thermoelektrischen Generatoren und des kompletten Thermoelektrik-Moduls im vorhergehenden Kapitel wird im folgenden in Abschnitt 5.1 auf den Prototypen-Aufbau des Thermogeneratorstreifens und dessen meßtechnische Charakterisierung eingegangen. Über mehrere Prototypen-Generationen wird eine optimierte Aufbau- und Verbindungstechnologie entwickelt. Im zweiten Teil des Kapitels wird mit diesen optimierten Prototypen des Thermogeneratorstreifens ein Thermoelektrik-Modul bestückt. Der dabei verwendete Prüfstand wird beschrieben und die Ergebnisse der meßtechnischen Untersuchung des gekoppelten Systems aus Solarthermie-Kollektoren und Thermoelektrik-Modul dargestellt.

5.1 Prototypen des Thermogeneratorstreifens

Bevor drei verschiedene Prototypen des Thermogeneratorstreifens beschrieben und meßtechnisch analysiert werden, wird kurz der Aufbau des verwendeten Prüfstands erläutert. Anschließend wird auf die gemessenen Seebeck-Spannungen und die elektrischen Innenwiderstände der gesamten Thermogeneratorstreifen-Struktur mit drei verschiedenen Verfahren der Aufbau- und Verbindungstechnik eingegangen.

5.1.1 Beschreibung des Prüfstandes

Der meßtechnische Prüfstand zur Charakterisierung verschiedener Prototypen-Varianten des Thermogeneratorstreifens besteht aus zwei Metall-Blöcken, die als Wärmequelle und Wärmesenke

dienen, sowie beweglichen Anpreßbacken, die die thermisch leitende Verbindung zwischen dieser Wärmequelle und -senke und dem Prüfmuster herstellen. Die Heißseite des Prüfstandes kann durch Widerstandsheizelemente auf Temperaturen bis zu 400°C geheizt werden, die Kaltseite wird durch einen Wasserkreislauf gekühlt. Da alle Strukturen aus metallischen Werkstoffen gefertigt sind, wurde auf den Verbindungselementen, die mit der Oberseite des Thermogeneratorstreifens in Kontakt sind, eine elektrische Isolierung vorgesehen. Ein Foto dieses Prüfstandes zeigt Abb. 5.1.

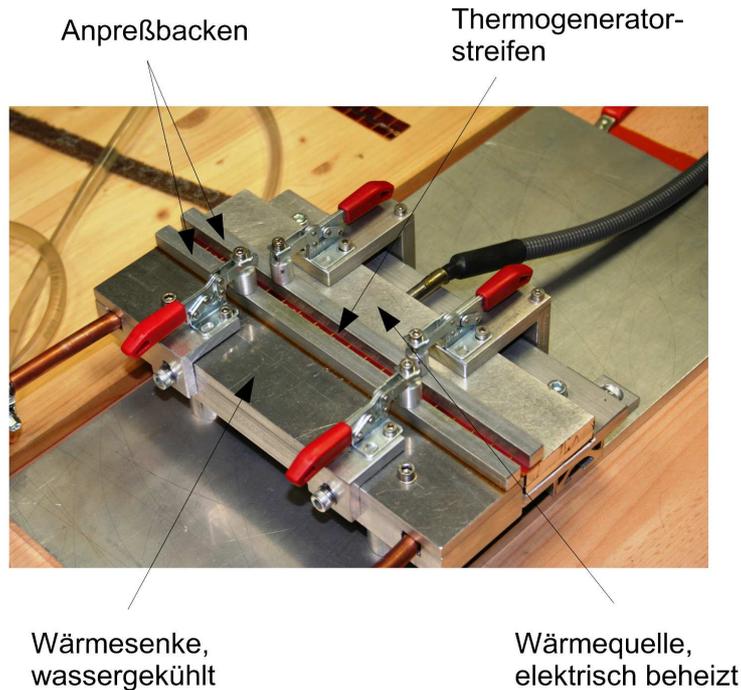


Abb. 5.1: Prüfstand für den Thermogeneratorstreifen.

5.1.2 Varianten der Thermogeneratorstreifen-Prototypen

Berechnungen zur wirtschaftlichen Einsatzfähigkeit des Thermogeneratorstreifens in einer kombinierten Solarthermie- und Thermoelektrik-Installation wie dem Thermoelektrik-Modul lassen eine elektrische Ausgangsleistung von 1,0-2,0 W/m Streifenlänge als wünschenswert erscheinen (vgl. hierzu Abschnitt 7). In der verwendeten Geometrie des Thermogeneratorstreifens muß diese Leistung durch 160 einzelne Thermogeneratoren (80 p- und n-Paare) erzeugt werden. Bei einer Öffnungstemperatur des Thermoelektrik-Moduls von 100°C für das Solarfluid arbeiten die Thermogeneratoren bei optimaler Anbindung mit einer Temperaturdifferenz von ca. 40°C (gemäß der Ergebnisse des 3D-Energieflußmodells aus Abschnitt 4.3.5). Aus der Literatur sind für bulkförmige BiTe-Materialien maximale Seebeck-Koeffizienten von 440 $\mu\text{V}/\text{K}$ pro Thermopaar bekannt [92]. Es ergibt sich rechnerisch eine elektrische Spannung von ca. 1,4 V/m Streifenlänge. Unter der Bedingung der elektrischen Leistungsanpassung ($R_L = R_i$) errechnet sich hieraus ein maximaler Innenwiderstand von 247 m Ω /m Streifenlänge zur Erreichung einer Leistung von 2,0

W/m Streifenlänge. Dies bedeutet einen Widerstand von maximal $1,5 \text{ m}\Omega/\text{TEG}$ inklusive aller Verbindungsstellen und des Widerstandes der Kupferschicht des Substrats.

Im Laufe der Entwicklung des Thermogeneratorstreifens wurden verschiedene Optimierungsprozesse zur Steigerung der elektrischen Leistung durchlaufen. Insbesondere wurde dabei auf eine Verbesserung der thermischen Anbindung des Thermogenerators auf dem Trägersubstrat, die Verringerung des elektrischen Innenwiderstandes sowie einen optimierten thermischen Widerstand der gesamten Struktur hingearbeitet.

In Bezug auf den thermischen Widerstand des Thermogeneratorstreifens wurde die thermische Leitfähigkeit des Materials der Thermogeneratoren wie bereits weiter oben definiert als durch den Produktionsprozeß gegeben angenommen. Die Einflüsse der Anbindung mit verschiedenen Konstellationen der Verbindungsmaterialien wurden untersucht.

Als Referenzgeometrie wurden Thermogeneratoren mit den Abmaßen $5,0 \times 2,5 \text{ mm}$ wie im Kapitel 4 beschrieben verwendet.

Um den Einfluß der Verbindungstechnologie und der Leitfähigkeit der dabei verwendeten Materialien von der elektrischen Leitfähigkeit des thermoelektrischen Materials zu trennen, wurden in jeder Variante der drei untersuchten Verbindungstechniken jeweils zuerst Muster mit einer Teststruktur anstelle des Thermogenerators erstellt und vermessen, deren elektrischer Innenwiderstand im Verhältnis zur interessierenden Struktur des Thermogeneratorstreifens klein ist. Es wurde dazu eine $17,5 \mu\text{m}$ dicke Kupferstruktur mit der gleichen Grundfläche wie die Thermogeneratoren von $5,0 \times 2,5 \text{ mm}$ verwendet. Bei einer freien Spaltlänge von $100 \mu\text{m}$ hat diese Struktur einen rechnerischen Innenwiderstand von $0,02 \text{ m}\Omega$ und ist deshalb vernachlässigbar.

5.1.2.1 Kontaktierungs-Variante mit Verbindungstapes

Der erste Prototyp wurde exakt nach dem in Kapitel 4 beschriebenen Aufbau montiert. Das dabei verwendete Material zur Anbindung des Thermogenerators an das Trägersubstrat ist ein Verbindungstape der Fa. *Hitachi* und garantiert durch seine mechanische Stabilität im Vergleich zu Klebern und Loten eine sichere Positionierung eng am Spalt und eine garantiert kurzschlußfreie Anbindung der Thermogeneratoren auf dem Trägersubstrat.

Das Anbindungstape basiert auf einer Kunststoffmatrix. Die Matrix ist mit Nickelpartikeln gefüllt, um in der z-Richtung eine anisotrope elektrische Leitfähigkeit herzustellen. Die Partikel haben einen Nenndurchmesser von $25 \mu\text{m}$, die Matrix vor der Applikation auf das Trägersubstrat eine Nenndicke von $30 \mu\text{m}$. Das Tape ist vor der Applikation unter Temperatur und Druck nichtleitend, da die Partikel noch nicht an beiden Oberflächen kontaktierbar sind. Abb. 5.2 oben zeigt eine Vergrößerung der beiden Tapes vor der Bestückung mit einem Thermogenerator, Abb. 5.2 unten nach der Applizierung des Generators. Man erkennt die Nickel-Partikel als dunkle Pigmente. Die beiden Tape-Stücke müssen mit einem Applikationswerkzeug auf das vorgeheizte Substrat gesetzt und kurz angedrückt werden, damit der Kunststoff infolge der erhöhten Temperatur des Substrats weich und klebend wird. Um die Tape-Stücke während des Transportvorgangs von der Tape-Rolle zum Substrat am Applikationswerkzeug zu halten, sind im Inneren des Werkzeugs zwei Bohrungen eingebracht, die an ein Vakuumsystem angeschlossen sind. Der Unterdruck im Inneren der Bohrungen zieht beim Andrückvorgang auf dem Substrat die erwärmte und verformbare Kunststoffmatrix in das untere Ende der Bohrung. Abb. 5.3 zeigt schematisch den Vorgang des Applizierens in drei Phasen. Die beiden ovalen Strukturen

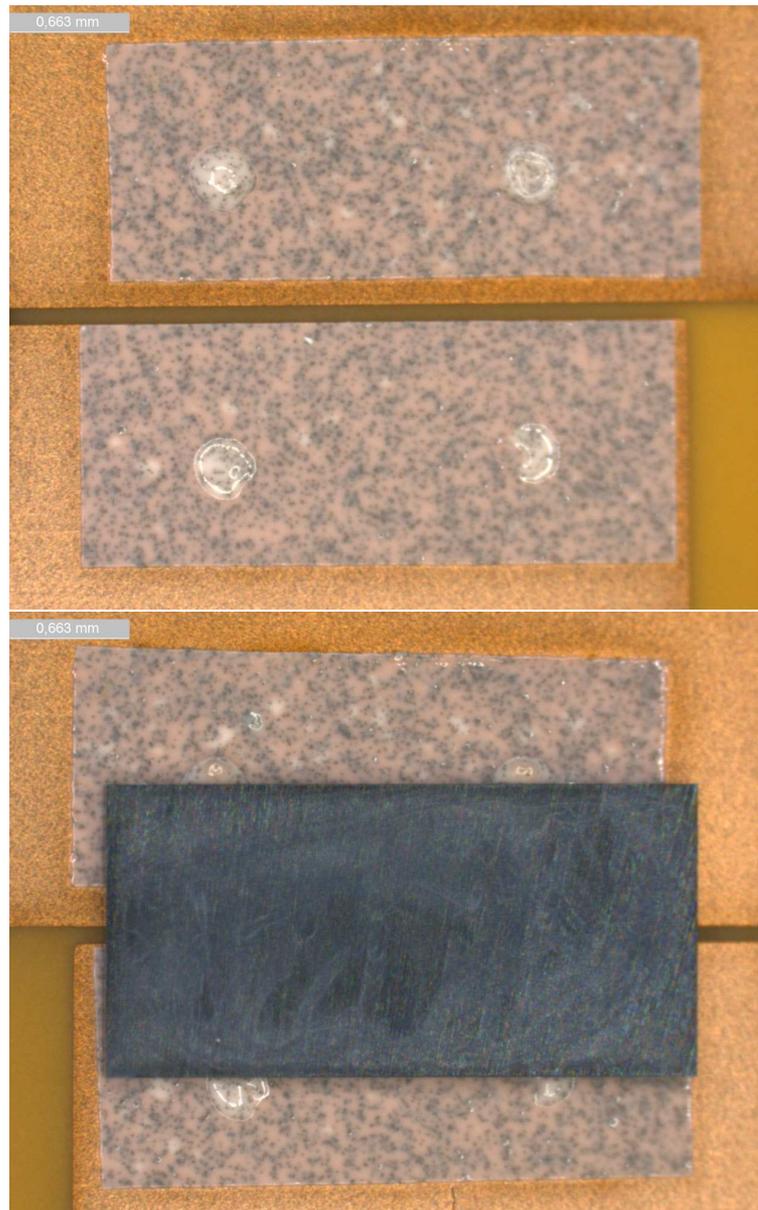


Abb. 5.2: Verbindungstapes auf dem Trägersubstrat vor und nach der Applizierung des Thermogenerators.

in beiden Tapes in Abb. 5.2 zeigen in der Aufsicht die beiden entstehenden Erhebungen infolge der beiden Bohrungen pro Applikationswerkzeug. Die Applizierungstemperatur der Tapes muß infolge dieser Erhebungen begrenzt werden, da sich die Kunststoffmatrix bei zu hoher Temperatur bleibend verformt. Der elektrische Widerstand der Tapes steigt durch diese Erhebungen, da sich die Zahl der Nickel-Partikel, die Verbindungen zur unteren Schnittstelle (Kupfer-Lage) und oberen Schnittstelle (Unterseite Testbrücke) haben und Strom leiten können, minimiert. Die Erhebungen lassen sich nicht rückformen (z.B. durch Walzen), so daß sie bereits im Applizierungsvorgang durch die Temperaturbegrenzung minimiert werden müssen.

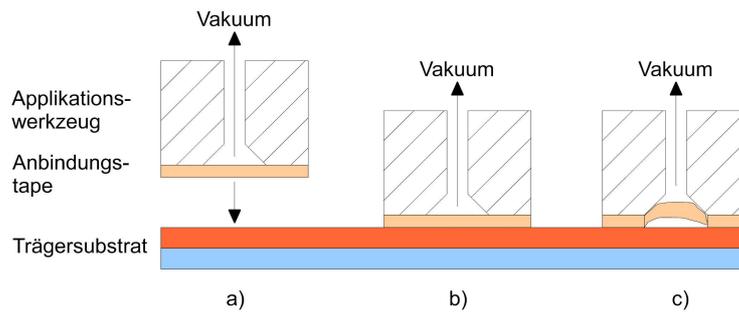


Abb. 5.3: Schädigung des Anbindungstapes: a) Vor dem Aufsetzen auf das Trägersubstrat, b) Im Moment des Aufsetzens auf das geheizte Substrat, c) Einsaugen des erwärmten Anbindungstapes in die Vakuumböhrung.

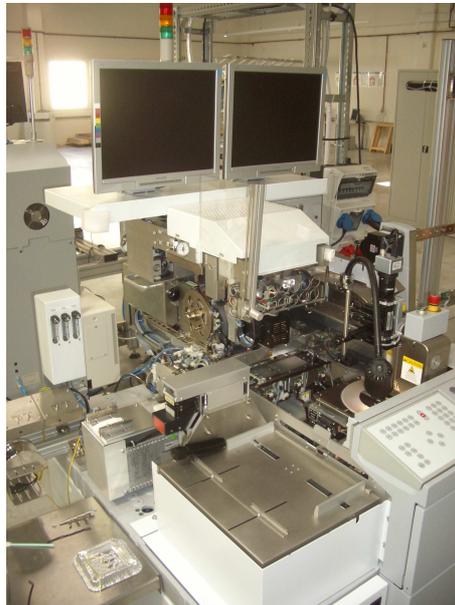


Abb. 5.4: Bestückungsautomat BESI Esec 2008 SC+.

Zur Bestückung des Trägersubstrats wird ein vollautomatischer Bestückungsautomat *2008 SC+* der Fa. *BESI Esec* verwendet. Die Maschine arbeitet zweistufig: in der ersten Stufe wird in einem *Film Cut and Place*-Modul das Verbindungstape unter Druck und Temperatur appliziert, anschließend in der zweiten Stufe der Thermogenerator ebenfalls unter Druck und Temperatur auf das Verbindungstape gesetzt. Abb. 5.4 zeigt ein Bild des Bestückungsautomaten.

Abb. 5.5 zeigt die elektrischen Widerstände von zwei Proben mit je 31 Kupfer-Testbrücken auf einem Thermogeneratorstreifen, die mit jeweils zwei Tapes angebunden wurden. Diese und alle nachfolgenden Messungen der thermoelektrisch erzeugten Spannungen und Widerstände wurden mit Meßgeräten der Fa. *Keithley* in Vierpunkt-Vierleiter-Meßtechnik vermessen. Die elektrischen Widerstände wurden im nicht beheizten Zustand gemessen.

Im Vorgriff auf die Anbindungsvariante mit Lotmaterialien wird eine Darstellungsform gewählt, die nicht nur die einzelnen Widerstände pro Testbrücke, sondern eine kumulierte Darstellung

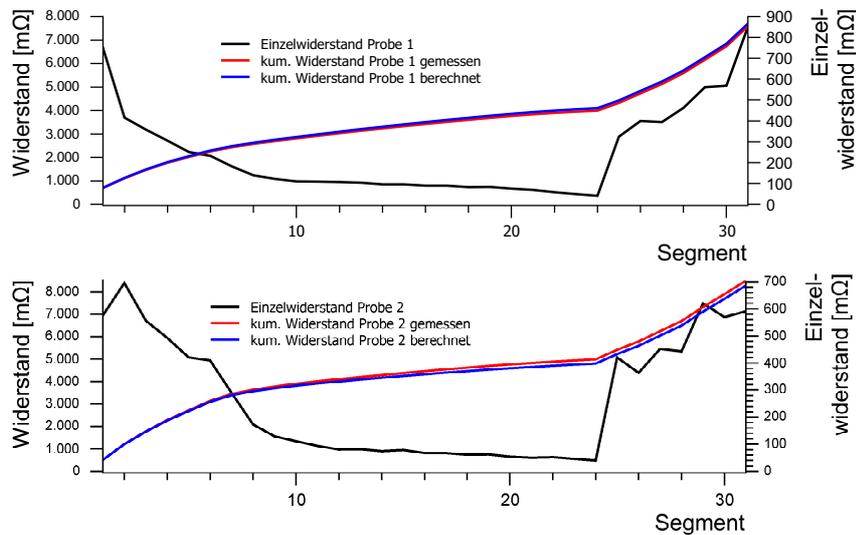


Abb. 5.5: Übergangswiderstand von Testbrücken mit zwei Verbindungstapes.

zeigt. Hierdurch werden die systematischen Meßfehler, die bei kleiner werdendem Widerstand der Kontaktstrukturen stärker hervortreten und bei der Variante der angelöteten Thermogeneratoren schließlich in der gleichen Größenordnung liegen wie die zu messenden Widerstände, erkennbar. Die Darstellung der kumulierten Widerstände eines Streifens bietet dagegen die Möglichkeit, über die Größe der Steigung der kumulierten Widerstandslinie den zu messenden Innen- bzw. Verbindungswiderstand korrekt zu erfassen.

Abb. 5.5 zeigt einen U-förmigen Verlauf der Einzelwiderstände über die applizierten 31 Muster. Ursächlich hierfür könnte die unterschiedliche Verweildauer der Muster auf der geheizten Basisplatte des Applikationswerkzeugs sein. Bei Produktions-/Bestückungsbeginn läßt sich die notwendige Verweildauer auf der Heizplatte nur sehr eingeschränkt einhalten bzw. begrenzen. Die Muster im fallenden Zweig der Kurve sind die Muster zu Beginn des Bestückungsvorgangs und befanden zu lange auf der Basisplatte. Sie wurden zu heiß und die Kunststoffmatrix bedeckt die Nickelpartikel (siehe unten). Die mittleren Muster zeigen einen Widerstand, der bei störungsfreier kontinuierlicher Produktion erreichbar wäre, die Muster im ansteigenden Ast der Kurve sind zu kurz unter Temperatureinfluß und erreichen das Stadium der elektrischen Leitfähigkeit nicht. Für die Muster 9-24 der Probe 1 ergibt sich ein Mittelwert von unter $100 \text{ m}\Omega/\text{TEG}$. Dieser Wert ist im Sinne des oben erläuterten Innenwiderstandes zur ausreichenden Leistungserzeugung nicht zufriedenstellend. Für einen Produktionsprozeß, der möglicherweise durch Störungen nicht kontinuierlich verläuft, sind die Anbindungstapes aufgrund der beschriebenen Thematik ebenfalls ungeeignet.

Für den hohen Innenwiderstand kommen drei Ursachen in Betracht:

- der elektrische Widerstand des Anbindungstapes,
- der Übergangswiderstand zwischen der Kupferschicht und den Nickel-Partikeln und
- eine geometrisch schiefe Positionierung des Thermogenerators auf den beiden Verbindungs-

tapes (in der Halbleiterindustrie "Chip tilt" genannt).

Beide in der Struktur des Tapes liegenden Ursachen sowie die möglicherweise schiefe Positionierung des Thermogenerators wurden in den optimierten Varianten des Thermogeneratorstreifens untersucht.

Der Übergangswiderstand zwischen der Kupferschicht und den Nickelpartikeln ließ sich durch eine Kaltplasma-Behandlung homogenisieren. Der Thermogeneratorstreifen wurde mit jeder Kupferfläche ein Mal mit einem Plasmastrahl behandelt. Der Übergangswiderstand sank dadurch teilweise. Als Erklärung wird ein "Freischmelzen" der Nickelpartikel innerhalb der Kunststoffmatrix vermutet. In der Herstellung des Tapes werden die Nickelpartikel in eine Kunststoffmasse eingebracht und durch einen Walzprozess homogenisiert und eingedrückt. Es ist allerdings nicht sichergestellt, daß die Partikel wirklich an beiden Oberflächen des Tapes kontaktierbar, d.h. nicht von einer Kunststoffhülle überzogen sind. Durch die Plasmabehandlung wird die Kupferschicht kurzzeitig stark erhitzt und die Kunststoffhülle des darauf haftenden Nickelpartikels schmilzt. Die Anzahl der elektrisch leitenden Nickelpartikel wird dadurch deutlich erhöht. Allerdings funktioniert dieser Prozess des "Freischmelzens" durch die Plasmabehandlung nur an der Grenzfläche "Trägersubstrat Kupfer" zu Tape, was zwar die Reduzierung des Widerstandes erklärt, allerdings die Frage, warum dieser nicht in den niedrigen $m\Omega$ -Bereich sinkt, offen läßt. Hier wird als Erklärungsansatz die thermische Leitfähigkeit der Kupfertestbrücke vermutet. Diese Testbrücke besteht genau wie das untere Trägersubstrat aus einer Kupferschicht, die auf einer Polyimid-Trägerschicht klebt. Die auf das Verbindungstape aufgebrachte Testbrücke weist mit der Polyimidschicht nach oben. Da die Kupferschicht nicht über die Kunststoffschicht übersteht, kann die Energie des Plasmastrahls nur über die Oberseite in die Brücke eingekoppelt werden. Die schlechte thermische Leitfähigkeit des Kunststoffs sorgt dafür, daß die Unterseite und damit die Grenzfläche des Kupfers zu den Nickelpartikeln nicht ausreichend hoch erhitzt wird, um das Freischmelzen der Ni-Partikel zu gewährleisten. Ein Einkoppeln direkt an der Grenzfläche ist infolge der verwendeten Geometrien nicht möglich. Es kann demnach nur die Hälfte des Reduzierungspotentials realisiert werden. Die gemessenen Widerstandswerte der mit einer Plasmabehandlung versehenen Teststreifen zeigt Abb. 5.6. Man erkennt die Homogenisierung des Einzelwiderstandes im Vergleich zu den unbehandelten Teststreifen (siehe Abb. 5.5), allerdings sind die kumulierten Widerstände der untersuchten Proben nicht kleiner als ohne Plasmabehandlung. Ein Weiterverfolgen dieses Ansatzes wurde deshalb verworfen.

Der erhöhte Widerstand durch den "Chip tilt" konnte durch die Verwendung nur noch eines Tapes mittig unter dem Thermogenerator reduziert werden. Diese Lösungsmöglichkeit bietet sich aufgrund der anisotropen Leitfähigkeit des Tapes nur in z-Richtung an. Die Nickel-Partikel, die das kunststoffbasierte Tape leitfähig machen, sitzen räumlich in x- und y-Richtung so weit auseinander, daß auch nach Applikation unter Druck und Temperatur kein durchgehender Leitungspfad von der heißen zur kalten Seite des Thermogeneratorstreifens über den Spalt in der Kupferschicht hinweg möglich ist (siehe hierzu auch Abb. 5.2). Ein solch durchgehender Leitungspfad würde beide Seiten des Substrats miteinander leitend verbinden und somit den Thermogenerator elektrisch kurzschliessen. Die Meßergebnisse für die Widerstände mit einem Verbindungstape vor und nach Plasmabehandlung sind in den Abb. 5.7 und 5.8 dargestellt. Im Gegensatz zur Anbindung mit zwei Tapes findet sich kein U-förmiger Verlauf der Einzelwiderstände, sondern ein stetig fallender Verlauf, der sich bei ca. $50 m\Omega$ /Brücke stabilisiert. Auch hier scheint ein kontinuierlicher Applikationsprozess bezüglich der Temperaturbelastung des Tapes wichtig zu sein. Die ersten Proben werden zu stark erhitzt und erreichen keine aus-

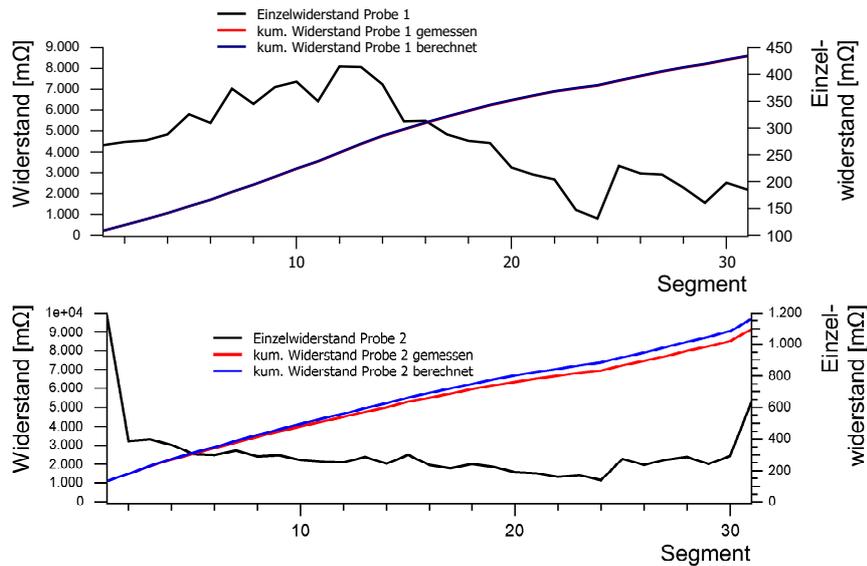


Abb. 5.6: Übergangswiderstand von Testbrücken mit zwei Verbindungstapes nach einer Kaltplasmabehandlung.

reichende elektrische Leitfähigkeit. Die zusätzlich durchgeführte Plasmabehandlung erzeugt eher eine stärkere Streuung der Einzelwiderstände, so daß sie als nicht zielführend verworfen wurde.

Insgesamt konnte der Gesamtwiderstand der Kontaktstrukturen bezogen auf einen Thermogeneratorstreifen von 31 Generatoren durch die Verwendung eines Tapes statt zwei Tapes um 63% reduziert werden.

Zusammenfassend muß festgestellt werden, daß die Anbindung mit dem untersuchten Tape eine vollständige Kurzschlußvermeidung bietet, allerdings keine ausreichend niedrigen elektrischen Widerstände erzielt werden, um die gewünschte elektrische Leistung aus dem Thermogeneratorstreifen zu gewinnen.

5.1.2.2 Kontaktierungs-Variante mit elektrisch leitendem Kleber

Als Alternative zur Verwendung von leitenden Tapes wurde ein elektrisch leitender Kleber ebenfalls auf Nickelpartikel-Basis untersucht. Die Nickel-Füllung wurde bewußt im Gegensatz zu den häufiger verwendeten Silberleitklebern gewählt, da Silber-Atome die BiTe-Legierung umdotieren und die Thermogeneratoren innerhalb kurzer Zeit irreparabel schädigen.

Bei Verwendung eines Klebers ist zu beachten, daß dieser im Unterschied zu den mechanisch stabilen Tapes viskos ist und unter Druck beim Aufsetzen der Thermogeneratoren die Gefahr besteht, daß der Kleber unter dem Thermogenerator über den Spalt in der Kupferschicht quillt und so einen elektrischen Kurzschluß verursacht. Als Gegenmaßnahme kann die verwendete Klebermenge reduziert und die Auftragstellen auf dem Trägerstreifen weiter entfernt vom Spalt platziert werden. Allerdings wird dadurch der Teil des Thermogenerators, der über den Spalt elektrisch leiten muß, länger, was nur bei einer ausreichend hohen elektrischen Leitfähigkeit des Thermogeneratormaterials möglich ist.

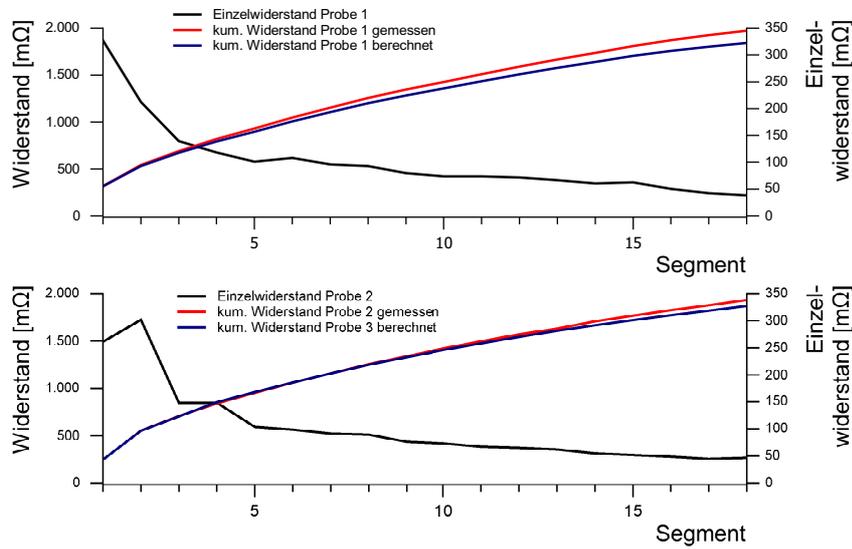


Abb. 5.7: Übergangswiderstand von Testbrücken mit einem Verbindungstape vor einer Kaltplasmabehandlung.

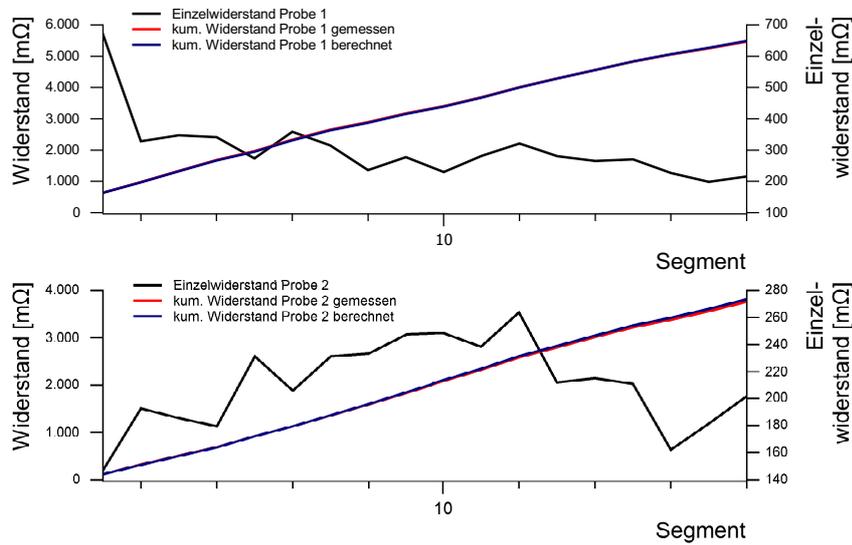


Abb. 5.8: Übergangswiderstand von Testbrücken mit einem Verbindungstape nach einer Kaltplasmabehandlung.

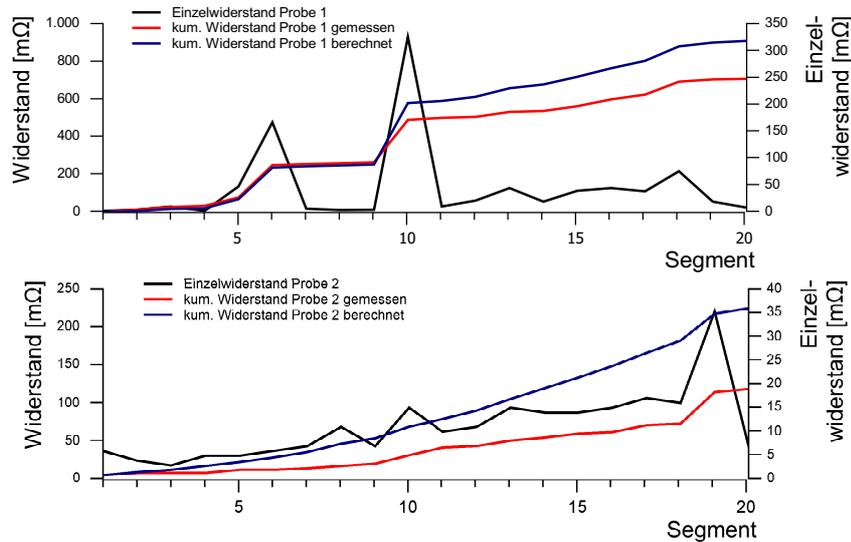


Abb. 5.9: Übergangswiderstand von Testbrücken mit einer Klebverbindung.

Der verwendete Kleber wird von der Fa. *Henkel* unter der Bezeichnung ECCOBOND CE3520-3 vertrieben. Laut Datenblatt besitzt das Material einen Volumenwiderstand von $0,2 \Omega\text{cm}$ [93]. Nach dem Auftragen gewinnt der Kleber durch eine 30 Minuten lange Temperung bei 150°C seine elektrische Leitfähigkeit.

Die Ergebnisse der gemessenen Prototypen zeigt Abb. 5.9. Die einzelnen Widerstände der Kleberkontakte sind deutlich kleiner als die der Verbindungstapes. Allerdings zeigen sich einzelne Kontakte, deren Widerstand stark vom Mittelwert abweichen. Dies ließ sich auf die niedrigere Viskosität des Klebers in Verbindung mit einer nur begrenzt reproduzierbaren Andrückkraft der Brücken zurückführen. Wenn die Brücken zu stark angedrückt werden, so quetscht sich der Kleber unter der Brücke heraus und es entsteht eventuell keine elektrisch leitende Verbindung. In der Praxis hat sich außerdem gezeigt, daß die beschriebene Gefahr der Kurzschlußbildung zu einer nicht praxistgerechten Zahl von Ausfällen führt. Die mögliche Gegenmaßnahme des Kleberauftrags weiter entfernt vom Spalt wurde für die Meßmuster gewählt, sie führt bei Verwendung von Thermogeneratoren anstelle der Meßbrücken zu den weiter oben beschriebenen höheren Widerständen infolge der niedrigeren elektrischen Leitfähigkeit der BiTe-Legierung gegenüber der Kupferschicht der Meßbrücken. Aus diesem Grund wurde das Verfahren als nicht praxistgerecht verworfen.

5.1.2.3 Kontaktierungs-Variante mit Lötverbindung

Als letzte und vielversprechendste Alternative zur Anbindung der Thermogenerator-Bauteile an das Substrat wurde ein Lötprozeß untersucht. Das verwendete Lot wird als Standardmaterial in der Elektronik-Fertigung eingesetzt und für ca. 3 min auf 270°C erhitzt, um eine niederohmige Verbindung zu schaffen. Die Ergebnisse sind in Abb. 5.10 dargestellt. Als Brücke wurden aus Gründen der Vergleichbarkeit wieder die bereits beschriebenen Kupfer-Teststrukturen eingesetzt. Hierzu ist zu beachten, daß sie zwar einen ausreichend niedrigen elektrischen Widerstand

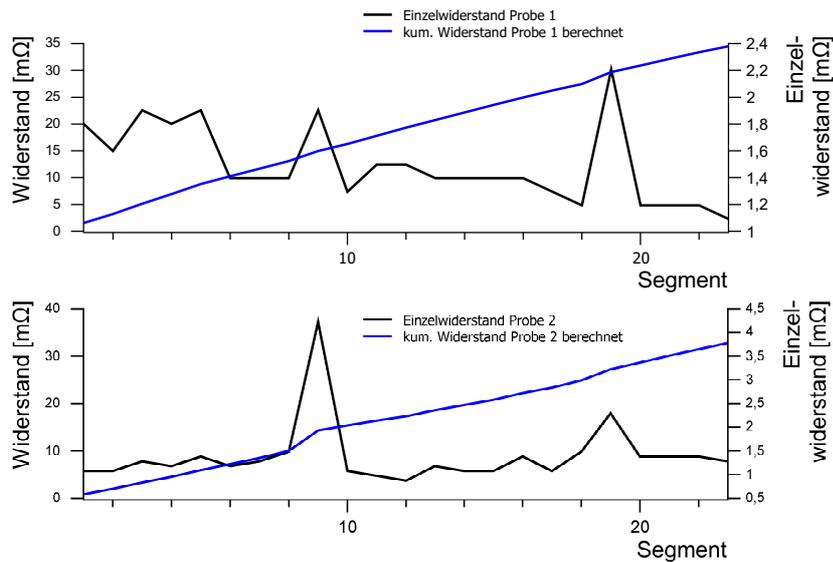


Abb. 5.10: Übergangswiderstand von Testbrücken mit einer Lötverbindung.

besitzen, um die Lötverbindung unter gleichen Randbedingungen mit den Klebetape- oder Klebverbindungen zu vergleichen, aber eine etwaige Wechselwirkung zwischen Lot und den als Thermogenerator-Bauteil genutzten BiTe-Schichten zu diesem Zeitpunkt nicht beurteilt werden kann. Dies geschieht weiter unten.

Es kann festgestellt werden, daß die elektrische Kontaktierung durch die Lötverbindung entscheidend verbessert werden konnte. Die erzeugten Kontakte liegen bereits im Prototypen-Stadium sehr stabil im Bereich von unter $5,0\text{ m}\Omega$ für die Reihenschaltung aus Kontakt-Kupferbrücke-Kontakt. Die in Abb. 5.10 erkennbaren Einzelwiderstände, die stark von den anderen abweichen, ließen sich durch eine nicht homogene Anpresskraft beim Aufsetzen der Testbrücken und daraus resultierenden Lufteinschlüssen im Lot zurückführen. Dadurch entsteht ein nicht-optimaler Kontakt. Im Vergleich zum elektrisch leitenden Kleber ist die Streuung allerdings absolut viel kleiner. In Abb. 5.10 wurde auf eine Messung der kumulierten Widerstände verzichtet. Die Messung der Einzelwiderstände wurde über eine Strom-Spannungs-Kennlinie durchgeführt, die als ausreichend genau angenommen wurde. Es wurde deshalb nur die rechnerisch aus den gemessenen Einzelwiderständen ermittelte Kurve des kumulierten Widerstandes dargestellt.

Zur weiteren Entwicklung von Prototypen mit BiTe-Thermogeneratoren anstelle der Kupfer-Teststrukturen wurde mit diesem Verfahren gearbeitet.

5.1.2.4 Thermogeneratorstreifen-Prototypen mit Lötverbindung

Als kleinste Einheit wurden Thermogeneratorstreifen mit 10 p/n-Paaren und 21 cm Länge als Prototypen angefertigt. Für diese Streifen wurden auf dem in Abschnitt 5.1.1 beschriebenen Prüfstand Strom-/Spannungskennlinien gemessen, aus denen das Verhalten der thermoelektrischen Generatoren bei einer gegebenen Temperaturdifferenz hervorgeht. Die über dem Streifen abfallende Spannung wurde durch eingepreßte Ströme von -1 mA , 0 mA und $+1\text{ mA}$ ermittelt. Aus diesen Ergebnissen läßt sich der innere elektrische Widerstand des Streifens und anschließend

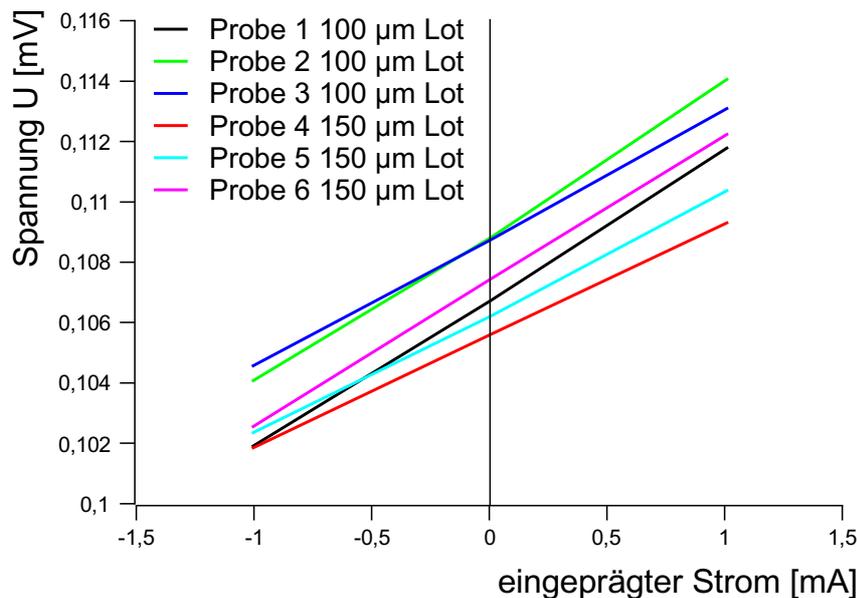


Abb. 5.11: Strom-/Spannungskennlinien verschiedener Thermogeneratorstreifen mit Innenwiderständen und nutzbarer Leistung bei $\Delta T=16$ K über dem Generatorbauteil.

unter der Bedingung der Leistungsanpassung die gewinnbare Leistung errechnen. Einige Ergebnisse sind in Abb. 5.11 dargestellt.

Die verschiedenen Kennlinien in Abb. 5.11 gehören zu Prototypen mit unterschiedlichen Lotauftragsparametern. Die Innenwiderstände der sechs Proben liegen zwischen $3,7$ und $4,95 \Omega$. Es zeigte sich im Laufe der Entwicklung, daß sowohl die Dicke des Lotauftrages als auch der Abstand der Lotauftragsflächen zum Spalt im Kupfersubstrat einen starken Einfluß auf den elektrischen Widerstand des Streifens hat. Der zweite einflußreiche Parameter ist die elektrische Leitfähigkeit des TEG-Materials und dessen Geometrie. Die Schichtdicke des Thermogenerators wurde bei $30 \mu\text{m}$ festgehalten. Es zeigte sich, daß diese Schichtdicke mit dem gewählten PVD-Beschichtungsverfahren ohne Komplikationen wie Delamination hergestellt werden kann, während größere Schichtdicken zwar nominal den elektrischen Widerstand senken sollten, in der Praxis aber deutlich schlechtere elektrische Leitfähigkeiten des Materials zeigten und zudem nur wenig reproduzierbar waren.

Die produzierten Schichten erreichten maximale Leistungs-Faktoren von ca. $20 \mu\text{W}/(\text{K}^2 \text{cm})$ für das p-dotierte Material und $5 \mu\text{W}/(\text{K}^2 \text{cm})$ für das n-dotierte Material. Hier ist innerhalb der Materialzusammensetzung des PVD-Targets eine Optimierung nötig, um beide Materialsorten auf die gleiche Leistung zu bringen. Die nutzbare elektrische Leistung könnte durch diese Optimierung um $37,5\%$ gesteigert werden.

Die Optimierung der Leistungs-Faktoren kann aus patentrechtlichen Gründen nicht ausführlich dargestellt werden. Variierbare Parameter sind dabei:

- die elementare Zusammensetzung der PVD-Targets,
- das verwendete Substrat, auf das die TEG-Schichten aufgetragen werden,

- der Argonfluß in der Sputter-Kammer,
- die genutzte elektrische Leistung der Sputter-Quelle und
- die Substrattemperatur, die durch Pausenzeiten und eine Substratheizung/-kühlung beeinflusst werden kann.

Der Einfluß der Lotparameter soll kurz erläutert werden. Das in Abschnitt 5.1.2.3 beschriebene Kontaktierungsverfahren mit einem Lot birgt die Gefahr, daß das Lot auf der Kupferoberfläche des Trägersubstrats oder auch an der Unterseite des Thermogenerator-Bauteils zusammenfließt und einen elektrischen Kurzschluß erzeugt. Dieser Effekt kann nicht nur durch die Verflüssigung des pastös aufgetragenen Lots im Ofenprozeß, sondern auch durch das Aufsetzen des Thermogenerator-Bauteils auf das Substrat in der Bestückungsmaschine auftreten. In diesem Bestückungsvorgang wird der TEG mit einer definierten Kraft in das Lotbett gedrückt und quetscht es in eine undefinierte Form. Als Schichtdicke des ausgehärteten Lots wurden dabei die in den Simulationen des Kapitels 4 angenommenen Werte von 20 μm erreicht. Aufgrund der hohen elektrischen und thermischen Leitfähigkeit des Lotmaterials ist eine Abweichung in dieser Schichtdicke ohne großen Einfluss auf den elektrischen und thermischen Innenwiderstand.

Das Lot wird in einem Schablonendrucker maschinell und automatisiert aufgetragen. Die dabei verwendete Schablone definiert durch ihre Materialdicke die Dicke des Lotbetts vor dem Aufsetzen des TEG-Bauteils, da die in der Schablone befindlichen Löcher mit dem Lot gefüllt werden und anschließend ein Rakel das überschüssige Lot entfernt. Es wurden Tests mit verschiedenen Lotauftragsdicken und verschiedenen Abständen der beiden Lotbetten zum thermoelektrischen Spalt durchgeführt. Die Schichtdicke wurde mit 100 und 150 μm und die Entfernung mit 500, 900 und 1.300 μm Abstand der beiden Lotbetten zueinander variiert. Hierbei zeigte sich, daß ein zu geringer Abstand (z.B. 500 μm) in Kombination mit einer zu großen Lotmenge (150 μm Schichtdicke) zu einer hohen Zahl von Kurzschlüssen führte. Eine zu geringe Lotmenge in zu großem Abstand führt dagegen zu einem deutlich erhöhten Innenwiderstand des Streifens, da das über dem längeren Spalt leitende TEG-Bauteil eine zu niedrige elektrische Leitfähigkeit besitzt. Als Kombination zur Herstellung der Prototypen für das Thermoelektrik-Modul wurde eine Kombination aus 100 μm Lotdicke und 900 μm Lotbett-Abstand gewählt.

Es zeigte sich bereits zu diesem Zeitpunkt, daß der elektrische Widerstand des TEG-Materials die Erreichung des weiter oben geforderten Innenwiderstandes im niedrigen $\text{m}\Omega$ -Bereich pro TEG-Bauteils inklusive seiner Kontaktierungen nicht zuläßt. Hier müssen im Prozeß der Herstellung des Thermogenerator-Bauteils und der verwendeten Materialien weitere Optimierungen (z.B. Volumenleitfähigkeit des TEG-Materials, Erreichung höherer Schichtdicken, Verkürzung des Spaltes im Kupfer) erfolgen.

5.2 Prototypen des Thermoelektrik-Moduls

Bevor die Meßergebnisse des Prototypen dargestellt und analysiert werden, wird der verwendete Prüfstand für das mit einem solarthermischen System gekoppelte Thermoelektrik-Modul in seinen Komponenten beschrieben und erläutert.

5.2.1 Beschreibung des Prüfstandes

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein System zur Erwärmung von Brauchwasser untersucht. In Anlehnung an übliche Systeme für 4-Personen-Haushalte wurde eine Kollektorfläche von 5 m^2 mit einem Thermoelektrik-Modul von $1,5\text{ m}^2$ Fläche gekoppelt. Im Test-Zyklus wird nur die Situation des durchwärmten Speichers betrachtet und das Verhalten des gekoppelten Systems aus Kollektorfeld und Thermoelektrik-Modul während der Überhitzungs- und Kühlungsphase betrachtet.

Die folgenden Ziele wurden festgelegt und in verschiedenen Test-Zyklen auf die optimale Systemauslegung hin überprüft:

1. Sicherstellung der Stagnationsvermeidung
2. Optimierung der elektrischen Leistung
3. Optimierung des Jahresertrages der Anlage

Die beiden ersten Ziele konnten auf dem dafür konzipierten Prüfstand verfolgt werden, die Systemauslegung zur Erreichung des dritten Ziels wurde durch eine Simulation, die im anschließenden Kapitel beschrieben wird, erarbeitet. Eine Überprüfung der Ergebnisse kann durch eine Außenmontage und Langzeitbeobachtungen geschehen, hierauf wurde aber im Rahmen dieser Arbeit verzichtet. Den strukturellen Aufbau des Prüfstandes und des untersuchten Systems inklusive der Temperatur-Meßstellen zeigt Abb. 5.12.

5.2.1.1 Flachkollektorsystem

Als Kollektoren wurden 2 Flachkollektoren der Fa. *GreenOneTec/Kioto Clear Energy* mit je $2,52\text{ m}^2$ Aperturfläche verwendet. Diese Kollektoren sind in Harfen-Schaltung mit je 12 parallelen Kupfer-Rohren mit 7 mm Innendurchmesser ausgeführt. Die beiden Kollektoren werden parallel zueinander verschaltet. Die Koeffizienten der Wirkungsgrad-Gleichung (siehe Abschnitt 3.3.1.4) wurden einem Prüfbericht entnommen (siehe Tabelle 5.1, bezogen auf die Aperturfläche, Kollektor gefüllt mit Wärmeträgergemisch). Das Kollektorsystem wurde in Anbetracht des Innen-Standortes nicht mit einem Gemisch aus Wasser und Frostschutzmittel, sondern mit reinem Wasser befüllt. Um die Montagesituation auf einem geneigten Hausdach und die infolge des Neigungswinkels unterschiedlichen Strömungsverhältnisse zu berücksichtigen, wurde das Kollektorsystem in einem Winkel von 20° Neigung montiert und vermessen.

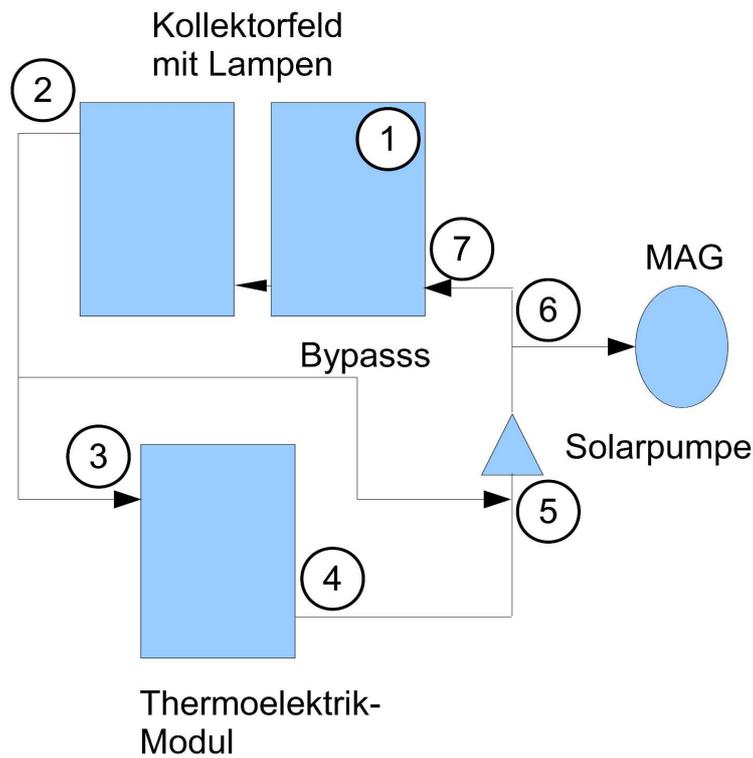


Abb. 5.12: Struktureller Aufbau des Prüfstandes und des untersuchten Systems.

η_0	0,82
k_1	3,578 W/(m ² · K)
k_2	0,014 W/(m ² · K ²)
C_{eff}	13,95 kJ/K

Tab. 5.1: Wirkungsgrad-Parameter der verwendeten Kollektoren [94].

5.2.1.2 Lampenfeld

Das Kollektorfeld wird mit Hilfe von jeweils 20 Lampen à 250 Watt pro Kollektor beheizt. Die verwendeten Lampen SICCATHERM der Fa. Osram liefern Licht mit einem Schwerpunkt im infraroten Teil des Spektrums (siehe Abb. 5.16).

Eine Messung im quasi-stationären und eingeschwungenen Zustand des Gesamtsystems ergab unter Nutzung der Kollektorgleichung 3.4 eine erzielte Beleuchtungsstärke von etwa 1.200 W/m². Dies erscheint ausreichend, um auch starke Einstrahlungen wie z.B. in südeuropäischen Ländern simulieren zu können. Zur Variierung der Beleuchtungsstärke wurde das Lampenfeld so montiert, daß der Abstand zur Kollektoroberfläche verändert werden kann. Das Lampenfeld wurde ebenfalls unter einem Neigungswinkel von 20° über dem Kollektorfeld montiert.



Abb. 5.13: Aufbau des Prüfstandes: Kollektoren und Lampenfeld.

5.2.1.3 Thermoelektrik-Modul

Ursprünglich war zur Erzielung einer möglichst hohen Temperaturdifferenz zwischen ein- und ausströmendem Fluid eine Mäander-Verschaltung des Thermoelektrik-Moduls angedacht. Erste Versuche zur Durchströmung eines ca. 1,2m² Thermoelektrik-Moduls mit insgesamt 37 m Rohrlänge zeigten allerdings einen so starken Druckabfall innerhalb des Bauteils, daß die weiteren Prototypen in Harfen-Schaltung ausgeführt wurden. Bereits diese ersten Tests mit Mäander-Verschaltung zeigten für verschiedene Durchströmungen und Konvektionsverhältnisse vielversprechende Ergebnisse, die auf eine ausreichende Kühlwirkung des Thermoelektrik-Moduls schließen liessen. Die in Tab. 5.2 dargestellte Temperaturdifferenz bezieht sich auf den Temperaturunterschied des Fluids am Moduleingang gegenüber dem Modulausgang. Die Meßwerte bestätigten erste Simulationsergebnisse aus THERMOSIM (siehe Kapitel 6).

Volumenstrom [l/h]	Luftbewegung [m/s]	ΔT [K]
155	0	6
55	0	12
55	2,2	16

Tab. 5.2: Meßdaten bei Mäander-Verschaltung.

Als Konsequenz des großen Druckverlustes wurden ab der zweiten Generation die Prototypen aus Kupferrohren in Harfenschaltung ausgeführt. Um eine genügend große Übertragungsfläche für die Thermogeneratoren sicherzustellen, wurde mit 16 parallelen Rohren mit je 7 mm Innendurchmesser und zwei Sammlerrohren mit 17 mm Innendurchmesser gearbeitet. Die Wandstärke beträgt jeweils 0,5 mm. Sie wurden mit Hilfe von Halteclips aus Kunststoff auf einer Grund-



Abb. 5.14: Aufbau des Prüfstandes: Thermoelektrik-Modul und Peripherie.

platte befestigt, die eine gute Wärmeisolierung der Rohre zur Trägerstruktur der Prototypen gewährleisten.

Das Thermoelektrik-Modul wurde vertikal an eine senkrechte Wand montiert. Das entspricht in der realen Montagesituation einer Aufhängung an einer Nordfassade.

5.2.1.4 Anlagenregelung

Das gesamte System aus Kollektorfeld, Solarpumpe und Thermoelektrik-Modul wurde mit einer Regelungs- und Sicherheitsgruppe der Fa. *Kioto Clear Energy* gekoppelt. Der eingebaute Solarregler DeltaSol E der Fa. *Resol* verfügt über verschiedene Standard-Regelungsprogramme für unterschiedliche Anlagenbauten. Eines der Standardprogramme wurde für den Zweck dieser Arbeit verwendet. Der Regler verfügt über Anschlußmöglichkeiten für bis zu 10 Thermofühler und bis zu 7 Ventilsteuerungen, einen Anschluß für eine Durchflußmessung sowie einen Datenbus, mit dessen Hilfe die gemessenen Werte an ein externes PC-System übertragen werden können. Die verwendeten Temperatursensoren sind alle PT 1000-Sensoren, die mit Wärmeleitpaste in einschraubbaren Tauchhülsen direkt in das strömende Fluid eingebaut wurden. Es wurden Sensoren an folgenden Systemstellen platziert (siehe auch Abb. 5.12):

- Kollektorblech (vom Hersteller als Kontaktfühler auf das Blech montiert)
- Kollektorausgang
- Thermoelektrik-Moduleingang



Abb. 5.15: Aufbau des Prüfstandes: Heißzweig, Kaltzweig und 3-Wege-Ventile.

- Thermoelektrik-Modulaustritt
- Eingang Kaltzweig der Solarstation (vor Pumpe und Abzweig Ausgleichsbehälter)
- Ausgang Kaltzweig der Solarstation (hinter Pumpe und Abzweig Ausgleichsbehälter)
- Kollektoreingang

Die Messungen zeigten, daß die Temperatur auf dem Kollektorblech eine deutliche Abweichung von den im Fluid gemessenen Temperaturen am Kollektor-Ein- und -Ausgang aufweist. Den Kollektorherstellern ist dieses Problem bekannt, es wird aber toleriert. Als Konsequenz wurden im Rahmen dieser Arbeit die Kollektorblechtemperaturen zwar erfaßt, aber nicht für die Auslegung der Regelung verwendet. Der Temperatursensor im unteren Speicherbereich wurde je nach Notwendigkeit händisch auf verschiedene Temperaturniveaus gebracht, um die Anlage trotz des Fehlens des Speicherbehälters möglichst unter realen Zeitzyklen zu fahren. Als Durchflußmesser wurde ein Volumenmeßgerät V40 ebenfalls von *Resol* verwendet. Es liefert ein elektronisch auslesbares Ausgangssignal.

Die verwendete Solarpumpe Star ST15/6 der Fa. *Wilo* wird drehzahl geregelt und kann sowohl High Flow- wie auch Low Flow-Durchflüsse erzeugen. Die Pumpe hat eine Nennleistungs-Aufnahme von 37 W.

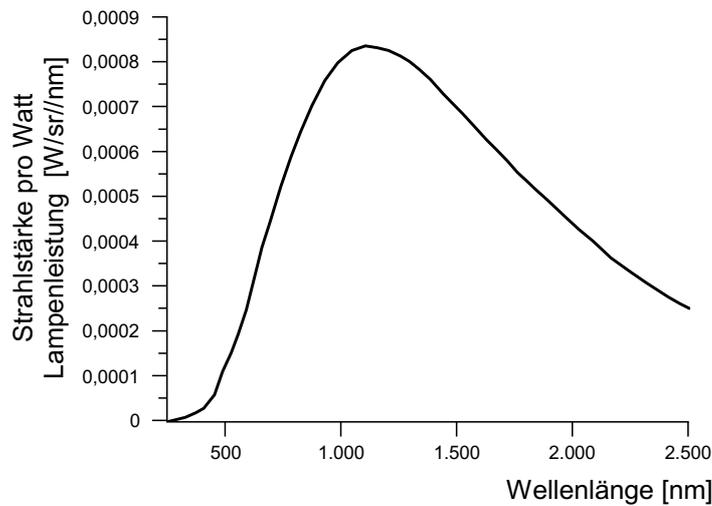


Abb. 5.16: Spektrum der verwendeten Heizstrahler [95].

5.2.1.5 Dreiwege-Ventile

Zur wahlweisen Trennung oder Freischaltung des Thermoelektrik-Moduls wurden 2 motorbetätigte Dreiwege-Zonenventile der Fa. *Orkli* verwendet.

5.2.1.6 Verbindungselemente und Isolierung

Alle Elemente des Prüfstandes wurden mit Hilfe von flexiblen Edelstahl- oder starren Kupferverrohrungen mit 18 mm Innendurchmesser verbunden. Die Rohre wurden auf der Außenseite mit hochtemperaturbeständigen Schaumstoff-Isolierungen zur Vermeidung von Wärmeverlusten ummantelt.

5.2.2 Hierarchie der Experimente

Zur Erreichung der definierten Ziele wurden in zeitlicher Folge experimentell ermittelt:

- Zeitspanne nach Einschalten des Lampenfeldes bis zur Stagnation sowie Temperatur am Kollektorfeldausgang bei Auftreten der Stagnation.
- Ermittlung der Temperatur, bei der der Durchfluß durch das Thermoelektrik-Modul freigegeben werden muß, um thermische Überlastung des Systems und Dampfbildung sicher zu vermeiden.
- Ermittlung der thermischen Kühlkapazität des Thermoelektrik-Moduls in Abhängigkeit verschiedener Durchflußfreigabe-Temperaturen und Durchflußmengen.
- Ermittlung der elektrischen Erträge in Abhängigkeit verschiedener Durchflußfreigabe-Temperaturen und Durchflußmengen.

5.2.3 Darstellung der Meßergebnisse des Thermoelektrik-Moduls

Im folgenden werden die zeitlichen Abschnitte einer Messung des Gesamtsystems definiert und beschrieben:

- Phase 1: Beheizung des Kollektorfeldes bei stillstehender Pumpe. Diese Phase endet bei Erreichung einer im Regler eingestellten Übertemperatur des Kollektorbleches über der unteren Tanktemperatur. Die Pumpe wird eingeschaltet.
- Phase 2: Beheizung des Kollektorfeldes bei laufender Pumpe. Diese Phase dient in realen Anlagen dem Wärmetransport zum Speicherbehälter. Im verwendeten Prüfstand wurde das Fluid durch einen Bypass am Thermoelektrik-Modul vorbeigeleitet.
- Phase 3: Schliessen des Bypasses und Öffnen des Thermoelektrik-Moduls bei weiterer Beheizung des Kollektorfeldes. Die Meßergebnisse zeigen in dieser Phase einen kurzen Einschwingvorgang infolge der verschiedenen Fluidtemperaturen im System.
- Phase 4: Das System hat sich auf einem einheitlichen Temperaturniveau stabilisiert und die Aufheiz- und Kühleffekte im Kollektorfeld und im Thermoelektrik-Modul sorgen, unter Annahme einer korrekten Auslegung des Thermoelektrik-Moduls, für zeitlich annähernd konstante Temperaturen an den vier Meßpunkten.
- Phase 5: Ein Aktivitätszyklus des Thermoelektrik-Moduls endet entweder durch Abschalten der Pumpe wegen zurückgehender solarer Einstrahlung oder durch Trennung vom System durch Schliessen der Zu- und Abflußventile infolge einer Rückkehr des Systems in den Standard-Betriebsmodus und Energietransport in den Speicherbehälter. In beiden Fällen wird das Thermoelektrik-Modul unter Abgabe von Wärme an die Umgebungsluft auf Umgebungstemperatur abkühlen und die thermoelektrischen Generatoren liefern kurzzeitig weiterhin elektrische Energie.

Bereits erste Messungen zeigten, daß sich nach einem Ausschalten der Pumpe am Ende von Phase 2 das Fluid in den kollektorferneren Verrohrungen abkühlt, während das Fluid im Kollektorfeld weiter aufgeheizt wird. Zusammen mit dem nicht erwärmten Fluid im Thermoelektrik-Modul und seinen Zu- und Ableitungen existiert eine thermische Kapazität, die größer als die im Kollektorfeld befindliche ist und nach Wiedereinschalten der Pumpe erst erwärmt werden muß, bevor stationäre Temperaturbedingungen herrschen. Es kommt zu einem ausgeprägten Einschwingvorgang. Diese Phase 2', in der die Pumpe ausgeschaltet und das Thermoelektrik-Modul noch nicht durchströmt wird, kann aber aus folgenden Überlegungen vernachlässigt werden: Nach Auskunft der Pumpen-Hersteller sind die dem Stand der Technik entsprechenden Pumpen nicht für Temperaturen des Solarfluids größer als 110°C geeignet. In Standard-Installationen wird diese Bedingung eingehalten: Die Pumpe fördert Solarfluid, bis die obere Grenztemperatur im Speicher von ca. 95°C erreicht ist. Zu diesem Zeitpunkt hat das Fluid eine leicht höhere Temperatur von ca. 100°C. Danach schaltet die Pumpe ab und das Fluid sowohl im Rücklauf- wie auch im Vorlaufzweig der Anlage kühlt ab. Wird der Stagnationszustand erreicht, drückt der im Kollektor entstandene Dampf das Wasser im Kaltzweig in das vor der Pumpe befindliche Membranausgleichsgefäß. Bei korrekter Auslegung der Anlage erreicht weder das Fluid noch der Dampf die Region der Pumpe. Sollte dieser Fall doch eintreten, so ist eine Beschädigung der Pumpe wenig wahrscheinlich, da sie nicht im Betrieb ist. Die ursprüngliche Absicht, das Fluid zur Erzielung

einer hohen elektrischen Leistung möglichst heiß durch das Thermoelektrik-Modul strömen zu lassen (ca. 10 K unterhalb der Stagnationstemperatur), muß deshalb fallen gelassen werden. Die Temperatur des strömenden Fluids muß unterhalb der maximalen Pumpentemperatur bleiben. Als Konsequenz entfällt die Phase 2'. Direkt nach Erreichen der maximalen Speichertemperatur bleibt die Pumpe eingeschaltet und das Thermoelektrik-Modul wird geöffnet. Das Fluid in den Rohrleitungen kühlt nicht ab. Das einzige Fluidvolumen, das nicht erhitzt ist, befindet sich in den Zuleitungen des Thermoelektrik-Moduls und im Thermoelektrik-Modul selber. Diese Menge (2 x 2 m Zuleitungsrohre und 0,8 l/m² im Modul) ist im Verhältnis zu den Mengen in den Rohrleitungen eines Standard-Systems (2 x 10-15 m) klein, so daß der Einschwingvorgang deutlich schneller abgeschlossen ist und weniger Einfluß auf die elektrische Energieerzeugung durch das Modul hat.

5.2.3.1 Bestimmung der systemspezifischen Stagnationstemperatur

Das gesamte System wurde mit reinem Wasser unter einem Überdruck von 3 bar befüllt. Die theoretische Stagnationstemperatur kann über Dampfdrucktafeln der Frostschutzmittelhersteller bestimmt werden, in der Praxis entzieht sie sich allerdings der Messung, da der Beginn des Stagnationsprozesses an einer Stelle im Innern der Kollektorverrohrung auftritt, die wahrscheinlich von Fall zu Fall wechselt und nicht mit Meßfühlern ausgerüstet ist. Zwar sind alle Solarstationen mit einer Druckmeß-Einheit ausgerüstet, sie zeigt allerdings während der Aufheizphase nach dem Abschalten der Pumpe (Fluidtemperatur größer als 100°C) einen mehr oder weniger kontinuierlichen Druckanstieg, der ein genaues Bestimmen der Stagnationstemperatur nicht erlaubt. Mit Hilfe der eingebauten Temperatursensoren ließ sich eine genügend genaue Bestimmung der Stagnationstemperatur aber dennoch durchführen. Das Prinzip beruht auf der Position des Meßfühlers und den physikalischen Phänomenen beim Stagnationsvorgang. Der entstehende Dampf benötigt mehr Volumen als die flüssige Phase und schiebt so einen Teil der Flüssigkeit aus dem Kollektor heraus. Damit kämen die Sensoren am Ein- und Ausgang des Kollektorfeldes für die Messung des Fluidtemperaturanstiegs in Frage. Sie werden allerdings durch ihre räumliche Nähe zum Kollektor während der Aufheizphase bei Pumpenstillstand weiter erwärmt. Dieser Effekt der Wärmeleitung entlang der Verrohrung und innerhalb des ruhenden Fluids klingt in größerer Entfernung vom Kollektor ab. Die Sensoren vor und hinter der Pumpe des Kaltzweiges zeigen nach Abschaltung der Pumpe im Gegensatz dazu ein stetig fallendes Temperaturniveau. Räumlich zwischen ihnen liegt die Verzweigung zum Ausgleichsbehälter, so daß das vom Dampf aus dem Kollektorfeld herausgedrückte Fluid am näher zum Kollektorausgang liegenden Meßsensor vorbeiströmt. Dieser kann hinreichend genau zur Bestimmung der Stagnationstemperatur verwendet werden. Im konkreten Fall ergab sich für den Meßaufbau eine Stagnationstemperatur von ca. 128°C (siehe Punkt "A" in Abb. 5.17).

5.2.3.2 Bestimmung der Wärmeverluste des Harfenkörpers

Um die Wärmeverluste der fluidführenden Kupferrohre innerhalb des Moduls bewerten zu können, wurde ein Versuch durchgeführt, bei dem die Rohre nicht mit Thermogeneratorstreifen bestückt wurden. Die Kühlkörper-Segmente wurden an die vorgesehene Position montiert, wobei ein direkter Kontakt zwischen Rohr und Kühlkörper vermieden wurde. Auf diese Weise heizt sich die das Rohr umgebende Luft bei durchströmtem Modul auf und die Wärmeübertragung an diese gegenüber der Umgebung isolierte Luftmenge konnte bestimmt werden. Die gemessenen

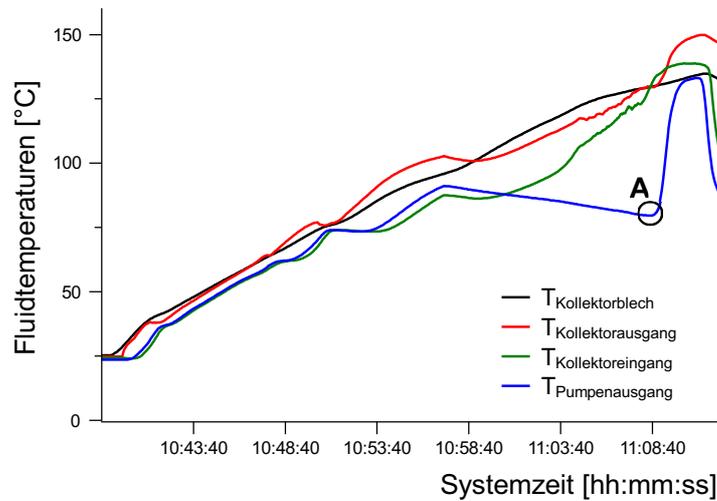


Abb. 5.17: Bestimmung der systemspezifischen Stagnationstemperatur.

Temperaturverläufe zeigt Abb. 5.18.

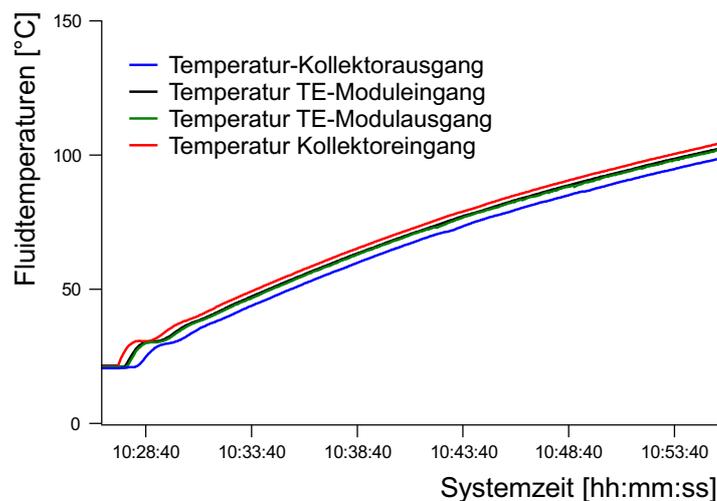


Abb. 5.18: Bestimmung der Wärmeverluste am Harfenrohr ohne Thermogeneratortreifen.

Die Abkühlung des Fluidstroms infolge der Wärmeverluste beträgt im eingeschwungenen Zustand des Systems bei einer Fluidtemperatur von 100°C ca. 0,3 bis 0,5 K. Hieraus errechnet sich ein Wärmeverlust von ca. 200 W. Basierend auf der Lufttemperatur der Umgebung sowie der Fluidtemperatur errechnet sich ein Wärmeübertragungskoeffizient von ca. $4,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$. Der im Abschnitt 4.3.3.3 angenommene Wert von $1 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ erwies sich somit als zu niedrig. Eine Korrektur und eine nochmalige Neuberechnung des dreidimensionalen Modells zeigt aber, daß der Leistungsverlust mit 30 mW Verlust an elektrischer Leistung für das Gesamtsystem nur marginal ist.

5.2.3.3 Bestimmung der Kühlwirkung und der elektrischen Leistung

Aus fertigungstechnischen Gründen wurden 93 Thermoelektrikstreifen à 21 cm Länge mit je 38 Thermogeneratoren (38 p- und n-Paare) bestückt. Die einzelnen Streifen wurden mit angelöteten Kontaktdrähten elektrisch verbunden, um auf die benötigte Länge von 1,50 m für die Modulrohre zu kommen. Die Modulrohre wurden mit diesen 1,50 m langen Generatorstreifen bestückt, die miteinander parallel oder in Reihe verschaltet werden können. Die Innenwiderstände aller 93 Streifen à 21 cm Länge wurden im kalten Zustand bestimmt. Der Mittelwert liegt bei $2,0 \Omega$, die Standardabweichung allerdings mit $1,07 \Omega$ sehr hoch. Somit errechnet sich ein mittlerer Innenwiderstand für einen einzelnen Thermogenerator von $52,5 \text{ m}\Omega$. Dies liegt immer noch deutlich höher als der angestrebte Innenwiderstand von unter $2 \text{ m}\Omega/\text{TEG}$.

Die gemessenen Temperaturen und die gemessenen elektrischen Spannungen zeigt Abb. 5.19. Durch Messung des Kurzschlußstroms konnte der Innenwiderstand des 1,50 m langen Thermogeneratorstreifens im kalten Zustand zu $9,1 \Omega$ bestimmt werden. Da für einen 1,50 m langen Generatorstreifen etwas mehr als 7 Streifen von 21 cm Länge verbunden wurden, wäre der rechnerische Wert des Widerstand bei einem Mittelwert von $2,0 \Omega$ der kurzen Streifen mehr als 14Ω . Hier zeigt sich, daß das verwendete Halbleitermaterial der Thermogeneratoren nicht exakt dem Ohmschen Gesetz gehorcht.

Das System zeigt eine schnelle Reaktion auf die Freischaltung des Moduls. Der Einschwingvorgang infolge der thermischen Trägheit (kaltes Wasser im TE-Modul und den Zuleitungen) ist bezogen auf die elektrische Spannung deutlich weniger ausgeprägt als bei den Temperaturen am Modulein- und -ausgang. Dies hängt mit der thermischen Kapazität der Kupferrohre und der Kühlrippen zusammen. Auch bei einer Abkühlung des Fluids ist kurzzeitig genügend Wärme in der Rohrwandung gespeichert, um die Temperaturen am Thermogenerator und damit die erzeugte Spannung deutlich wenig schwanken zu lassen.

Die Temperatur des Kühlkörpers im Bereich des vermessenen Rohrs lag bei einer Umgebungstemperatur von ca. 21°C bei 42°C . Die Abkühlung des Fluids liegt für eine Fluideintrittstemperatur von 100°C bei ca. $1,0\text{-}1,2 \text{ K}$. Der korrespondierende Wärmestrom über den Kühlkörper liegt zwischen 350 und 550 W . Beide Ergebnisse stimmen sehr gut mit den Berechnungen des 3D-Modells in Kapitel 4 überein. Dort wurden für den auf dem Prüfstand gemessenen Volumenstrom von etwa 330 l/h eine Abkühlung von $1,1 \text{ K}$ und ein Wärmeverlust des Fluids von 427 W berechnet.

Die erzeugte elektrische Leistung liegt allerdings noch deutlich unterhalb der vorausberechneten $4,87 \text{ W}$. Für eine thermoelektrisch erzeugte Spannung von ca. 800 mV ergibt sich eine gewinnbare Leistung von 284 mW für das gesamte TE-Modul. Würde der elektrische Innenwiderstand von 9Ω auf $0,49 \Omega$ (entspricht $2 \text{ m}\Omega/\text{TEG}$, wie weiter oben gefordert) gesenkt, so steigt die elektrische Leistung im Leistungsanpassungsmodus auf $5,12 \text{ W}$, was sehr gut zur im 3D-Modell berechneten Leistung paßt.

5.2.3.4 Mögliche Optimierungspotentiale

Neben der bereits beschriebenen Senkung des elektrischen Innenwiderstandes durch geeignete Maßnahmen im Prozeß der Herstellung der Thermogeneratorbauteile können auf Basis der in Kapitel 4 beschriebenen Berechnungsmodelle folgende Maßnahmen zur Optimierung der ther-

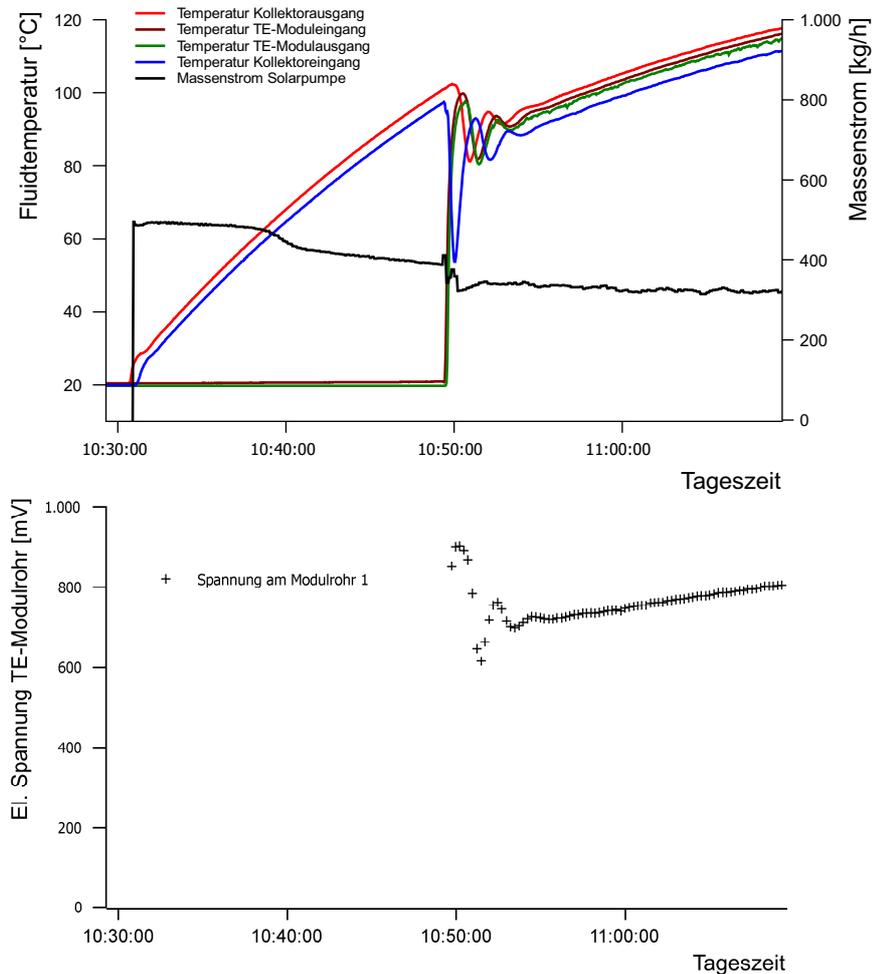


Abb. 5.19: Bestimmung der Kühlwirkung und der elektrischen Spannungen im Thermoelektrik-Modul.

mischen und elektrischen Leistung des Thermoelektrik-Moduls genutzt werden:

- Erhöhung der Kupferschichtdicke des Trägersubstrats zur Senkung des thermischen Widerstandes
- Verkürzung der Abstände zwischen Fluidrohr, Thermogeneratorbauteil und Kühlkörper
- Erhöhung der Schichtdicke des thermoelektrisch aktiven Materials
- Erhöhung der Anzahl der Thermogeneratorstreifen auf z.B. 2 pro fluidführendem Rohr

Sollte die Zielsetzung der Erreichung von Stagnationsvermeidung und optimierter elektrischer Leistung auch mit der Umsetzung dieser Maßnahmen nicht erreicht werden, so kann eine Modifikation in Richtung eines zweistufigen Moduls geprüft werden, in dessen erster Stufe thermoelektrische Generatoren arbeiten und in dessen zweiter Stufe die fluidführenden Rohre direkt

an Kühlrippen gekoppelt sind und damit für die notwendige Energieabfuhr zur Stagnationsvermeidung sorgen.

THERMOSIM - Simulation eines Solarthermiesystems mit Thermoelektrik-Modul

Im folgenden Kapitel wird die eigens zur Untersuchung und Optimierung von Solarthermiesystemen entwickelte Simulationssoftware THERMOSIM vorgestellt und diskutiert.

Im allgemeinen vermag eine Simulation physikalische Strukturen und Prozesse abzubilden und ermöglicht somit einen vergleichsweise kurzen Untersuchungs- und Optimierungszeitraum gegenüber einem realen Versuchsaufbau (Stichworte: "rapid prototyping", "virtual prototyping"). Für den Bereich der Solarthermie haben sich verschiedene Simulationskonzepte und -werkzeuge etabliert, die sich in ihrer Funktionalität und Komplexität unterscheiden. Es lassen sich relativ grob drei verschiedene Klassen unterteilen [42]:

- Auf EN 15316-4-3 basierende Produkte: z.B. SOLEN [96], CombiSol (*Excel*-basiert) [97]
- Kommerziell verfügbare Produkte: z.B. T*SOL [98], PolySun [99], TRANSOL [100]
- Wissenschaftlich orientierte Produkte: TRNSYS [101]

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine *Microsoft Excel*-basierte Simulation programmiert. Keines der oben genannten Programme verfügt als Standardbaustein über einen thermoelektrischen Generator. Um dessen Verhalten und seinen Einfluss auf das Gesamtsystem "Solarthermie-Anlage + Thermogenerator-Modul" darstellen und analysieren zu können, ist es wichtig, Temperaturverläufe an verschiedenen Systempunkten in kleiner Intervall-Auflösung über längere

Zeiträume verfügbar zu machen. Diese Anforderungen werden mit der erstellten Simulation THERMOSIM erfüllt.

6.1 Konzept

THERMOSIM beschreibt ein Hybridsystem aus einer thermischen Solaranlage und einem gekoppelten Thermogenerator-Modul (siehe Abb. 4.1). Die Gesamtanlage wird transient über den Zeitraum eines Kalenderjahres vom 01.01. bis zum 31.12. in variablen Intervallen bis hinunter zu 5 min berechnet. Dabei bietet THERMOSIM die Möglichkeit, verschiedene Komponenten in ihren Kenngrößen einfach zu verändern und anzupassen (z.B. Größe des Kollektorfeldes, Speicherinhalt, Wahl zwischen High flow- und Low flow-Pumpenmodus, etc.). Als Ergebnisse werden minimale und maximale Temperaturen an mehreren kritischen Systemstellen sowie solare Deckungsgrade in der Warmwasserbereitstellung und Heizungsunterstützung jeweils pro Kalendermonat dargestellt. Es können darüber hinaus zwei verschiedene Konfigurationen jeweils mit und ohne gekoppeltem Thermoelektrik-Modul direkt miteinander verglichen werden. Für die Konfiguration mit Thermogenerator werden die zu erwartenden elektrischen Leistungen und Jahresenergiemengen ebenfalls dargestellt.

Das System verwendet als Eingangsdaten für solare Einstrahlungen und Umgebungstemperaturen Daten aus der kommerziell verfügbaren Software "METEONORM" der Schweizer Firma METEOTEST [102]. METEONORM 6.1 (Edition 2009) ist eine globale Klimadatenbank kombiniert mit einem Wettergenerator. Die Software ermöglicht sowohl die Berechnung von langjährigen und aktuellen Monatsmittelwerten als auch von Werten für kurze Zeiträume bis hinunter auf 5 min-Intervalle eines typischen Jahres. Es wurde speziell für den Einsatz mit Simulationsprogrammen für Solaranlagen und Gebäude konzipiert. METEONORM liefert für beliebige Standorte auf der Erdoberfläche Wetterdaten für ein Durchschnittsjahr auf Basis von Interpolation gemessener Daten an über 8.000 Wetterstationen.

6.2 Modellierung der Systemkomponenten

6.2.1 Standort

In THERMOSIM sind mit Hilfe von METEONORM generierte Wetterdaten für fünf unterschiedliche Standorte hinterlegt: Amsterdam, Stuttgart, Nizza, Sevilla und San Diego. Diese Auswahl deckt die wichtigsten Zielgebiete mit unterschiedlichen Anforderungen bezüglich der Notwendigkeit von Heizungsunterstützung ab und bietet einen repräsentativen Querschnitt, der einfach um weitere Standorte ergänzt werden kann.

6.2.2 Solarkollektor

Der Solarkollektor wird in THERMOSIM als Flachkollektor modelliert. Diese Einschränkung gegenüber Vakuumröhrenkollektoren wird wegen der höheren Verbreitung innerhalb Europas, wo vier von fünf Standorten liegen, getroffen. Die Kollektorfeldgröße kann zwischen $2,5\text{ m}^2$ und 20 m^2 in $2,5\text{ m}^2$ -Schritten gewählt werden. Ebenfalls aus der gewählten Kollektorfläche ermittelt

das System das enthaltene Volumen an Kollektorfluid. Hier werden entsprechend dem modellierten Kollektor der Fa. *GreenOneTec* 1,6 l Kollektorfluid pro 2,5 m² Kollektormodul angesetzt.

Die Koeffizienten der Kollektorwirkungsgradgleichung (Effizienz des Kollektors bei Umgebungstemperatur (sog. *Starteffizienz*) sowie die beiden Wärmeverlustfaktoren) können frei gewählt werden (siehe Gl. 3.3). Es wurden in allen Simulationsläufen die Werte aus dem Datenblatt des *GreenOneTec*-Kollektors verwendet.

Das transiente Verhalten des Kollektors wird in jedem 5 min-Intervall analysiert. Folgende charakteristische Werte des Kollektors werden jeweils neu berechnet:

- Volumenstrom durch den Kollektor,
- Temperatur am Eingang des Kollektorfeldes,
- Temperatur am Ausgang des Kollektorfeldes,
- mittlere Temperatur des Kollektors,
- Energieverluste des Kollektors.

Die Temperatur am Kollektoraustritt errechnet sich aus der Energiebilanz über das Kollektorfeld. Die Energieverluste werden mit Hilfe der Temperaturen am Ein- und Ausgang des Kollektors berechnet. Im Falle des Pumpenstillstandes wird die mittlere Temperatur über eine Energiebilanz berechnet.

6.2.3 Primärkreislauf-Pumpe

Die Pumpe im primären Solarkreislauf wird mit festem Volumenstrom modelliert. Das Modell bietet die beiden Auswahlmöglichkeiten "*High Flow*" und "*Low Flow*". Für ein *High Flow*-System wird ein flächenbezogener Volumenstrom von 40 kg/(h m²) durch die Pumpe gefördert. Die absolute Fördermenge pro Stunde berechnet THERMOSIM mit Hilfe der ausgewählten Kollektorfläche. Für ein *Low Flow*-System liegt die entsprechende Fördermenge bei 12 kg/(h m²). Die Pumpe arbeitet im Modell mit einer Leistungsaufnahme von 30 W. Diese Leistung wird in der Gesamtenergiebilanz sowie der Wirtschaftlichkeitsrechnung berücksichtigt. Die durch den Pumpvorgang infolge von Reibung und Entropieproduktion in das Fluid eingetragene Energie wird vernachlässigt.

6.2.4 Speicherbehälter

6.2.4.1 Primärer Wärmeübertrager

Der Wärmeübertrager im Primärkreislauf wird als externer Gegenstromwärmeübertrager modelliert. Der Wärmeübertragungskoeffizient und die wärmeübertragende Fläche sind parametrisiert.

6.2.4.2 Schichtspeicher

Der Pufferspeicher wird als Schichtspeicher mit Schichtladelanze modelliert. Es stehen vier vordefinierte Volumina als Auswahlmöglichkeit zur Verfügung. Das Speichervolumen wird unabhängig vom ausgewählten Volumen in 10 gleich große horizontale Schichten geteilt, die miteinander in verschiedenen Wechselwirkungen stehen (Zu- und Abfluß von kalten und warmen Fluidströmen, Energieaustausch mit der Umgebung durch die Speicherwand). Schicht 1 ist die oberste, Schicht 10 die unterste Schicht. Beide Schichten interagieren nicht nur durch die vertikale Wand des Tanks, sondern auch durch die Boden- bzw. Deckelfläche mit der Umgebung. Die Schichten 2 bis 9 geben nur über die vertikale Wandfläche Energie an die Umgebung ab. Die geometrischen Abmaße des Tanks wurden analog den Maßen des *SolvisMax*-Speichers der Fa. *Solvis* gewählt.

Tankinhalt [l]	Höhe [m]	Durchmesser [m]
350	1,66	0,55
500	1,85	0,65
800	1,89	0,75
1000	1,99	0,79

Tab. 6.1: Geometrische Daten verschiedener Speicherbehälter-Varianten.

Auf der kompletten Außenseite des Speichers wurde eine Isolierung von 8 cm Dicke und einer thermischen Leitfähigkeit von $0,03 \text{ W}/(\text{m K})$ angenommen. Dies entspricht den Kenngrößen einer heute üblichweise verwendeten PUR-Schaumisolierung. Die Temperatur der Umgebungsluft kann im Modell frei gewählt werden. Sie entspricht bei einer Aufstellung des Speichers im Hauskeller der Lufttemperatur im entsprechenden Kellerraum. Sie wurde bei den hier dargestellten Simulationen mit 15°C angenommen.

Das Flußschema innerhalb des Schichtspeichers/Wärmetauschersystems ist wie folgt (siehe dazu Abb. 6.1):

1. Vorlauf Solarfluid vom Solarkollektor
2. Rücklauf Solarfluid zum Solarkollektor
3. Warmwasserzulauf in die Ladelanze
4. Kaltwasserzulauf in den primären Wärmeübertrager
5. Vorlauf Heizungswasser
6. Rücklauf Heizungswasser
7. Vorlauf in den Frischwasserwärmeübertrager
8. Rücklauf aus dem Frischwasserwärmeübertrager

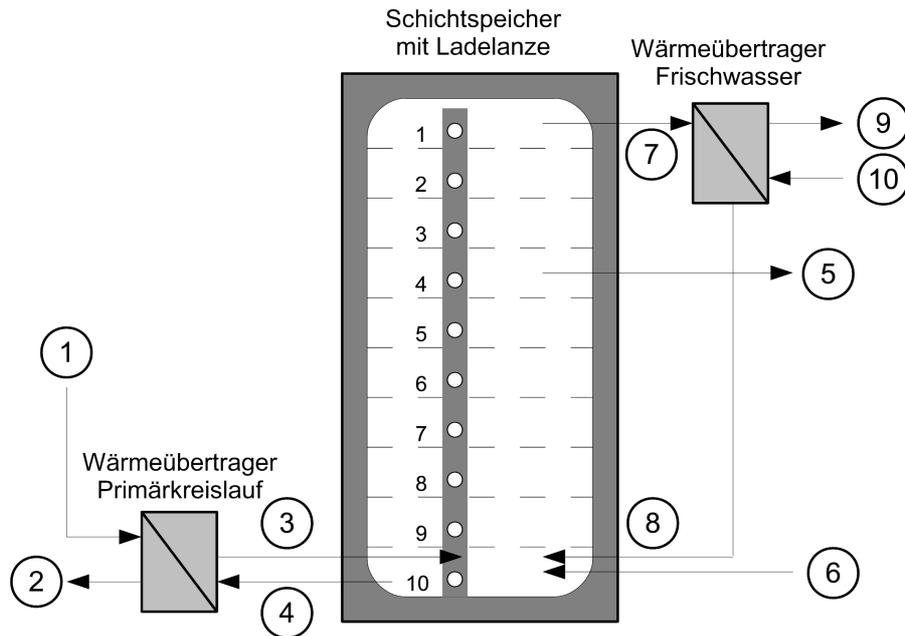


Abb. 6.1: Aufbau des Schichtspeichers mit angeschlossenen externen Wärmeübertragern und Flußschema.

9. Erwärmtes Frischwasser

10. Kaltes Frischwasser aus Wassernetz

6.2.4.3 Frischwassergruppe

Die Frischwassergruppe wird als externer Wärmeübertrager modelliert. Der Wärmeübertrager erwärmt Frischwasser von 15°C Eingangstemperatur auf eine Vorlauftemperatur von 50°C. Eine jahreszeitlich bedingte Veränderung der Eingangstemperatur in die Frischwassergruppe wurde im Modell vernachlässigt.

6.2.4.4 Lastprofil Warmwasser

Im Rahmen des Projekts "Energieautarkes Solarhaus Freiburg" wurden in den Jahren 1994 und 1995 Meßwerte zum Warmwasserverbrauch eines 4-Personen Haushaltes erfaßt [103]. Das Zeitraster der Messung betrug 10 Sekunden. Mit Hilfe einer Diskretisierung des gewonnenen Tagesprofils in ein Raster von 15 min konnte ein gemittelt Zapfprofil des Jahres gewonnen werden, das nach Berechnungen innerhalb des Projektes keine wochentagsbedingte Abhängigkeit ergeben hat. Das in Abb. 6.2 dargestellte Profil wurde für die Simulationsstudien in dieser Arbeit verwendet. Die Integration ergibt einen Tagesenergiebedarf von ca. 6 kWh.

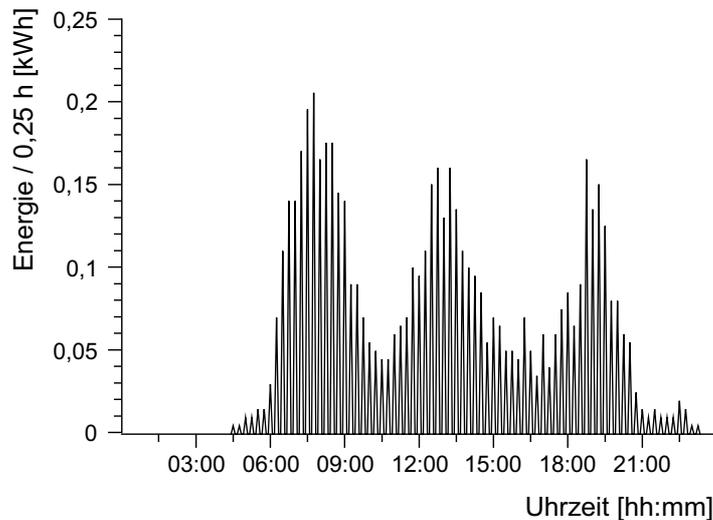


Abb. 6.2: Durchschnittliches Tagesprofil des Warmwasserbedarfs (nach [103]).

6.2.4.5 Heizungsgruppe

Das Modell enthält die Möglichkeit, sowohl Systeme zur Brauchwassererwärmung als auch zur zusätzlichen Heizungsunterstützung zu simulieren. Hierzu kann die Auswahl getroffen werden, ob das System über eine Heizungsunterstützung verfügt. Als konventionelle Zusatzheizung wurde ein Ölbrenner modelliert. Er arbeitet mit einem Wirkungsgrad von 85% und heizt die oberen 10% des Speicherbehältervolumens auf die gewünschte Vorlauftemperatur des Warmwassers (hier 50°C) und die nächsten 20% des Behältervolumens auf die gewünschte Vorlauftemperatur des Heizungssystems (hier 35°C).

6.2.4.6 Lastprofil Heizung

Der Heizwärmebedarf eines Gebäudes gibt die Wärmemenge an, die im Mittel während einer Heizperiode den Räumen des Gebäudes zugeführt werden muß, um eine gewünschte Innentemperatur zu erzeugen und zu halten. Der Heizwärmebedarf kann zum Beispiel in Anlehnung an EN 832 berechnet werden [104]. Es wurden vier verschiedene Haustypen mit dazu gehörenden Wärmeübergangskoeffizienten an die Umgebung in die Simulation integriert [105]. Dieses Vorgehen hat gegenüber der Vorgabe einer konstanten jährlichen Energiebedarfsmenge pro Fläche den Vorteil, daß Standorte in unterschiedlichen Klimazonen mit verschiedenem Heizenergiebedarf berücksichtigt werden können. Für den Standort Stuttgart ergibt sich für die vier Haustypen folgender jährlicher Energiebedarf auf Basis eines Hauses von 135 m² beheizter Fläche:

- Altbau ohne Isolierung: 200 kWh/(m² a)
- Altbau mit Isolierung: 123 kWh/(m² a)
- Neubau mit Isolierung: 98 kWh/(m² a)

- Niedrigenergiehaus: 68 kWh/(m² a)

Außerdem wurde eine wählbare Nachtabsenkung der Raumtemperatur zwischen 0:00 und 6:00 Uhr berücksichtigt.

6.2.5 Thermoelektrik-Modul

Das Thermoelektrik-Modul wird analog der in Kapitel 4 gegebenen Beschreibung modelliert. Es wird dabei der dort ermittelte leistungsoptimale thermische Widerstand von ca. 250 K/W pro Thermogenerator angenommen (siehe Abb. 4.21 und dortige Erläuterung). Als Freigabetemperatur wird die technisch relevante Temperatur des Fluids von 100°C gewählt. Das Thermoelektrik-Modul wird bei einer unteren Temperatur des Fluids am Kollektorausgang von 70°C geschlossen.

6.3 Darstellung der simulierten Temperaturverläufe

Als Basis wird ein Kollektorsystem mit Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung von 10 m² Größe und einem Speicherbehälter von 1.000 l in einem Altbau mit Isolierung und 135 m² beheizter Fläche am Standort Stuttgart gewählt. Folgende Werte wurden für die beschriebenen Parameter der Systemkomponenten eingesetzt:

- Wärmeübertragungskoeffizient des primären Wärmeübertragers: 1.000 W/(m² K)
- Wärmeübertragende Fläche des primären Wärmeübertragers: 2,5 m²
- Wärmeübertragungskoeffizient Fluid an innere Speicherwand des Speichers: 1.250 W/(m² K)
- Wärmeübertragungskoeffizient Isolierung an Umgebungsluft des Speichers: 5 W/(m² K)
- Wärmeleitwert $k \cdot A$ der Frischwassergruppe: 5.800 W/K
- Massenstrom der Flächenheizung: 150 l/h
- Sollwert der Raumtemperatur im Winter: 23°C
- Nachtabsenkungstemperatur im Winter: 18°C

6.3.1 Temperaturschichtung im Speicherbehälter

Abb. 6.3 zeigt beispielhaft die Temperaturverläufe der 10 Wasserschichten des Speicherbehälters für den Zeitraum vom 15.05. 06:00 Uhr bis zum 17.05. 24:00 Uhr des Referenzjahres für ein Standardsystem (10 m² Kollektorfeld, 1.000 l Speicherbehälter). Der Zeitraum liegt nach dem kompletten Abschalten der Heizung am 15.05. um 6:00 Uhr für die Periode von Mitte Mai bis Mitte September. Man erkennt die schnell eintretende Reaktion der Schichtentemperaturen, nachdem die Heizung keine Wärmeenergie mehr aus dem Speicher abzieht. Die größeren Abstände der Schichttemperaturen der unteren Schichten erklären sich aus der Schichtung innerhalb des Speichers. Es wird immer das kälteste Wasser aus der untersten Schicht des Speichers zum primären

Wärmetauscher hin abgezogen, dort erwärmt und in die passend temperierte Schicht des Speichers gepumpt. Dieses Wasser verdrängt die dort befindliche Wassermenge, die nach unten in die nächst tiefere Schicht sinkt, usw. Auf diese Weise wirkt sich ein Einschichten von warmem Wasser in die oberste Schicht auch auf alle übrigen Schichten aus. Man erkennt ebenfalls die relativ geringen Energieverluste des Speichers in den Nachtstunden.

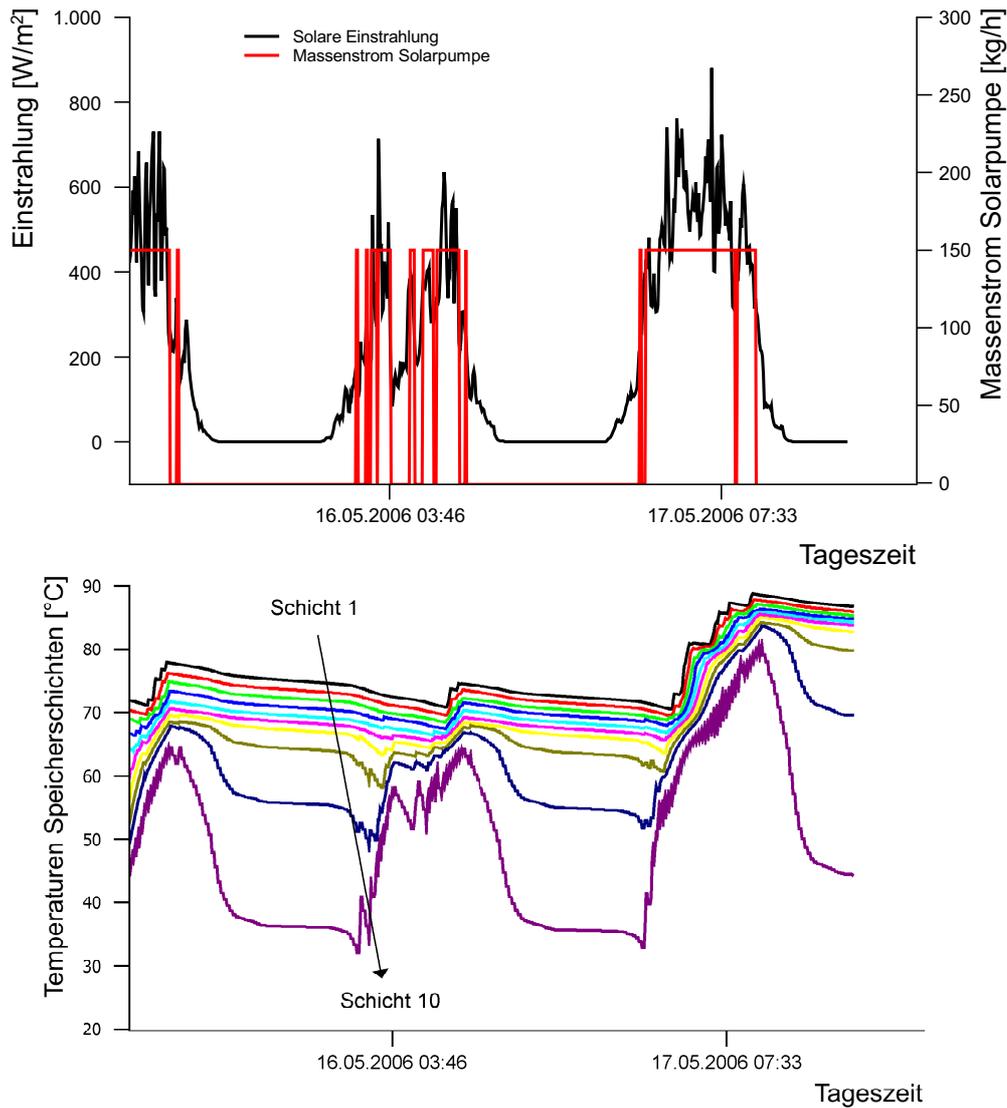


Abb. 6.3: Temperaturverläufe der Schichten im Speicherbehälter vom 15.-17. Mai des Referenzjahres.

6.3.2 Analyse der Gesamtanlage

Tab. 6.2 zeigt den monatlichen Energiebedarf für Warmwasser und Heizung und den Grad der solaren Deckung über die Solarthermieanlage im Jahresverlauf. Die durch die Solarthermie-Anlage eingesparte Ölmenge beträgt 568 l/Jahr. Das System stagniert an insgesamt 38 Tagen des Referenzjahres.

Monat	Warmwasser- energiebedarf [kWh/Monat]	Solare Deckung [%]	Heizenergie- bedarf [kWh/Monat]	Solare Deckung [%]	Stag- nations- tage
Januar	216,8	54,3	3.673	8,7	0
Februar	195,8	55,6	2.914	8,6	0
März	216,8	61,5	2.566	20,9	0
April	209,8	73,6	1.443	31,7	0
Mai	216,8	84,8	663	44,3	1
Juni	209,8	95,8	0	n.a.	11
Juli	216,8	100,0	0	n.a.	23
August	216,8	88,0	0	n.a.	0
September	209,8	94,5	195	66,0	3
Oktober	216,8	78,9	788	36,3	0
November	209,8	58,9	1.826	18,9	0
Dezember	216,8	55,7	2.630	11,7	0
Summe	2.553	75,2	16.697	17,5	38

Tab. 6.2: Energiebedarf und solare Deckung für Warmwasser und Heizung am Referenz-Haus mit einem 10 m² großen Kollektorfeld.

Abb. 6.4 zeigt die Temperaturverläufe des Solarfluids am Kollektorausgang, die Temperaturen in der obersten und untersten Schicht des Speicherbehälters, die solaren Einstrahlwerte sowie die Ein- und Ausschaltzyklen der Solarpumpe am 12. Juni des Referenzjahres. Man erkennt die schnelle Erwärmung des Fluids und der obersten Speicherschicht in den Morgenstunden. Im Speicher müssen nur die Energieverluste der vorhergegangenen Nacht und die relativ niedrigen Lastwerte des Warmwasserverbrauchs in den frühen Tagesstunden ersetzt werden. Die Grenztemperatur von 90°C der obersten Schicht ist um 10:10 Uhr erreicht und die Pumpe schaltet ab. In der Folge erwärmt sich das Fluid im Kollektorfeld weiter und erreicht um 10:45 Uhr die Stagnationstemperatur von 140°C. Die Pumpe ist daraufhin für den Rest des Tages nicht wieder einschaltbar und der Speicherbehälter kühlt in Folge weiterer Warmwasser-Lasten ab.

Das wärmste Wasser der obersten Schicht wird dem Frischwasserwärmeübertrager zugeführt, erwärmt das Frischwasser und wird abgekühlt dem Speicher in der untersten Schicht wieder zugeführt. Als Folge werden die im Speicher befindlichen Wasserschichten nach oben verschoben und das Temperaturniveau jeder Schicht sinkt. Man erkennt diesen Sachverhalt in der stärkeren Abkühlung der untersten Schicht im Vergleich zur obersten Schicht.

Im Gegensatz dazu zeigt das System mit einem gekoppelten Thermoelektrik-Modul ein völlig

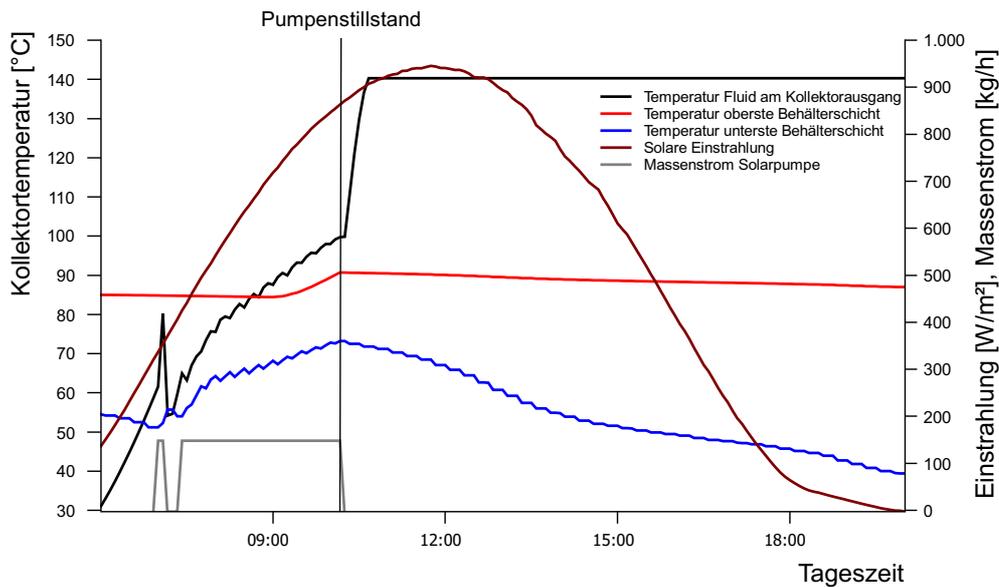


Abb. 6.4: Temperaturverläufe verschiedener Systemstellen mit Stagnation am 12. Juni des Referenzjahres.

verändertes Verhalten. Abb. 6.5 zeigt die Temperaturverläufe an den gleichen Systemstellen wie Abb. 6.4. Die Temperatur des Solarfluids am Kollektorausgang steigt bis 10:10 Uhr auf 100°C , danach werden die Dreiwege-Ventile des Thermoelektrik-Modul geöffnet und der Massenstrom der Pumpe auf 300 kg/h erhöht. Das Thermoelektrik-Modul wird bis 15:50 Uhr durchströmt. Die maximale Fluidtemperatur steigt während einer Überschwingung des Systems beim Freischalten des Thermoelektrik-Modul auf max. 110°C . Erst bei Unterschreiten einer vorgegebenen Temperaturgrenze von 70°C wird das Modul geschlossen und das System förderte wieder Energie in den Speicherbehälter, falls die Temperatur in der obersten Speicherschicht unter einer vorgegebenen Schwelle von 70°C läge. Dies ist am gewählten Tag nicht der Fall, da der Speicher nur gering belastet wird. Die Pumpe schaltet nach Schliessen des Thermoelektrik-Moduls endgültig ab.

Das Thermoelektrik-Modul arbeitet im Referenzjahr auf Basis einer Effizienz, die bei 20% des Carnot'schen Wirkungsgrades liegt, mit maximal 3,0% Effizienz und erzeugt bei einer maximalen Leistung von 201 W an 41 Tagen eine Energie von 17,7 kWh/Jahr. Das Thermoelektrik-Modul wird 232 Stunden lang durchströmt. Die Pumpe verbraucht während der Modul-Laufzeit 7,0 kWh/Jahr.

Die Betrachtung eines Systems mit einer auf 20 m^2 vergrößerten Kollektorfläche zeigt ohne Thermoelektrik-Modul 56 Stagnationstage pro Jahr. In der Praxis werden solche Systeme aus Sicherheitsgründen wie weiter oben beschrieben, nicht installiert. Wird das Kollektorfeld mit einer Thermoelektrik-Modulfläche von 6 m^2 gekoppelt, so kann eine komplette Stagnationsvermeidung erreicht werden. Die maximale Fluidtemperatur beträgt 137°C . Das Thermoelektrik-Modul wird an 65 Tagen insgesamt 359 Stunden lang durchströmt. Er produziert bei einer maximalen Leistung von 236 W eine Energie von 48,2 kWh/Jahr und erreicht dabei eine maximale Effizienz von 3,2%. Die zusätzliche Pumpenenergie beträgt 10,8 kWh/Jahr. Es verbleibt somit eine erzeugte Netto-Energie von 37,4 kWh/Jahr. Die eingesparte Heizölmenge beträgt 746

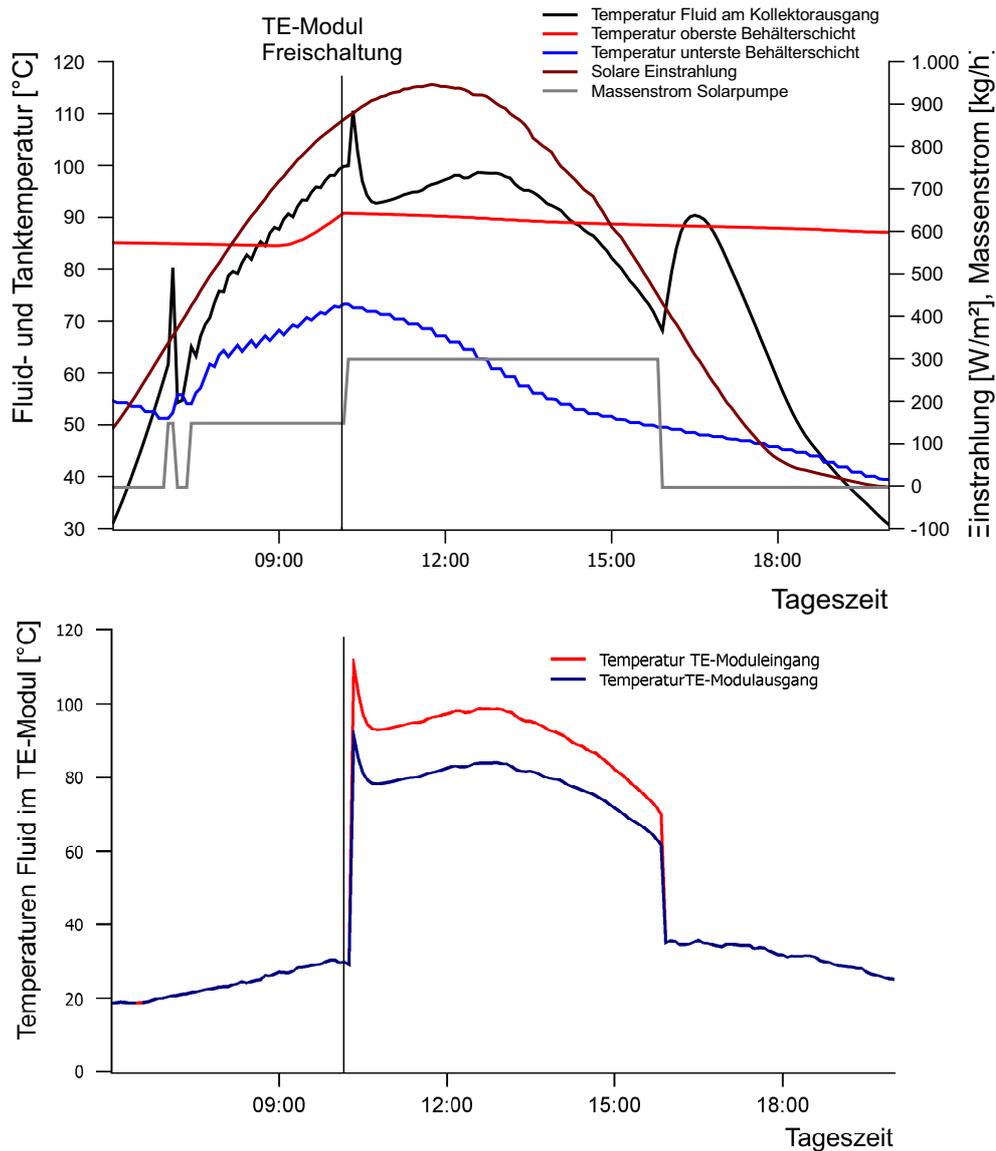


Abb. 6.5: Temperaturverläufe verschiedener Systemstellen mit eingeschaltetem Thermoelektrik-Modul am 12. Juni des Referenzjahres.

l/Jahr.

Tab. 6.4 zeigt zum Abschluß kurz die wichtigsten Kennzahlen eines Solarthermie-Thermoelektrik-Systems an den anderen in THERMOSIM hinterlegten Standorten.

Als Ergebnis kann festgehalten werden, daß bei einer Auslegung des Thermoelektrik-Moduls mit dem leistungsoptimalen thermischen Widerstand von ca. 250 K/W pro Thermogenerator-Bauteil die Möglichkeit der kompletten Stagnationsvermeidung auch für größere und heute nicht realisierte Anlagen gezeigt wurde. Die Integration eines solchen Bauteiles ermöglicht neben der

Monat	Warmwasser- energiebedarf [kWh/Monat]	Solare Deckung [%]	Heizenergie- bedarf [kWh/Monat]	Solare Deckung [%]	Stag- nations- tage
Januar	216,8	55,3	3.673	15,5	0
Februar	195,8	57,7	2.914	15,0	0
März	216,8	67,4	2.566	30,7	0
April	209,8	79,4	1.443	41,9	0
Mai	216,8	89,8	663	57,2	0
Juni	209,8	96,7	0	n.a.	0
Juli	216,8	100,0	0	n.a.	0
August	216,8	91,6	0	n.a.	0
September	209,8	98,0	195	75,7	0
Oktober	216,8	85,4	788	47,3	0
November	209,8	63,5	1.826	28,9	0
Dezember	216,8	58,5	2.630	20,2	0
Summe	2.553	78,7	16.697	26,1	0

Tab. 6.3: Energiebedarf und solare Deckung für Warmwasser und Heizung am Referenz-Haus mit einem 20 m² großen Kollektorfeld.

Standort	Solare Deckung Warmwasser	Solare Deckung Heizung	TE-Modul- Aktionstage
Amsterdam	69,6%	16,1%	2
Nizza	83,6%	33,8%	94
Sevilla	90,0%	46,6%	123
San Diego	93,8%	64,0%	113

Tab. 6.4: Kennzahlen von Solarthermie-Thermoelektrik-Systemen am Referenz-Haus mit einem 10 m² großen Kollektorfeld an anderen Standorten.

Stagnationsvermeidung die Vergrößerung heute verwendeter Kollektorfelder und damit die deutliche Anhebung der solaren Deckungsbeiträge speziell zu Beginn der Heizperiode im Herbst und zum Ende der Heizperiode im Frühling. Zusätzlich wird neben der Steigerung der solaren Deckungsrate elektrische Energie generiert, deren Umfang allerdings nicht mit z.B. einer photovoltaisch erzeugten Jahresmenge vergleichbar ist. Sicherlich existieren in diesem Punkt noch Steigerungspotentiale durch eine geänderte Systemregelung (z.B. Nutzung eines Teilmassenstromes zur thermoelektrischen Energiewandlung auch in nicht stagnationsgefährdeten Zeiträumen). Über eine Wirtschaftlichkeit solcher Optimierungen kann erst nach Abschluß umfangreicher Feldtests entschieden werden.

Ein Vergleich des entwickelten Thermoelektrik-Moduls mit anderen möglichen Lösungen der Stagnationsvermeidung in Bezug auf technische und wirtschaftliche Randbedingungen erfolgt im nächsten Abschnitt.

Vergleich verschiedener Konzepte zur Stagnationsvermeidung

Zum Abschluß der Darstellung zu dem untersuchten Hybridsystem aus Solarthermie und Thermoelektrik wird dieses aus technischer und wirtschaftlicher Sicht mit dem heutigen Stand der Technik (siehe Kapitel 3.4.3) verglichen und auf seine Vorteilhaftigkeit überprüft. Hierzu werden sowohl Daten der meßtechnischen Untersuchung aus Kapitel 5 als auch Daten aus der Simulation THERMOSIM, die in Kapitel 6 beschrieben wurde, verwendet.

7.1 Vergleich aus technischer Sicht

In diesem Abschnitt werden die in Kap. 3.4.3 als Stand der Technik erläuterten Ansätze mit dem in den Kapiteln 4 und 5 beschriebenen Thermoelektrik-Modul verglichen. Aus technischer Sicht soll hier nur nach *”erfolgreiche Vermeidung von Stagnation”* und *”noch auftretende Stagnation”* unterschieden werden. Der Grad der Schäden oder Anlagenbelastungen durch Stagnation läßt sich ohne ausreichende Stichprobenanalyse nicht durchführen. Bisher ist keine Untersuchung bekannt, die dieses Thema mit einer genauen Datenerfassung für eine ausreichend große Anlagen-Stichprobe behandelt. Als Entscheidungswerkzeug wurde das Auftreten von Stagnationstagen innerhalb eines Jahres in der in Kapitel 6 beschriebenen Simulation THERMOSIM genutzt.

Folgende Anlagenvarianten mit Technologien zur Stagnationsvermeidung werden in diesem Abschnitt mit der Basisanlage aus technischer Sicht verglichen:

- Nachtauskühlung über Kollektorfeld
- Flüssigkeitskühler als Zusatzaggregat

- Hybridanlage aus Solarthermie und Thermoelektrik-Modul

Die Basisanlage zeigt laut den im vorherigen Abschnitt beschriebenen Simulationen Stagnation an 38 Tagen des Jahres.

7.1.1 Nachtauskühlung über Kollektorfeld

Der Effekt einer Nachtauskühlung des Speicherbehälters über das Kollektorfeld bei einer Speichertemperatur im oberen Bereich über 70°C zur Stagnationsvermeidung ist in THERMOSIM zu vernachlässigen. Ein positiver Effekt wird auch in den Ergebnissen von *Lustig* (vgl. Abschnitt 3.4.3.2) nicht erwähnt. In THERMOSIM erhöht sich die Zahl der Stagnationstage im vergleichbaren System sogar von 38 auf 41 Tage. Die Nachtauskühlung erhöht die Pumpenlaufstunden von 2.039 h/Jahr auf 2.121 h/Jahr und verbraucht 2,4 kWh mehr an elektrischer Energie.

Eine Erklärung für das in THERMOSIM simulierte Ergebnis kann eine Einschränkung sein, die auch in realen Systemen gegeben ist: Das Konzept der nächtlichen Auskühlung funktioniert nur, wenn der Speicher gleichzeitig durchmischt wird. Zur Erzielung einer effizienten Durchmischung muß aber ein Rührwerk im Speicher installiert sein, das bei keinem derzeit am Markt angebotenen Speicher vorhanden ist. In realen Speichern wird im Gegensatz zu einer möglichen Durchmischung explizit Wert auf eine Schichtung und Nichtvermischung von Wasserschichten unterschiedlicher Temperatur geachtet, die gegen eine gute Wirksamkeit der nächtlichen Auskühlung über das Kollektorfeld sprechen. Der in THERMOSIM simulierte Speicher der Fa. *Solvis* mit Schichtspeicherlanze kann ein solches Konzept nicht wirksam abbilden.

7.1.2 Flüssigkeitskühler als Zusatzaggregat

Die überschüssige Wärme des Solarfluids kann vor Beginn der Stagnation durch einen Flüssigkeitskühler abgeführt werden, so daß die thermische Belastung durch das Stagnationsphänomen vermieden werden kann. Dieser Kühler kann sowohl flüssigkeits- als auch luftgekühlt sein. Die Wasserkühlung hat den Vorteil einer besseren Kühlerkapazität, sie verkompliziert das System allerdings und wird normalerweise zu zusätzlichen Betriebskosten führen, da die wenigsten Anlagennutzer Zugang zu kostenfreiem Kühlwasser z.B. aus einem Bach haben. Die Luftkühlung kann auf einem Norddach ähnlich der angedachten Position des Thermoelektrik-Moduls installiert werden.

In THERMOSIM wurde ein luftgekühlter Flüssigkeitskühler dadurch simuliert, daß der thermische Widerstand des Thermoelektrik-Moduls auf Null gesetzt wurde. Somit verbleibt als thermischer Widerstand nur der Übergangswiderstand des Fluidstroms an das Rohr sowie der Übergangswiderstand von den Kühlrippen an die Umgebungsluft.

Es zeigt sich, daß bereits 0,5 m² Kühlerfläche für eine ausreichende Stagnationssicherheit sorgen. Der Kühler wird in der Beispielsimulation an 30 Tagen in insgesamt 208,5 Stunden durchströmt, was fast genau den Stagnationszeiten des nichtgekühlten Systems entspricht. Die Einsparungen an Heizöl und die solaren Deckungsgrade entsprechen denen des Thermoelektrik-Moduls. Der zusätzliche Energieverbrauch ist mit 6,3 kWh gegenüber dem Nutzen der Stagnationsvermeidung zu vernachlässigen.

Von der Fa. *PAW* wird unter der Produktreihe *FlowCon* ein Kühler angeboten, der direkt vor

der Solarstation im Keller installiert wird [106]. Nachteilig neben einer durch die isolierte und gekapselte Bauweise begrenzten Kühlwirkung ist die Wärmeabgabe an die Umgebungsluft des Heizungsraums, so daß die dem Fluid entzogene Energie die Umgebung innerhalb des Kellers aufheizt. Unter der Annahme einer 20 m^2 großen Kollektorfläche und einem Kollektorwirkungsgrad von 45% bei einer maximalen Solareinstrahlung von 1.100 W/m^2 muß über diesen Kühler ein Wärmestrom von 9.900 W abgegeben werden. Dies heizt den Kellerraum aber bis auf ca. 70°C auf.

Eine alternative Lösung wäre die Montage eines Flüssigkeitskühlers außerhalb des Hauses an einer sonnengeschützten Stelle analog der angedachten Position des Thermoelektrik-Moduls. Die wirtschaftlich günstigste Lösung, die heute ohne weitere Entwicklungen bereits verfügbar wäre, könnte in der Verwendung eines Heizkörpers zur Abgabe der Wärme an die Umgebung liegen.

Die durch Strahlung und freie Konvektion abgegebene Wärmemenge eines Heizkörpers kann gemäß Boeckh [3] für eine 20 m^2 große Kollektorfläche mit einem Fluidmassenstrom von 800 l/h abgeschätzt werden. Für eine Vorlauftemperatur von 100°C kühlt sich der Fluidstrom für eine Kühlerfläche von $4,5\text{ m}^2$ (dies ergibt unter Berücksichtigung von Vorder- und Rückseite eine wärmeübertragende Fläche von 9 m^2) um $12,1\text{ K}$ ab und gibt dabei einen Wärmestrom von 10.214 W durch Strahlung und freie Konvektion an die Umgebung ab. Dies liegt gerade etwas höher als die verlangten 9.900 W und sichert so die Vermeidung von Stagnation.

7.1.3 Hybridanlage aus Solarthermie und Thermoelektrik-Modul

Im Kapitel 6 wurde gezeigt, daß eine gekoppelte Anlage aus Thermogenerator- und Solarthermiesystem bei einem Flächenverhältnis von 3 m^2 Thermoelektrik-Modul pro 10 m^2 Kollektorfläche für einen mitteleuropäischen Standort bei einem leistungsoptimalen thermischen Widerstand des Thermogenerators die Stagnation ganzjährig vollständig vermeiden kann.

7.2 Vergleich aus wirtschaftlicher Sicht

Um verschiedene Technologien zur Stagnationsvermeidung auch wirtschaftlich miteinander vergleichbar zu machen, wurde das in Kap. 6 beschriebene THERMOSIM-Simulationstool um eine Funktionalität zur Berechnung des Jahresnutzens eines Anwenders erweitert. Hierzu mußten vor allem die Investitionskosten der unterschiedlichen Installationsvarianten ermittelt und miteinander verglichen werden. Als Quelle wurde die Brutto-Preisliste der Fa. *Sonnenkraft* (letzter verfügbarer Stand: 2008) ausgewählt, da sie alle notwendigen Informationen wie Bauteil-Preise sowie Montage- und Inbetriebnahmekosten für verschiedene Anlagengrößen enthält [107].

Als Basis wird die bereits in Kapitel 6 beschriebene Standard-Anlage verwendet. Die zusätzliche Ölheizung wurde nicht in die Anschaffungskosten integriert, da sie baugleich sowohl mit als auch ohne eine unterstützende Solarthermie-Installation benötigt wird. Die für die vollständige Installation dieser Anlage aus dem Hause *Sonnenkraft* lt. Preisliste anfallenden Kosten sind in Tabelle 7.1 aufgeführt. Die Tabelle beinhaltet über die Kosten hinaus eine staatliche Förderung in Höhe von 90 €/m^2 plus einer Einmalsumme von 400 € , die zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit in der Bundesrepublik Deutschland für eine im Ersatz für eine ältere Heizungsanlage installierte

Kollektoren und Dachhaken	4.218,55 €
Verbindungsrohre	922,25 €
Speicherbehälter	4.272,10 €
Installation auf Dach	612,85 €
Montage aller Komponenten	2.170,56 €
Inbetriebnahme	208,25 €
Summe	12.404,56 €

Tab. 7.1: Investitionskosten einer Standard-Anlage von 10 m² Kollektorfläche und einem Speichervolumen von 1.000 l.

	Standard-Anlage	Gross-Anlage
Kollektorfeldgröße	10 m ²	20 m ²
Brutto-Investition	12.404,56 €	16.867,06 €
Staatliche Förderung	1.300,00 €	2.200,00 €
Netto-Investition	11.104,56 €	14.667,06 €
Solarer Deckungsgrad Warmwasser	75,2%	78,7%
Solarer Deckungsgrad Heizung	17,5%	26,1%
Resultierende Ölersparnis	568,1 l/Jahr	746,2 l/Jahr
Resultierende Kostenersparnis	340,87 €	447,72 €
Jährlicher Instandhaltungsaufwand	62,02 €	84,34 €
Amortisationszeit	39,8 Jahre	40,4 Jahre

Tab. 7.2: Investitionskosten und Kostenersparnisse für eine Standard- und eine Gross-Anlage (10/20 m² Kollektorfläche, Speichervolumen 1.000 l, Ölpreis 0,60 €/l, Instandhaltungsaufwand 0,5% der Brutto-Investition).

Heizung mit Solarunterstützung gewährt wird [108].

Es werden für alle Technologie-Varianten sowohl die Installationskosten als auch die Ersparnisse in Form von eingesparten Heizölmengen berücksichtigt. Die Langzeiterparnisse infolge einer eventuell verlängerten Anlagenlebensdauer durch vermiedene Belastungen an Stagnationstagen sind quantitativ nicht sicher zu erfassen. Berücksichtigt man aber die in Tabelle 7.2 berechneten jährlich eingesparten Heizölkosten durch die Basisanlage und nimmt beispielsweise eine um 5 Jahre verlängerte Lebensdauer an, so ist einfach zu erkennen, daß dies die Wirtschaftlichkeit der Anlage drastisch erhöhen kann. Die geplanten oder tatsächlichen Kosten für zusätzliche Bauteile sind entweder bekannt (Thermoelektrik-Modul) oder nach Recherchen geschätzt (Flüssigkeitskühler).

Man erkennt in Tab. 7.2 die enorm lange Amortisationsdauer der Standard-Anlage von 39,8 Jahren für einen relativ niedrigen Heizölpreis von 0,60 €/l. Bei einer angenommenen Verdopplung auf 1,20 €/l sinkt die Amortisationsdauer auf 17,9 Jahre. Eine Groß-Anlage mit einer ver-

doppelten Kollektorfläche von 20 m² und einem unveränderten Speicher von 1.000 l würde für den Endnutzer um ca. ein Drittel teurer in der Anschaffung sein, ist in der Amortisationsdauer aber mit 40,4 Jahren (basierend auf einem Heizölpreis von 0,60 €/l) bzw. mit 18,1 Jahren (basierend auf einem Heizölpreis von 1,20 €/l) fast gleich attraktiv. Unter der Annahme zukünftig steigender Kosten für fossile Brennstoffe schließt sich die Lücke komplett und eine größere Anlage ist gleichwertig zu einer kleineren Standard-Anlage. Die Gründe, aus denen größere Anlagen in der Praxis nicht installiert werden, wurden in den vorherigen Abschnitten bereits erläutert.

7.2.1 Nachtauskühlung über Kollektorfeld

Eine Änderung bzw. Verbesserung der Wirtschaftlichkeit durch Nutzung der Nachtauskühlung konnte nicht nachgewiesen werden. Sowohl Nutzenänderung als auch Kostenerhöhung sind im vernachlässigbaren Bereich.

7.2.2 Flüssigkeitskühler als Zusatzaggregat

Ein entsprechender Flüssigkeitskühler wird z.B. von der Fa. PAW für einen Preis von ca. 141 € angeboten [109]. Nachteilig ist wie oben beschrieben die Montage des Kühlers direkt vor der Solarstation im Kellerraum. Es wird deshalb im weiteren nur die Variante des außen montierten Heizkörper-Kühlers bewertet.

Die Kosten für die Anschaffung von 4,5 m² Heizkörperfläche wurden im Fachhandel recherchiert [110]. Die Kosten für einen 1 m² großen Heizkörper liegen bei 245 €/Stück. Um eine Ausrüstung dieses Bauteils für den Außenbereich sowie die Montage auf Dach oder an der Fassade zu berücksichtigen, wurde dieser Wert verdoppelt. Es entsteht eine zusätzliche Investition von 2.205 €. Tab. 7.3 zeigt die Wirtschaftlichkeitsberechnung für ein solches System.

Ein solches System ist wirtschaftlich einem Hybrid-System aus Solarthermie und einem Thermoelektrik-Modul trotz der niedrigen Zusatzinvestition unterlegen, wie der nächste Abschnitt zeigt.

7.2.3 Hybridanlage aus Solarthermie und Thermoelektrik-Modul

Es werden im folgenden eine heute übliche Standard-Anlage mit 10 m² Kollektorfläche ohne Thermoelektrik-Modul und eine Gross-Anlage mit 20 m² Kollektorfläche und zusätzlichem Thermoelektrik-Modul (Speichergröße jeweils 1.000 l) verglichen. Diese beiden Szenarien bilden die möglichen zukünftigen Entscheidungsalternativen eines Hausbesitzers bei der Nachrüstung einer solarunterstützten Heizung ab. Die Wirtschaftlichkeitsberechnung der Standard-Anlage findet sich in Tab. 7.2. Für die Hybridanlage ergeben sich die Daten gemäß Tab. 7.4. In der Berechnung wurden keine Ersparnisse durch eine längere Lebensdauer der Anlage berücksichtigt. Als Einspeisevergütung für die thermoelektrisch erzeugte Energie wurden 0,56 € angesetzt. Dies entspricht der Förderung, die für photovoltaische Installationen am Beginn dieser Technologie über das EEG gezahlt wurde. Eine alternative Form der Nutzung der erzeugten elektrischen Energie könnte eine Speicherung in einer Batterie sein, da dadurch Inverter- und Anschlußkosten vermieden werden. Allerdings darf die gespeicherte Energie dann nur zu den aktuellen kWh-Kosten des Endnutzers bewertet werden. Die Hybrid-Anlage kann die Amortisationsdauer um ca. 5,5% im Vergleich zu einer heutigen Standard-Anlage senken. Berücksichtigt man zusätzlich

Brutto-Investition	19.072,06 €
davon Flüssigkeitskühler	2.205,00 €
Staatliche Förderung	2.200,00 €
Netto-Investition	16.872,06 €
Solarer Deckungsgrad Warmwasser	78,7%
Solarer Deckungsgrad Heizung	26,1%
Resultierende Ölersparnis	746,3 l/Jahr
Resultierende Kostenersparnis	447,79 €
Erzeugte elektrische Energie	0 kWh
Einspeisevergütung	0 €
Jährlicher Instandhaltungsaufwand	84,34 €
Amortisationszeit	40,8 Jahre

Tab. 7.3: Investitionskosten und Kostenersparnisse für eine Gross-Anlage mit Flüssigkeitskühler (20 m² Kollektorfläche, Speichervolumen 1.000 l, Ölpreis 0,60 €/l, Instandhaltungsaufwand 0,5% der Brutto-Investition, 9.900 W Kühlerleistung).

eine z.B. 5 Jahre längere Lebensdauer der Anlage und mindert die Anschaffungskosten um die ersparten Heizkosten in den zusätzlichen 5 Jahren Laufzeit, so ergibt sich gegenüber einer Standard-Anlage eine Verkürzung der Amortisationszeit zwischen 25 und 30%, je nach Ölpreis pro Liter (Annahme: 0,60 €/l und 1,20 €/l).

Würden die Kollektorenhersteller die zusätzlichen Kosten des Thermoelektrik-Moduls für den Endnutzer der Hybrid-Anlage aus den Margen der zusätzlichen 10 m² Kollektorfläche subventionieren und so die angenommenen 1.800 € Zusatzkosten nicht oder nur teilweise an den Endnutzer weitergeben, so würde sich die Wirtschaftlichkeit der Hybrid-Anlage noch besser darstellen.

Auf Basis dieser Berechnungen konnte eine klare Überlegenheit des entwickelten Systems gegenüber der Nachtauskühlung ohne Speicherdurchmischung und einem System mit einem Flüssigkeitskühler nachgewiesen werden.

Brutto-Investition	18.667,06 €
davon Thermoelektrik-Modul	1.800,00 €
Staatliche Förderung	2.200,00 €
Netto-Investition	15.614,12 €
Solarer Deckungsgrad Warmwasser	78,7%
Solarer Deckungsgrad Heizung	26,1%
Resultierende Ölersparnis	746,3 l/Jahr
Resultierende Kostenersparnis	447,79 €
Erzeugte elektrische Energie	48,2 kWh
Einspeisevergütung	19,10 €
Jährlicher Instandhaltungsaufwand	84,34 €
Amortisationszeit	37,6 Jahre

Tab. 7.4: Investitionskosten und Kostenersparnisse für eine Hybrid-Anlage (20 m² Kollektorfläche, Speichervolumen 1.000 l, Ölpreis 0,60 €/l, Instandhaltungsaufwand 0,5% der Brutto-Investition, 6 m² Thermoelektrik-Modulfläche, Inverterkosten wegen derzeit nicht verfügbarer Seriengeräte für Kleinstleistungen nicht berücksichtigt).

Zusammenfassung und Ausblick

Thermoelektrische Generatoren bieten die Möglichkeit, aus Wärmeströmen elektrische Energie zu erzeugen. Nach heutigem Stand der Technik sind derartige Generatoren in der Herstellung zu aufwendig und teuer, so daß sie sich nur in Nischenanwendungen und nicht auf Massenmärkten durchgesetzt haben.

Ein grosser Teil der aktuellen Forschungsarbeiten befaßt sich mit der Optimierung der eingesetzten Halbleitermaterialien und versucht auf Basis einer höheren Materialgüte ZT eine Wirtschaftlichkeit und daraus folgend eine bessere Einsetzbarkeit in wirtschaftlich schwierigeren Einsatzumgebungen zu erreichen.

Es wurde im Rahmen dieser Arbeit ein anderer Ansatz zur Herstellung eines kostengünstigen und in hohen Stückzahlen produzierbaren Thermogeneratorsystems entwickelt. Dieser Ansatz basiert auf einem streifenförmigen Design mit einem Trägersubstrat aus Polyimid und Kupfer sowie darauf montierten Thermogeneratoren aus Wismuthtellurid. Verschiedene Möglichkeiten zur optimalen thermischen und elektrischen Anbindung der Thermogenerator-Bauteile auf dem Trägerstreifen wurden sowohl in einer Simulation als auch meßtechnisch untersucht und bewertet. Es zeigte sich im Gegensatz z.B. zur Chipanbindung in der Halbleitertechnologie, daß ein elektrisch leitendes Tape sowie ein elektrisch leitender Kleber nicht geeignet sind, einen ausreichend niederohmigen Kontakt zwischen Trägerstreifen und Thermogenerator herzustellen. Als beste Möglichkeit wurde ein Lötprozeß identifiziert.

Anschließend wurde ein Einsatz des neu entwickelten Thermogeneratorsystems im Bereich der Solarthermie hinsichtlich einer zusätzlichen Eignung als Stagnationsvermeidungssystem untersucht. Hierzu wurde sowohl in der Simulation als auch in der Praxis ein $1,5\text{ m}^2$ großes Thermoelektrikmodul untersucht, das so an eine solarthermische Anlage angebunden wurde, daß in Zeiten hoher solarer Einstrahlung und niedrigem Wärmebedarf des Hauses die überschüssige

Wärmeenergie durch das Thermoelektrik-Modul geleitet, ein Teil in elektrische Energie gewandelt und der Rest an die Umgebung dissipiert wird. Ein geeigneter Prüfstand wurde entworfen und für die Versuchsreihen mit einem entsprechenden Prototypen bestückt.

Es konnten sowohl die sich einstellenden Wärmeströme und elektrischen Kenngrößen wie Seebeckspannungen sowie nutzbare Leistungen gemessen und mit den vorher erstellten Simulationen verglichen werden. Es zeigte sich, daß der thermische Widerstand des Gesamtsystems zu hoch war, um eine Stagnation bei in Mitteleuropa im Sommer üblichen Einstrahlungen komplett zu vermeiden. Die elektrische Stromerzeugung erreichte in Folge ebenfalls noch zu hoher elektrischer Widerstände des Thermogeneratorstreifens noch keine wirtschaftlich sinnvolle Größenordnung. Die vorab erstellten Simulationen können im weiteren anhand der Meßergebnisse überprüft und entsprechend angepaßt werden. Sie erlauben in der Zukunft eine Beurteilung der möglichen Optimierungspotentiale durch Veränderungen an Materialien und Geometrien des Thermogeneratorstreifens.

Um eine Beurteilung des Thermoelektrik-Moduls in einem transienten Modus abgeben zu können, wurde eine komplette Einjahresperiode in einem 5 min-Raster für ein Hybridsystem aus Solarthermie und Thermoelektrik-Modul simuliert. Die Simulation lieferte für verschiedene Systemstandorte Aussagen über Temperaturen, Einsparpotentiale und Stagnationszeiten mit und ohne zusätzlichem Thermoelektrik-Modul. Die Simulation wurde mit einem thermoelektrisch ertragsoptimierten thermischen Widerstand durchgeführt, der in den Praxisversuchen allerdings noch nicht erreicht wurde. Als Ergebnis der Simulation kann ein 3 m^2 grosses TE-Modul pro 10 m^2 solarthermischen Kollektorfeldes die Stagnation sicher vermeiden. Als Konsequenz entfällt die heutige Beschränkung auf kleinere Felder bis zu 10 m^2 Kollektorfläche für das große Marktsegment der heizungsunterstützenden Anlagen für Einfamilienhäuser.

Abschließend wurde ein technischer und wirtschaftlicher Vergleich des entwickelten Thermoelektrik-Moduls mit heute bekannten Lösungen zur Stagnationsvermeidung durchgeführt. Es zeigte sich, daß neben der entwickelten Lösung nur die Verwendung eines Flüssigkeitskühlers eine sichere Vermeidung von Stagnation gewährleisten kann. Solche Flüssigkeitskühler erzeugen zwar keine elektrische Energie, benötigen aber infolge ihres niedrigen thermischen Widerstandes nur sehr kleine Flächen, um die überschüssige Energie an die Umgebung zu übertragen. Die kleine wärmeübertragende Fläche bedeutet eine kompakte Bauform und niedrige Kosten. Eine kombinierte Lösung aus dem entwickelten Thermoelektrik-Modul und einem kleinen Flüssigkeitskühler könnte in der Zukunft eine technisch sichere und wirtschaftlich sinnvolle Form der Stagnationsbegrenzung bzw. -vermeidung sein.

Es konnte im Rahmen der Arbeit damit gezeigt werden, daß die heutige Beschränkung auf eine maximale Kollektorfläche unabhängig von der zur Verfügung stehenden Dachfläche nicht haltbar ist, sondern durch geschickte Kombination von Kühlmodulen und thermoelektrischen Generatoren aufgehoben werden kann. Die entwickelten thermoelektrischen Generatoren bedürfen der weiteren Optimierung hinsichtlich ihres elektrischen Innenwiderstandes, um die erzeugte elektrische Energie zu vergrößern. Das Gesamtsystem des Thermogeneratorstreifens muß außerdem thermisch optimiert werden, so daß die Kombination der beiden Ziele aus Stagnationsvermeidung und Wirtschaftlichkeit in der Zukunft erreicht werden kann.

Literaturverzeichnis

- [1] G. Stryi-Hipp, “Solar as a major source of heating: the vision of the European Solar Thermal Technology Platform,” in *Proceedings of ESTEC 2007, 3rd European Solar Thermal Energy Conference*, 2007.
- [2] H. Baehr and K. Stephan, *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer-Verlag, Berlin, 2006.
- [3] P. von Böckh, *Wärmeübertragung - Grundlagen und Praxis*. Springer-Verlag, 2006.
- [4] J. Stefan, “Über die Beziehung zwischen der Wärmestrahlung und der Temperatur,” *Sitzungsberichte der mathematisch-naturwissenschaftlichen Classe der kaiserlichen Akademie der Wissenschaften*, vol. 79, pp. 391–428, 1879.
- [5] L. Boltzmann, “Ableitung des Stefan’schen Gesetzes, betreffend die Abhängigkeit der Wärmestrahlung von der Temperatur aus der electromagnetischen Lichttheorie,” *Annalen der Physik und Chemie*, vol. 22, pp. 291–294, 1884.
- [6] H. D. Baehr, *Thermodynamik*. Springer-Verlag, Berlin, 1989.
- [7] N. Carnot, “Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance,” *Annales scientifiques de l’École Normale Supérieure Sér. 2*, vol. 1, pp. 393–457, 1872.
- [8] G. Aragón-González, A. Canales-Palma, A. León-Galizia, and J. Morales-Gómez, “Optimization of an irreversible Carnot engine in finite time and finite size,” *Rev. Mex. Fis.*, vol. 52, pp. 309–314, 2006.
- [9] I. Novikov, “The efficiency of Atomic Power Stations,” *Journal Nuclear Energy II*, vol. 7, pp. 125–128, 1958.
- [10] P. Chambadal, *Les centrales nucléaires*, pp. 1–58. Armand Colin, 1957.

- [11] F. Curzon and B. Ahlborn, "Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output," *Am. J. Phys.*, vol. 43, no. 1, pp. 22 – 24, 1975.
- [12] B. Andresen, "Tools of finite-time thermodynamics,"
- [13] J. Burzler and K.-H. Hoffmann, "Optimal Endoreversible Heat Engines with Polytropic Branches," *Int. J. Thermodynamics*, vol. 6, pp. 69–78, 2003.
- [14] J. Gordon, "Generalized Power Versus Efficiency Characteristics of Heat Engines: The Thermoelectric Generator as an Instructive Illustration," *Am. J. Phys.*, vol. 59, no. 6, pp. 551 – 555, 1991.
- [15] D. Rowe, ed., *Thermoelectrics Handbook: Macro to Nano*. Taylor & Francis, Boca Raton, 2006.
- [16] J. Sommerlatte, K. Nielsch, and H. Böttner, "Thermoelektrische Multitalente," *Physik Journal 6*, vol. 5, pp. 35–41, 2007.
- [17] D. Rowe, ed., *CRC Handbook of Thermoelectrics*. CRC Press, Inc., 1994.
- [18] T. Seebeck, "Magnetische Polarisation der Metalle und Erze durch Temperatur-Differenz," *Abhandlungen der Deutschen Akademie der Wissenschaften zu Berlin*, pp. 265–373, 1823.
- [19] J. C. Peltier, "Nouvelles Experiences sur la Caloricete des Courans Electrique," *Ann. Chim*, vol. LVI, pp. 371–387, 1834.
- [20] W. Thomson, "On a Mechanical Theory of Thermoelectric Currents," *Proceedings of the Royal Society of Edinburgh*, pp. 91–98, 1851.
- [21] G. Wiedemann and R. Franz, "Ueber die Wärme-Leitungsfähigkeit der Metalle," *Annalen der Physik und Chemie*, vol. 8, pp. 497–531, 1853.
- [22] G. Slack, *Solid State Physics*, vol. 34. Academic Press, 1979.
- [23] G. Nolas, J. Sharp, and H. Goldsmid, *Thermoelectrics*. Springer, 2001.
- [24] G. Degen, O. Rogge, F. Haas, and M. Stefan, "Thermoelektrik für Hochtemperaturanwendungen," in *Proceedings from "Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug"*, München, 2009.
- [25] P. Vaqueiro and A. Powell, "Recent developments in nanostructured materials for high-performance thermoelectrics - in press," *Journal of Materials Chemistry*.
- [26] E. Altenkirch, "Über den Nutzeffekt der Thermosäule," *Physikalische Zeitschrift*, vol. 10, pp. 560–580, 1909.
- [27] E. Altenkirch, "Elektrothermische Kälteerzeugung und reversible elektrische Heizung," *Physikalische Zeitschrift*, vol. 12, pp. 920–924, 1911.
- [28] A. Ioffe, *Semiconductor Thermoelements and Thermoelectric Cooling*. 1957.
- [29] A. Ioffe, "The Revival of Thermoelectricity," *Scientific American*, vol. 199, pp. 31–37, 1958.

- [30] “Data Sheet HZ 20 TEG Module,” tech. rep., Hi-Z Technology Inc., 2010.
- [31] “Preisindex Solarmodule (Stand Mai 2009),” tech. rep., pvXchange GmbH (www.pvxchange.com), 2009.
- [32] T. N. A. Press, ed., *Electricity from Renewable Resources: Status, Prospects and Impediments*. America’s Energy Future Panel on Electricity from Renewable Resources; National Research Council, 2009.
- [33] Wikipedia, “Peltierlement.” <http://www.wikimedia.org>, 2010.
- [34] C. Wood, “Materials for Thermoelectric Energy Conversion,” *Rep. Prog. Phys.*, vol. 51, pp. 459–539, 1988.
- [35] Z. Dughaish, “Lead Telluride as a Thermoelectric Material for Thermoelectric Power Generation,” *Physica B*, vol. 322, pp. 205–223, 2002.
- [36] G. Span, *Austrian Patent AT 410 492 B*. International Patent Application PCT/AT01/00123, Granted in USA, Russia, Europe, 2003.
- [37] M. Wagner, *Simulation of Thermoelectric Devices*. PhD thesis, Technische Universität Wien - Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, 2007.
- [38] M. Chen, H. Lund, L. Rosendahl, and T. Condra, “Energy efficiency analysis and impact evaluation of the application of thermoelectric power cycle to today’s CHP systems,” *Appl. Energy*, 2009.
- [39] D. Agrawal and V. Menon, “The thermoelectric Generator as an Endoreversible Carnot Engine,” *J.Phys.D: Appl.Phys.*, vol. 30, pp. 357–359, 1997.
- [40] H. Chua, K. Ng, X. C. Xuan, C. Yap, and J. Gordon, “Temperature-Entropy Formulation of Thermoelectric Thermodynamic Cycles,” *Phys. Rev. E*, vol. 65, pp. 56111 – 56116, 2002.
- [41] NN, “Solar thermal history.” <http://www.thesolarguide.com/solar-thermal/history.aspx>, 2010.
- [42] P. Papillon, “State of the art of small Combi-Systems,” in *Proceedings of ESTEC 2009, 4th European Solar Thermal Energy Conference*, 2009.
- [43] “Royal Decree 314/2006,” tech. rep., Spanische Regierung, 2006.
- [44] Sarasin, “Solarwirtschaft - grüne Erholung in Sicht.”
- [45] W. Koldehoff, “Germany: Developments in Europe’s lead market,” in *Proceedings of ESTEC 2009, 4th European Solar Thermal Energy Conference*, 2009.
- [46] “Solar heating and cooling for a sustainable energy future in Europe,” tech. rep., European Solar Thermal Technology Platform, 2009.
- [47] A. Morhart, “No standstill in the solar circuit,” *Sun & Wind Energy*, pp. 82–93, 09/2010.
- [48] H. Runqing, “China: High growth in the world’s biggest solar thermal market,” in *Proceedings of ESTEC 2009, 4th European Solar Thermal Energy Conference*, 2009.

- [49] O. Drücke, “The European Market for Solar Thermal: Current State and Future Development,” in *Proceedings of ESTEC 2009, 4th European Solar Thermal Energy Conference*, 2009.
- [50] S. Trojek and E. Augsten, “Big problem children, little prodigies,” *Sun & Wind Energy*, vol. 8, pp. 16–23, 2010.
- [51] G. Purkarthofer, “Technologieportrait Solarthermie,” tech. rep., AEE-Institut für Nachhaltige Technologien.
- [52] K. Lustig, *Experimentelle Untersuchungen zum Stillstandsverhalten thermischer Solaranlagen*. PhD thesis, Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe, 2002.
- [53] C. Wittwer, *ColSim - Simulation von Regelungssystemen in aktiven solarthermischen Anlagen*. PhD thesis, Fakultät für Architektur der Universität Karlsruhe, 1999.
- [54] “Produktinformation für solarthermische Kollektoren,” tech. rep., Consolar Solare Energiesysteme GmbH, Frankfurt am Main, 2009.
- [55] K.-H. Remmers, F. Antony, M. Fischbach, and J. Luchterhand, *Große Solaranlagen - Einstieg in Planung und Praxis*. Solarpraxis AG, Berlin, 2001.
- [56] “Tyfocor L: Technische Informationen, Ausgabe Mai 2007,” tech. rep., TYFOROP Chemie GmbH, 2007.
- [57] “DIN 4757: Sonnenheizungsanlagen mit Wasser oder Wassergemischen als Wärmeträger, Teil 4: Anforderungen an die sicherheitstechnische Ausführung,” tech. rep., Deutsches Institut für Normung, 1980.
- [58] F. Brandstetter, C. Fink, R. Hackstock, and R. Riva, “Ausbildungsskriptum Solarwärme,” tech. rep., Österreichisches Forschungs- und Prüfzentrum Arsenal Ges. m.b.H., 2008.
- [59] “Schnellmontagerohr SMR - Technische Informationen (Stand 02.03),” tech. rep., Solvis GmbH & Co. KG, 2003.
- [60] A. Primas, P. Fotsch, and N. Ruf, “Solare Wassererwärmung in Mehrfamilienhäusern - Entscheidungsgrundlage für solare Warmwasseraufbereitungskonzepte,” tech. rep., Pilot- und Demonstrationsprogramm Solarwärme des Schweizer Bundesamtes für Energie (BFE), 2005.
- [61] *VDI-Wärmeatlas*. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, 2006.
- [62] R. Kübler and E. Hahne, “Measurement and Calculation of Heat Transfer Capacity Rate of Heat Exchangers in Hot Water Storages,” in *Tagungsberericht Sonnenforum, Berlin*, 1984.
- [63] T. Krause and L. Kühl, “Solares Heizen: Version 8/2008,” tech. rep., Solvis GmbH & Co. KG und TU Braunschweig, Institut für Gebäude- und Solartechnik, 2008.
- [64] “Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen, Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums, Planung, Errichtung, Betrieb und Sanierung von Trinkwasser-Installationen,” tech. rep., Deutsche Vereinigung des Gas- und Wasserfaches e.V., 2003.

- [65] A. Manko and P. Braun, eds., *Thermische Solarenergienutzung an Gebäuden*. Springer, 1997.
- [66] A. Eder, “Technisches Handbuch Membran-Druckausdehnungsgefäße Ver. 04/2009,” tech. rep., Anton Eder GmbH, Bramberg, 2009.
- [67] R. Hausner, C. Fink, and R. Riva, “Quantifizierung des Stagnationsverhaltens von thermischen Solarsystemen,” tech. rep., AEE INTEC, Arbeitsgemeinschaft ERNEUERBARE ENERGIEN, 2001.
- [68] R. Hausner and C. Fink, “Das Verhalten von Solarsystemen im Stagnationsfall,” in *OTTI, 11. Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein*, 2001.
- [69] M. Rommel, T. Siems, K. Schüle, S. Mehnert, and C. Thoma, “Entwicklung von Techniken zur Beherrschung des Stillstandsbetriebs,” tech. rep., Abschlußbericht des BMU-Forschungsvorhabens 0329268C, Freiburg. Bezug: www.solarkombianlagen-xl.info, 2007.
- [70] J. Scheuren, *Untersuchungen zum Stagnationsverhalten solarthermischer Kollektorfelder*. PhD thesis, Universität Kassel - Fachbereich Maschinenbau, 2008.
- [71] V. Buchverlag, ed., *Solarstrom-Solarwärme*. H.-F. Hadamovsky and D. Jonas, 1996.
- [72] T. Henderson, C. Clark, T. Marshall, R. Hanson, and C. Hobbs, “Heat Degradation Studies of Solar Heat Transfer Fluids,” *Solar Energy*, vol. 27, No. 2, pp. 121–128, 1981.
- [73] W. J. Rossiter, “An Investigation of the Degradation of Aqueous Ethylene Glycol and Propylene Glycol Solutions using Ion Chromatography,” *Solar Energy Materials*, vol. 11, pp. 455–467, 1985.
- [74] F. Hillerns, “Untersuchungen zur Wärmebelastung von Solarfluiden,” in *Tagungsband 13. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein: OTTI-Kolleg*, 2003.
- [75] S. Wedel and E. Bezzel, “Heat Transfer Fluids for Solar DHW Systems,” tech. rep., 2. Auflage. Solar Energy Centre Denmark. Danish Technological Institute. Bezug: www.solenergi.dk/rapporter/sec-r-8.pdf, 2000.
- [76] K. Dimitrova, *Thermische Effekte im Kollektorfeld solarthermischer Anlagen*. PhD thesis, Fakultät für Maschinen der Technischen Universität Chemnitz, 2006.
- [77] J. Noij, “Drain Back in Small Systems,” in *Proceedings from Industry Workshop, Delft*, <http://www.iea-shc.org/task26/>, 2001.
- [78] C. Fink and R. Hausner, “Strategien zur Vermeidung von unzulässigen Temperaturbelastungen an Anlagenkomponenten im Stagnationsfall,” tech. rep., In: Materialien und Komponenten in Solaranlagen, Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energien, 2000.
- [79] J. Scheuren, W. Eisenmann, and G. Rockendorf, *Vorrichtung zur Minderung der Stagnationsbelastung in thermischen Solaranlagen durch Kühlung mit Wasser*. Patenanmeldung 10 2006 009 112.4-15, 2006.
- [80] IBS, “Grundlagen Solarkollektoren.”

- [81] M. Strasser, *Entwicklung und Charakterisierung mikrostrukturierter thermoelektrischer Generatoren in Silizium-Halbleitertechnologie*. PhD thesis, Technische Universität München - Lehrstuhl für Technische Elektrophysik, 2004.
- [82] H. Böttner, J. Nurnus, A. Gavrikov, G. Kühner, M. Jäle, C. Künzel, D. Eberhard, G. Plescher, A. Schubert, and K.-H. Schlereth, “New Thermoelectric Components Using Microsystem Technologies,” *Journal of Microelectromechanical Systems*, vol. 13, pp. 414–420, No. 3, June 2004.
- [83] J. Nurnus, H. Böttner, H. Beyer, and A. Lambrecht, “Epitaxial bismuth telluride layers grown on (111) barium fluoride substrates suitable for MQW-growth,” in *Proceedings of 18th International Conference on Thermoelectrics, Baltimore, MD, pp. 696-699*, 1999.
- [84] H. Ulland and M. Bisges, *Wärmeübertrager für ein thermoelektrisches Dünnschichtelement*. International Patent Application PCT/EP2009/057692, 2009.
- [85] H. Ulland, *Verfahren und Vorrichtung zur Strukturierung einer auf einem Substrat angeordneten Lage*. International Patent Application AZ 10 2010 005 340.6, 2010.
- [86] M. Bisges, *Thermische Solaranlage*. International Patent Application PCT/EP2009/051222, 2009.
- [87] H. Ulland and R. Teunissen, *Modul mit mehreren thermoelektrischen Elementen*. International Patent Application PCT/EP2010/057956, 2010.
- [88] “Kapton: Summary of properties, October 2010,” tech. rep., Dupont, 2010.
- [89] E. Becker, *Technische Strömungslehre*. B.G. Teubner Stuttgart, 1986.
- [90] V. Gnielinski, “Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung,” *Forschung im Ingenieurwesen*, vol. 61 (9), pp. 240–248, 1995.
- [91] H. Kuchling, *Physik - Formeln und Gesetze*. Buch- und Zeit-Verlagsgesellschaft mbH Köln, 1984.
- [92] H. Scherrer and S. Scherrer, “Bismuth Telluride, Antimony Telluride and Their Solid Solutions,” in *CRC Handbook of Thermoelectrics*, D.M. Rowe, CRC Press, Inc., 1995.
- [93] “Technical Data Sheet ECCOBOND CE3520-3 (June 2010),” tech. rep., Henkel KGaA, 2010.
- [94] “Bestimmung von Hochtemperaturbeständigkeit, Wirkungsgrad, Einfallwinkel-Korrekturfaktor, Druckabfall und Wärmekapazität eines abgedeckten Sonnenkollektors im Neuzustand nach prEN 12975-2,” tech. rep., arsenal research, 2001.
- [95] “Wärme mit Tiefenwirkung - Technische Informationen Theratorm und Siccatherm,” tech. rep., Osram, 2009.
- [96] CSTB, “SOLEN.” <http://enr.cstb.fr>, 2010.
- [97] Combisol, “Combisol.” <http://www.combisol.eu/servlet/KBaseShow?sort=-1&cid=21722&m=3&catid=21723>, 2010.

- [98] Valentin, "T*SOL." www.valentin.de, 2010.
- [99] VelaSolaris, "PolySun." www.velasolaris.com, 2010.
- [100] CSTB, "TRANSOL." <http://software.cstb.fr>, 2010.
- [101] S. Klein, *TRNSYS - A Transient System Simulation Program*. Engineering Exp. Station Report 38-12, 1988.
- [102] METEOTEST, "METEONORM." <http://www.meteonorm.com>, 2010.
- [103] Fraunhofer-Gesellschaft, "Das Solarhaus Freiburg - Vom energieautarken Solarhaus zur Forschungsplattform."
- [104] "EN 832: Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden - Berechnung des Heizenergiebedarfs - Wohngebäude," tech. rep., Europäisches Institut für Normung, 2002.
- [105] D. Gintars, "basisEnergie 11: Altbau - Fit für die Zukunft," tech. rep., FIZ Karlsruhe GmbH, 2009.
- [106] "Innovative Systemtechnik für die moderne Heizung & Solarthermie - Gesamtkatalog 04/2010," tech. rep., PAW GmbH & Co. KG, Böcklerstrasse 11, 31789 Hameln, 2010.
- [107] F. Sonnenkraft, "Produktkatalog und Preisliste," tech. rep., 2008.
- [108] BAFA, "Förderung von Solarkollektoranlagen." <http://www.bafa.de/bafa/de/energie.html>, 2010.
- [109] PAW, "Angebot an den Autor vom 06.10.2010," Oktober 2010.
- [110] Raatschen, "Raatschens Online-Shop Heizung." <http://www.raatschen-shop.de>, 2010.