

---

Institut für Technische Thermodynamik und Kältetechnik ITTK des  
Karlsruher Institut für Technologie KIT

## **Umsetzung einer Kolbendampfmaschine mit interner Flashverdampfung**

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,  
gefördert unter dem Az: 25116 – 21/0 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dr.-Ing. Michael Löffler  
Dipl.-Ing. Michael Steffen  
Prof. Dr.-Ing. Karlheinz Schaber

August 2010

---



06/02

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



Az: 25116, Referat 21/0, Fördersumme: 174.200,00 €

<b>Antragstitel</b>	<b>Umsetzung einer Kolbendampfmaschine mit interner Flashverdampfung</b>		
<b>Stichworte</b>	Dreiecksprozess, Wärme­kraft­ma­schine, ORC, Kalina, Geothermie, Abwärme, Solarthermie, Energiespeicher		
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
<b>3,5 Jahre</b>	<b>22.11.2006</b>	<b>30.6.2010</b>	
Zwischenberichte			
<b>Bewilligungsempfänger</b>	Universität Fridericana Karlsruhe (T.H.)	Tel	0721 608 2321
	Institut für Technische Thermodynamik und Kältetechnik	Fax	0721 608 2335
	Engler-Bunte-Ring 21	Projektleitung	
	76131 Karlsruhe	Prof. Dr.-Ing. Schaber	
		Bearbeiter	
		Dipl.-Ing Michael Steffen	
<b>Kooperationspartner</b>	Ingenieurbüro Löffler, Dr.-Ing. Michael Löffler Ludowicing 13 c, 76751 Jockgrim		
	Josef Mehrer GmbH & Co KG Maschinenfabrik, 72336 Balingen		
<b><i>Zielsetzung und Anlass des Vorhabens</i></b>			
Zielsetzung: Aufbau einer Kolbenmaschine, die einen neuartigen, hocheffizienten Prozessverlauf verwirklicht. Dreiecksprozesse erlauben theoretisch eine um ca. 50% verbesserte Nutzung von Niedertemperaturwärme im Vergleich zu den gängigen Prozessen wie Clausius-Rankine-Cycle, Organic-Rankine-Cycle oder Kalina-Prozess.			
<b><i>Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden</i></b>			

Für den Aufbau der Testmaschine wurden folgende Arbeitsschritte ausgeführt:

1. Einwicklung der Theorie der Flashentspannung: z.B. exergetischer Wirkungsgrad, Leistungszahl und Einfluss des Arbeitsmittels.
2. Berechnung und Auswahl der Komponenten: Entspannungsmaschine, Messtechnik, Wasserheizung, Kondensator, Ölheizung.
3. Entwicklung und Aufbau von Detaillösungen: Ventiltechnik (Einlass und Auslass), Mess- und Regelungstechnik, schnelle Temperaturmesstechnik, Einspritztechnik, Zyklondimensionierung und -aufbau.
4. Experimenteller Untersuchungen mit dem aufgebauten Prototyp
5. Darstellung einer ersten Marktanalyse.

### ***Ergebnisse und Diskussion***

Der Testlauf der Maschine mit eingespritztem Wasser war erfolgreich. Die Dynamik der Flash-Entspannung reicht aus, um die Maschine anzutreiben. Dennoch gelangt Wasser in den Zylinder, was zu Wasserschlag führt und die Maschine abbremst. Die Ursachen des Wassereintrags müssen näher untersucht werden. Bei weiteren Aufbauten sollte durch die Lage des Zyklons unterhalb des Kolbens ein Austreiben des Wassers aus dem Zylinderraum ermöglicht werden.

### ***Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation***

Veröffentlichungen:

Löffler Michael, Steffen Michael, Schaber Karlheinz: Flashverdampfung im Arbeitsraum einer Kolbenmaschine, in: Kurzfassungsband des Thermodynamik-Kolloquium und Ingenieurdaten, 5.-7. Oktober 2009, Technische Universität Berlin.

Löffler Michael, Schaber Karlheinz: Flashverdampfung im Arbeitsraum einer Kolbenmaschine, in: Kurzfassungsband des Thermodynamik-Kolloquium und Ingenieurdaten, 24.-26. September 2008, Universität Erlangen-Nürnberg.

M. K. Löffler: Flash Evaporation in Cyclones, Chemical Engineering & Technology, Volume 31, Issue 7/2008, Pages 1062 - 1065, <http://dx.doi.org/10.1002/ceat.200700470>

Löffler Michael: Kreisprozess mit Flashverdampfung im Arbeitsraum einer Kolbenmaschine. In: VGB PowerTech, International Journal for Electricity and Heat Generation, 7/2007, S. 92-97.

Löffler Michael: Thermodynamischer Prozess mit maximaler Exergienutzung, Internetveröffentlichung in [ebwk.de](http://www.ebwk.de), 20.12.2006, <http://www.technikwissen.de/bwk/2006/12/33245.html>

Neun Studienarbeiten / Diplomarbeiten in Zusammenarbeit mit anderen Instituten (Elektrotechnisches Institut ETI, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Institut für Industriebetriebslehre und Industrielle Produktion (IIP).

### ***Fazit***

Die Umsetzung von Niedertemperaturwärme bis ca. 350°C ist mit dem Dreiecksprozess machbar. In Folgeprojekten sollten die bisherigen Erkenntnisse vertieft und die neue Technologie für alle denkbaren Abwärmemärkte verfügbar gemacht werden.

## Inhaltsverzeichnis

<b>Projektkennblatt</b> .....	<b>3</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>6</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>8</b>
<b>Symbolverzeichnis</b> .....	<b>9</b>
<b>1 Zusammenfassung</b> .....	<b>13</b>
<b>2 Einleitung</b> .....	<b>15</b>
<b>3 Theoretische Grundlagen</b> .....	<b>17</b>
3.1 Phasentrennung im Zyklon .....	17
3.2 Bilanzierung Dreiecksprozess .....	18
3.3 Wirkungsgrad, Vergleich mit Organic Rankine Cycle (ORC).....	28
3.4 Instationäre Wärmeleitung - Auskühlung der Zyklonwand .....	32
3.5 FEM Berechnungen zum Wärmeübergang an den Zyklon.....	42
3.6 Kolbenbewegung und Hubvolumen .....	44
3.7 Leistungsdichte.....	45
3.8 Dissipationen beim Dreiecksprozess .....	52
<b>4 Aufbau des Prototyps</b> .....	<b>67</b>
4.1 Kolbenmaschine und Zylinderkopf.....	67
4.2 Hilfsaggregate .....	75
4.3 Mess- und Regelungstechnik.....	76
<b>5 Versuchsergebnisse</b> .....	<b>82</b>
5.1 Bestimmung der Leerlaufleistung der Kolbenmaschine .....	82
5.2 Versuchsergebnisse mit Wasser.....	84
<b>6 Aspekte der Wirtschaftlichkeit</b> .....	<b>90</b>
6.1 Einordnung des Dreiecksprozesses (KWK).....	90
6.2 Kostensituation.....	93
6.3 Wirtschaftliche Bilanz, Moody's Studie .....	95
6.4 Weitere Aspekte der Wirtschaftlichkeit und Anwendungen .....	98
<b>7 Fazit</b> .....	<b>108</b>
<b>8 Literaturverzeichnis</b> .....	<b>110</b>
<b>9 Anhang</b> .....	<b>113</b>
9.1 Studienarbeiten/Diplomarbeiten .....	113
9.2 Berechnungen zur Leistung der Ölheizung.....	113
9.3 Dynamik Thermo­element .....	115
9.4 Fourieranalyse des Temperaturverlaufs .....	121

## Ab­bil­dungs­ver­zeich­nis

Ab­bil­dung 1: Zy­klon als Ex­pan­sions­vor­kam­mer, hori­zon­ta­le Dar­stel­lung .....	17
Ab­bil­dung 2: Dreieck­pro­zess im T-s-Dia­gramm .....	18
Ab­bil­dung 3: Bilan­zie­rung Ge­samtsystem .....	19
Ab­bil­dung 4: theo­re­ti­scher Tem­pe­ra­tur-(links) und Druck­ver­lauf (rechts) der Ent­span­nung, incl. Vor­flashen (VF) für einen Zy­klus bei 10 Hz .....	23
Ab­bil­dung 5: ge­stufte Be­trach­tung der Ent­span­nungs­ver­dampfung im T-s-Dia­gramm	24
Ab­bil­dung 6: Leis­tung in Ab­hän­gig­keit der Stufen­zahl.....	25
Ab­bil­dung 7: T-s-Dia­gramm, erstellt mit [ ] .....	26
Ab­bil­dung 8: Der Dreiecks­pro­zess im h-s-Dia­gramm .....	27
Ab­bil­dung 9: Der Dreiecks­pro­zess im h-s-Dia­gramm für Was­ser, links: $T_H/T_K$ : 200°C/100°C, rechts: $T_H/T_K$ : 300°C/50°C, be­re­chnet mit [8].....	27
Ab­bil­dung 10: T-Q-Dia­gramm, $\Delta T_{wü} = 5 \text{ K}$ , $\dot{m}_{\text{Wärmeträger}} = \dot{m}_{\text{AM,Dreieck}} = 56 \frac{\text{g}}{\text{s}}$ , $\dot{m}_{\text{AM,ORC}} = 52 \frac{\text{g}}{\text{s}}$ .....	28
Ab­bil­dung 11: gra­fi­sche Dar­stel­lung des Wirkungs­grads im T-s-Dia­gramm. Links: zur Ver­fü­gung ste­hen­de Wärme, Rechts: nutz­bare me­chanische En­ergie (Dreiecks­pro­zess) .....	29
Ab­bil­dung 12: ther­mischer Wirkungs­grad des Dreiecks­pro­zesses .....	30
Ab­bil­dung 13: gra­fi­sche Dar­stel­lung des Wirkungs­grads im T-s-Dia­gramm. Links: zur Ver­fü­gung ste­hen­de Wärme, Rechts: nutz­bare me­chanische En­ergie (grün), Ver­luste (violett) (ORC) .....	30
Ab­bil­dung 14: Dreieck- und ORC-Pro­zess (ideal) im T-S-Dia­gramm .....	32
Ab­bil­dung 15: sche­ma­tische Dar­stel­lung der Rand­be­dingun­gen für den ana­lytischen An­satz .....	34
Ab­bil­dung 16: sche­ma­tische Dar­stel­lung der Rand­be­dingun­gen für diskre­ten An­satz.	34
Ab­bil­dung 17: Tem­pe­ra­tur­ver­läufe nach ana­lytischer und diskre­ter Me­thode. Oben: Edel­stahl, un­ten: PTFE .....	36
Ab­bil­dung 18: sche­ma­tische Dar­stel­lung der Rand­be­dingun­gen für den er­wei­ter­ten diskre­ten An­satz .....	37
Ab­bil­dung 19: Tem­pe­ra­tur­ver­läufe nach der er­wei­ter­ten diskre­ten Me­thode. Oben: Edel­stahl, un­ten: PTFE .....	38
Ab­bil­dung 20: Tem­pe­ra­tur­ver­läufe (örtliche Auflö­sung) nach der er­wei­ter­ten diskre­ten Me­thode. Oben: Edel­stahl, un­ten: PTFE .....	40
Ab­bil­dung 21: Geometrie und Rand­werte für die FEM-BE­rech­nun­gen .....	42
Ab­bil­dung 22: Tem­pe­ra­tur­ver­tei­lung im Be­reich des Zy­klons nach 10 Sekun­den.....	43
Ab­bil­dung 23: Tem­pe­ra­tur­ver­tei­lung im Be­reich des Zy­klons für den sta­tionären Fall	43
Ab­bil­dung 24: Hub- und geometrisches Vo­lu­men in Ab­hän­gig­keit der Zeit .....	45
Ab­bil­dung 25: Leis­tungs­dichte und ther­mischer Wirkungs­grad für Ar­beits­mit­tel Was­ser in Ab­hän­gig­keit der Kalt­tem­pe­ra­tur .....	46
Ab­bil­dung 26: Leis­tungs­dichte und be­nö­ti­gte Ein­spritz­masse für Ar­beits­mit­tel Was­ser in Ab­hän­gig­keit der Kalt­tem­pe­ra­tur .....	47
Ab­bil­dung 27: Leis­tungs­dichte und ther­mischer Wirkungs­grad für das Ar­beits­mit­tel Was­ser in Ab­hän­gig­keit der Hei­ß­tem­pe­ra­tur.....	48
Ab­bil­dung 28: Leis­tungs­dichte und ther­mischer Wirkungs­grad für Ar­beits­mit­tel R134a in Ab­hän­gig­keit der Kalt­tem­pe­ra­tur .....	49
Ab­bil­dung 29: Leis­tungs­dichten bei ver­schie­de­nen Ar­beits­mit­teln, Fre­quenz: 10 Hz ..	50
Ab­bil­dung 30: Leis­tungs­dichten bei ver­schie­de­nen Ar­beits­mit­teln, Fre­quenz: 25 Hz ..	51
Ab­bil­dung 31: Vor­flashtem­pe­ra­tur und Ex­ergiever­lust bei $T_K = 100 \text{ °C}$ .....	56
Ab­bil­dung 32: Tem­pe­ra­tur­ver­lauf nach Vor­flashen (VF) und Ein­spritzungs­ver­zö­ge­rung (OT), Masse im System.....	60
Ab­bil­dung 33: p-V-Dia­gramm in der Nähe des OT .....	61
Ab­bil­dung 34: Dis­si­pa­tion und el. Leis­tung beim Dreiecks­pro­zess 200°C/100°C.....	66

Abbildung 35: Beispielhafte Kennlinie einer Asynchronmaschine ( $P_N=250$ kW).....	67
Abbildung 36: Technische Zeichnung Zylinderkopf .....	68
Abbildung 37: Bodenplatte mit Zyklonflansch und -deckel, Dampfauslassflansche....	68
Abbildung 38: Zylinderkopf im eingebauten Zustand .....	69
Abbildung 39: Funktionsprinzip der Ventilsteuerung (Wippe).....	70
Abbildung 40: Ersatzschaltbild zur Bestimmung der Kolbentemperatur.....	73
Abbildung 41: Verlauf der Heizschlagen (Kupferrohre) in der Bodenplatte.....	75
Abbildung 42: Versuchsaufbau mit Messstellen .....	78
Abbildung 43: Darstellung der Temperaturmessstellen $T_6$ und $T_7$ (die elektrische Heizung ist im rechten Bild nicht zu sehen) .....	78
Abbildung 44: Regelungskonzept.....	81
Abbildung 45: Messergebnisse der mechanischen Verluste .....	82
Abbildung 46: Leistungsmessung in Abhängigkeit der Temperatur.....	84
Abbildung 47: Versuchsergebnis ohne Beschichtung, Temperaturhub = 20 K .....	85
Abbildung 48: Versuchsergebnis mit Beschichtung, Temperaturhub = 30 K.....	86
Abbildung 49: Ausgekoppelte Wärme in Abhängigkeit von der elektrischen Leistungsgröße für die verschiedenen KWK-Technologien (Datengrundlage sind Betriebsdaten von KWK-Anlagen in Österreich, Herstellerangaben, Auslegungsdaten, Abnahmemessungen und Literaturangaben) KWK Potentialstudie [ ].....	91
Abbildung 50: Temperatur der ausgekoppelten Wärme in Abhängigkeit von der elektrischen Leistungsgröße für die verschiedenen KWK-Technologien (Datengrundlage sind Betriebsdaten von KWK-Anlagen in Österreich, Herstellerangaben, Auslegungsdaten, Abnahmemessungen und Literaturangaben) KWK Potentialstudie [19].....	92
Abbildung 51: Elektrischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der elektrischen Leistungsgröße für die verschiedenen KWK-Technologien (Datengrundlage sind Betriebsdaten von KWK-Anlagen in Österreich, Herstellerangaben, Auslegungsdaten, Abnahmemessungen und Literaturangaben) KWK Potentialstudie [19] .....	93
Abbildung 52: Beispiel für „top cycle“ und „bottom cycle“ bei einem ORC-Prozess....	99
Abbildung 53: Legende zu den folgenden Abbildungen .....	99
Abbildung 54: CRC ohne Erweiterungen.....	100
Abbildung 55: Erweiterung des CRC durch top cycle und bottom cycle, Variante 1 ....	100
Abbildung 56: Erweiterung durch top cycle und bottom cycle, Variante 2.....	101
Abbildung 57: Speicher für elektrische Energie, Einsatzgebiete [ ] .....	102
Abbildung 58: Speicherung el. Energie mit Wasserstoff [30] .....	103
Abbildung 59: Speicherung el. Energie, Kopplung mit der Umgebung.....	103
Abbildung 60: Speicherung el. Energie, Kopplung mit einem Latentwärmespeicher .	104
Abbildung 61: idealer Jouleprozess.....	107
Abbildung 62: Temperaturmessstelle für flüssige Phase im Zyklon.....	116
Abbildung 63: Temperaturen an der Oberfläche ( $T_O$ ) und in der Mitte ( $T_M$ ) des Thermoelements in der Flüssigkeit unter Berücksichtigung des Vorflashens	120
Abbildung 64: Temperaturen an der Oberfläche ( $T_O$ ) und in der Mitte ( $T_M$ ) des Thermoelements in der Flüssigkeit unter Berücksichtigung des Vorflashens und der Einspritzverzögerung am OT.....	121
Abbildung 65: Amplitudengang der ersten 6 Anteile der Fourieranalyse .....	123
Abbildung 66: Frequenzgang der Fourieranalyse des Temperaturverlaufs (Ausschnitt)	123

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Zusammenfassung der aufgetretenen Schwierigkeiten und deren Lösungen (thematisch sortiert).....	14
Tabelle 2: Beispielrechnung für Wasser, Stoffdaten aus [].....	21
Tabelle 3: Leistung der Ölheizung.....	22
Tabelle 4: Prozessgrößen im T-s-Diagramm .....	25
Tabelle 5: Prozessgrößen im T-s-Diagramm .....	27
Tabelle 6: Stoffdaten zur Berechnung des instationären Wärmeübergangs zwischen Fluid und Zyklonwand .....	33
Tabelle 7: Stoffdaten zur Berechnung der instationären Wärmeleitung .....	35
Tabelle 8: Übertragene Wärmepakete bei Frequenzen von 10 Hz und 25 Hz .....	41
Tabelle 9: Geometrische Verhältnisse der Kolbenmaschine .....	44
Tabelle 10: Temperaturbereiche und Arbeitsmittel, 10 Hz .....	51
Tabelle 11: Fälle bei der Dissipationsberechnung .....	53
Tabelle 12: Beispielrechnung für Wasser ideal und incl. Totvolumen, Stoffd. aus [8] ..	55
Tabelle 13: Berechnung der instationären Dissipationen.....	58
Tabelle 14: Berechnung der stationären Dissipationen .....	59
Tabelle 15: Dissipationen aufgrund stationärem Wärmeaustausch im Zyklon .....	59
Tabelle 16: Thermodynamische Dissipation für verschiedene Zyklonmaterialien und -beschichtungen.....	64
Tabelle 17: Sekundäre mechanische Dissipation in Watt .....	64
Tabelle 18: Dissipationen in Tabellenform für verschiedene Zyklonmaterialien und -beschichtungen, optimiertem Generator (el.) und optimierten Stopfbuchsen (el./mech.); Werte in Watt .....	65
Tabelle 19: Daten zur Bestimmung der Kolbentemperatur.....	74
Tabelle 20: Eigenschaften der Warmwasseranlage .....	76
Tabelle 21: Messstellen Prototyp .....	77
Tabelle 22: Gesamtinvestitionskosten ([19], Seite 65).....	93
Tabelle 23: Tabelle der Wirtschaftlichkeit.....	96
Tabelle 24: Erweiterte Tabelle der Wirtschaftlichkeit, <b>gelb</b> : Eingabefelder; <b>grün</b> : markante Ergebnisfelder .....	97
Tabelle 25: Varianten der Arbeitsmittel .....	99
Tabelle 26: Randwerte verfügbarer Energiespeicher [].....	102
Tabelle 27: Bilanz bei thermischer Speicherung von elektrischer Energie .....	105
Tabelle 28: Darstellung der ersten Ergebnisse im Vergleich .....	106
Tabelle 29: Stoffwerte für die Berechnung der Ölheizungsleistung .....	115
Tabelle 30: Stoffwerte für die Berechnung der Oberflächentemperatur des Thermoelements .....	117
Tabelle 31: Stoffdaten zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten ..	118
Tabelle 32: Stoff- und geometrische Daten .....	119
Tabelle 33: Auszug aus der Wertetabelle zur Berechnung der Kosinus-Funktionen ..	122



## Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole	Maßeinheit	Bedeutung
a	[m <sup>2</sup> /s]	Temperaturleitfähigkeit
A	[m]	Fläche
$\hat{A}$	[°C]	Amplitudendämpfung
c	[kJ/kgK]	Wärmekapazität
d	[m]	Durchmesser
ex	[kJ/kg]	spezifische Exergie
f	[Hz]	Frequenz
h	[kJ/kg]	spezifische Enthalpie
k	[W/m <sup>2</sup> K]	Wärmedurchgangskoeffizient
l	[kJ/kg]	spezifische Arbeit
L	[kJ]	Arbeit
l	[m]	Schubstangenlänge
L	[W/K]	Wärmeleitwert
m	[g]	Masse
M	[-]	Modul
M <sub>A</sub>	[-]	reziproke Fourierzahl
$\dot{m}$	[kg/s]	Massenstrom
N	[-]	Anzahl
P	[W]	Leistung
p	[bar]	Druck
q	[kJ/kg]	spezifische Wärme
Q	[kJ]	Wärme
r	[°C]	Betrag der komplexen Temperaturfunktion
r	[m]	Kurbelradius
r	[m]	Radius
s	[kJ/kgK]	spezifische Entropie
T	[K]	Temperatur
t	[s]	Zeit
v	[m <sup>3</sup> /kg]	spezifisches Volumen
V	[m <sup>3</sup> ]	Volumen
x	[-]	Dampfanteil
X	[m]	Schichtdicke
x	[m]	Weg

Griechische Symbole	Maßeinheit	Bedeutung
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\eta$	[%]	Wirkungsgrad
$\Delta$	[-]	Dreieck
$\alpha$	[W/m <sup>2</sup> K]	Wärmeübergangskoeffizient
$\lambda$	[W/mK]	Wärmeleitfähigkeit
$\vartheta$	[°C]	Temperatur
$\varphi$	[rad]	Phasenverschiebung
$\varphi_{FFT}$	[rad]	Argument
$\pi$	[-]	Kreiszahl
$\lambda_S$	[-]	Schubstangenverhältnis
$\varphi$	[°]	Kurbelwinkel
$\omega$	[Hz]	Kreisfrequenz
$\kappa$	[-]	Isentropenexponent

Indizes	Bedeutung
$\infty$	unendlich
1, 2, 3, 4, 5, 6	Zustandspunkte
a	außen
D	Dampf
E	Einspritzung
Geo	geometrisch
Ges	gesamt
H	heiß
H	Heizung
H	Hub
i	i-ter Schritt
Iso	Isolierung
K	kalt
K	Kolben
k	k-ter Zeitschritt
L	Flüssigkeit
m	logarithmisch gemittelt
max	maximal
mech	mechanisch
min	minimal

n	n-ter Schritt
N	Nebel
O	Oberfläche
Öl	Ölheizung
P	Pumpe
p	bei konstantem Druck
R	Rest
S	Siedezustand
S	System
S	Edelstahl
th	thermisch
tot	Totraum
U	Umgebung
V	Verdampfung
V	auf Volumen bezogen
WÜ	Wärmeübertragung
Z	Zylinder
Zulauf	auf Zulauf bezogen
Zyklon	auf Zyklon bezogen
Zylinder	auf Zylinder bezogen

**Abkürzungen/Kenngrößen Bedeutung**

AM	Arbeitsmittel
ATS	Austrian Schilling, österreichische Währung vor Euro
Bi	Biot-Zahl
CRC	Clausius-Rankine-Cycle
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	schnelle Fourier Transformation
GG	Grauguss
KW	Kurbelwinkel
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
LD	Leistungsdichte
ORC	Organic Rankine Cycle
OT	oberer Totpunkt
PTFE	Polytetrafluorethylen, Teflon
R134a	Tetrafluorethan
SB	Stopfbuchsen

SL	Siedelinie
TL	Taulinie
UT	unterer Totpunkt
V4A	hochlegierter Edelstahl
VF	Vorflashen
WWA	Warmwasseranlage

## 1 Zusammenfassung

Die drehende Maschine wurde erfolgreich konstruiert und in Betrieb genommen. Bei der Umsetzung wurde der konstruktive Aufwand unterschätzt, so dass es zu Verzögerungen kam. Die Umsetzung des neuartigen Ventilkonzepts war erfolgreich. Das Linearkonzept wurde zunächst nicht umgesetzt und einvernehmlich vom jetzigen Arbeitsplan entfernt.

Für die drehende Maschine wurde die Steuer- und Regelungstechnik mit umfangreicher Messwerterfassung erfolgreich umgesetzt. Schwierigkeiten lagen unter anderem bei der Verstärkerschaltung der Messtechnik. Um rauscharme Signale zu erhalten und eine hohe Abtastrate zu realisieren, wurde ein geeigneter Tiefpassfilter eingebaut.

Erste Versuchsergebnisse wurden ohne Beschichtung des Zyklons durchgeführt. Hierbei zeigte sich ein sehr starker Temperaturabfall direkt nach der Einspritzung, sodass die vor der Einspritzung in den Zyklon herrschenden Temperaturen des Wassers innerhalb des Zyklons nicht mehr gemessen wurden. Hieraus ergibt sich ein nur geringer Temperaturhub der Wasserabkühlung innerhalb eines Zyklus im Zyklon.

Die erste Vermutung, dass es innerhalb des Zyklons zur Vermischung von zurückbleibendem kaltem Wasser (aus dem vorangegangenen Zyklon) und neuem heißem Wasser kommt, konnte durch Versuchsergebnisse mit gedrosselter Einspritzung und Absaugung des Wasserauslasses nicht bestätigt werden.

Daher wurde die Vermutung getroffen, dass direkt nach der Einspritzung große Wärmemengen vom Wasser an kalte Oberflächen übertragen werden und sich das Wasser deshalb abkühlt. Berechnungen zum instationären Wärmeübergang untermauern diese Annahme, können jedoch zum gegenwärtigen Zeitpunkt den starken Temperaturabfall nur teilweise erklären. Dies ist darauf zurückzuführen, dass im Berechnungsmodell noch nicht allen bisher identifizierten Effekten Rechnung getragen wird. Beispielsweise hängen die übertragenen Wärmemengen von der Wärmeübertragungsfläche und dem äußeren Wärmeübergangskoeffizienten ab. Beide sind stark davon beeinflusst, wie die Auskühlung im Zyklon und den umliegenden Flächen (alle Oberflächen, die mit Dampf in Berührung kommen) voranschreitet und wie sich der Wärmeübergang durch Kondensation des Dampfes an diesen Flächen auswirkt.

Alle Effekte des instationären Wärmeübergangs und der damit einhergehenden Abkühlung der Oberflächen hängen entscheidend davon ab, ob die Oberflächen beschichtet sind. Berechnungen zeigen, dass eine 110 µm dicke Teflonbeschichtung nötig ist, um die instationär übertragenen Wärmemengen auf ca. 10 % des nicht beschichteten Falls zu minimieren. Experimente mit einer 0-20 µm starken Beschichtung zeigen bereits eine Vergrößerung des im Zyklon gemessenen Temperaturhubs des Wassers um 50 % von 20 K auf 30 K.

Im Folgenden wurde eine dickere Beschichtung von ca. 100 µm ausgeführt, gut wärmeleitende Bauteile aus Messing durch Bauteile aus PTFE ersetzt und ein PTFE-Dorn auf dem Kolben montiert, der am OT in den Zyklon hineinführt. Letztere Maßnahme führt zu einer Verkleinerung des Totvolumens und verhindert das explosionsartige Verspritzen von Wasser in den Kolbenraum beim Vorflashen während der Einspritzung.

Der Prozess läuft bei 3 Hz für mehrere Minuten, womit der „proof of principle“ erbracht werden konnte.

*Tabelle 1: Zusammenfassung der aufgetretenen Schwierigkeiten und deren Lösungen  
(thematisch sortiert)*

Problemstellung	Schwierigkeiten	Lösung	Stand [%]	Kapitel
Konstruktion drehende Maschine	konstruktiver Aufwand unterschätzt	Konstruktion abgeschlossen	100	4
Steuer-/Regeltechnik	rauscharme Signale	Tiefpassfilter 10 kHz	100	4.3.2
Messtechnik	hohe Abtastrate für Abkühlkurve	dünne Thermoelemente	100	9.3
Messtechnik Software	keine	LabView Oberfläche zur Messwerterfassung und Regelung	100	4.3.3
mechanische Dissipation	keine	Messung der Verluste	100	3.8.2
thermische Dissipation	Identifikation der einzelnen Dissipationen	jeweils unabhängige Berechnung	90	3.8.1
thermische Dissipation	Kombination der einzelnen Dissipationen	Berücksichtigung der gegenseitige Beeinflussung nur teilweise vorhanden	30	3.8.1
"Proof of Principle"	konstruktiv aufwendige Umbaumaßnahmen (PTFE-Beschichtung, PTFE-Dorn, etc.)	(instationäre und stationäre) Wärmeverluste an Zyklonwand Konstruktive Maßnahmen	100	3.4 3.5 4.1.2 4.1.3
(instationäre) Wärmeverluste an Zyklonwand	Wärmeaustauschfläche, erhöhter Wärmeaustausch durch Kondensation	bisher nur vereinfachte Betrachtung	70	3.4
hoher Druck beim Ausschleiben des Dampfes	bei schnell laufender Maschine (10 Hz) zu hoher Druckverlust an Dampfauslassbohrungen, bei Selbstlauf (3 Hz) keine Druckverlust	<u>Vorschlag:</u> Umkonstruktion der Auslassventile [3]	50	5.2.2
stationäre Auskühlung der dampfberührten Oberflächen in Zyklo­n­nähe	bei langen Versuchszeiten durch Wärmeleitung voranschreitende Auskühlung, die nur unzureichend durch Ölheizung kompensiert werden kann	<u>Vorschlag:</u> dickwandiger Tefloneinsatz (10 mm)	-	3.5

flüssige Phase verspritzt, kondensiert bzw. verbleibt im Kolbenraum	Wasserschläge, geringes Druckniveau (auch im Selbstlauf), nur 40 % der eingespritzten Masse im Flüssigauslass (th. >80%)	<u>Vorschlag:</u> genauere Erkenntnisse durch optischen Zugang (Kamerasystem) - ggf. Umbau der Ventilsteuerung [3], Zyklon unterhalb Kolben	5.2.2
---------------------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-------

Transiente FEM-Simulationen [1] zeigen, dass nicht nur die Wasserrinne des Zyklon, sondern nach einigen Minuten durch Wärmeleitung auch gasberührte Oberflächen oberhalb der Wasserrinne auskühlen. An diesen Flächen kondensiert beim Einspritzen Wasserdampf was zu erheblicher Wärmeübertragung führt und mit entsprechender Dissipation verbunden ist. Mit einem Tefloneinsatz von 10 mm Stärke wird dieser Effekt drastisch reduziert. Aufgrund dieser aktuellen Ergebnisse wird eine mittelfristige Neukonstruktion des Zyklons mit Tefloneinsatz vorgeschlagen. Die Autoren schlagen vor, bei der Umkonstruktion das im Laufe der Entwicklung festgestellte Verbesserungspotenzial im Bereich der Ventiltechnik [2, 3] umzusetzen (zentrales Ventil als Auslass für flüssige und dampfförmige Phase, wobei die flüssige Phase zwangsweise zuverlässig ausgeschoben wird). Die Umkonstruktion würde es erlauben, die meisten bisher gewonnenen Erkenntnisse einfließen zu lassen.

## 2 Einleitung

Die wirtschaftliche Umwandlung von Niedertemperaturwärme in mechanische Energie stellt eine große Herausforderung dar. Dies ist vor allem auf den geringen thermischen Wirkungsgrad bei niedrigen Temperaturen zurückzuführen (siehe Abbildung 12, Kapitel 3.3.1). Die Limitierung durch den thermischen Wirkungsgrad gilt für alle thermischen Prozesse. Verschärft wird die Problematik durch die Tatsache, dass in realen Prozessen Exergieverluste auftreten, die den Wirkungsgrad des Prozesses weiter verschlechtern.

Bei den bekannten Prozessen zur Nutzung von Niedertemperaturwärme (ORC und Kalina) treten die Exergieverluste hauptsächlich bei der Wärmeübertragung im Verdampfer und in der Turbine auf (siehe Kapitel 3.3). Sobald sensible Wärme (eine auskühlende Wärmequelle) in latente Wärme (verdampfendes Arbeitsmittel) übertragen wird, liegen große Temperaturdifferenzen vor; dies führt zu Exergieverlusten, da die zur Verfügung stehende Wärme nicht verlustfrei auf das Arbeitsmittel übertragen werden kann. Der isentrope Turbinenwirkungsgrad von ca. 80 % verringert zusätzlich den „Ertrag“ an mechanischer Energie.

Gelingt es dahingegen einen Prozess zu verwirklichen, der sich dem Verlauf der Wärmequelle anpasst, sodass bei der Wärmeübertragung nur geringe Exergieverluste auftreten und der weiterhin einen hohen exergetischen Wirkungsgrad bei der Umwandlung in mechanische Energie aufweist, kann eine Verbesserung bzgl. des thermischen Wirkungsgrades gegenüber ORC und Kalina von 50 bis 80 % erreicht werden. Ein solcher Prozess stellt sich als Dreieck im T-s-Diagramm dar (siehe Abbildung 2).

Ziel dieses Projektes ist es, einen Prototyp einer Maschine zu entwickeln und in Betrieb zu nehmen, die den Dreiecksprozess realisiert.

Im vorliegenden Abschlussbericht wird der Aufbau des Prototyps, der peripheren Geräte und der Mess- und Regelungstechnik beschrieben und erste Versuchsergebnisse gezeigt. Eine umfassende Bilanzierung des neuartigen thermodynamischen Prozesses mit Flashverdampfung und eine detaillierte Analyse der zu erwartenden thermischen und mechanischen Dissipationen werden dargestellt. Aussagekräftige Versuchsergebnisse des Prototyps mit Flashverdampfung werden gezeigt und

diskutiert. Zusätzlich werden erste Ansätze einer wirtschaftlichen Bilanzierung dargestellt.

Die Autoren danken den beteiligten Instituten für Ihre kompetente Mitwirkung. Durch die interdisziplinäre Zusammenarbeit wurde die optimale Bearbeitung von konstruktiven, ökonomischen und technischen Herausforderungen ermöglicht. Beteiligt waren das Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), das Elektrotechnische Institut (ETI) (Karlsruher Institut für Technologie (KIT)) und das Europäische Institut für Energieforschung (EIFER).



### 3 Theoretische Grundlagen

Die Entspannungsverdampfung findet bei dem realisierten Prozess im Arbeitsraum einer Kolbenmaschine statt. Bereits Kauder/Kliem haben versucht, die Entspannungsverdampfung wegen der thermodynamisch günstigen Eigenschaften in einer Schraubenmaschine umzusetzen [4]. Leider führten die Versuche nicht zu einer marktauglichen Maschine. Im vorliegenden Fall wird eine Hubkolbenmaschine verwendet.

#### 3.1 Phasentrennung im Zyklon

Das heiße Wasser wird nicht direkt in den Zylinderraum der Hubkolbenmaschine eingespritzt. Direkteinspritzung ist nicht möglich, da das eintretende Wasser mit der Zylinderwand in heftigen konvektiven Wärmeaustausch mit großen Temperaturunterschieden (Wand  $\leftrightarrow$  Flüssigkeit) treten würde, was starke Dissipation zur Folge hätte. Die thermodynamisch günstige dreieckige Form des Prozesses im T-S-Diagramm würde verloren gehen.

Zur Lösung dieses Problems wird das Wasser in eine dem Zylinder vorgeschaltete Kammer eingespritzt, die als Zyklon ausgebildet ist (siehe Abbildung 1). Dabei hat der Zyklon bei der Realisierung des Dreiecksprozesses eine zentrale Bedeutung [5]. In den Zyklon wird zu Beginn der Entspannungsverdampfung das flüssige Arbeitsmittel auf eine Kreisbahn eingeschossen und verbleibt dort auf Grund der Zentrifugalbeschleunigung bis zum Ende der Verdampfung und wird dann, nach Öffnen des Auslassventils, ausgeschoben. Die flüssige Phase kühlt sich ab, während der Dampf entsteht, der den Zyklon verlässt und den Kolben verdrängt. Da Flüssigkeit und Dampf im Gleichgewicht stehen und somit keine Temperaturdifferenzen auftreten, werden die Dissipationen bei der Verdampfung minimiert. Nur durch diese während der Entspannungsverdampfung kontinuierliche Dampferzeugung kann der Dreiecksprozess realisiert werden.

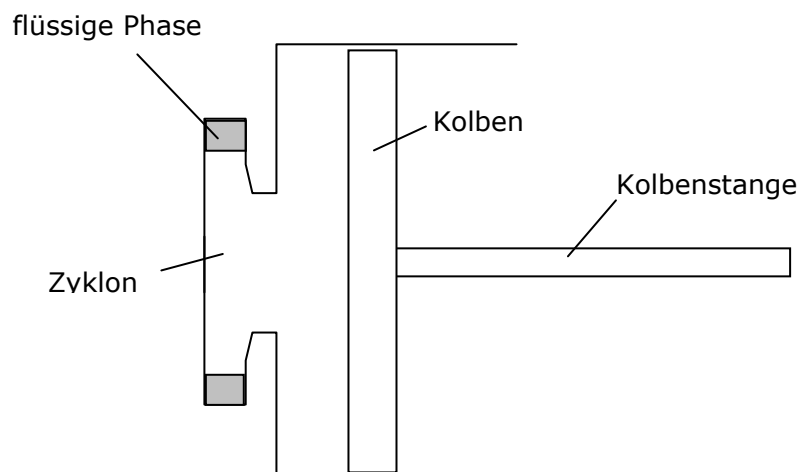


Abbildung 1: Zyklon als Expansionsvorkammer, horizontale Darstellung

Die flüssige Phase, sowie kleine Tropfen, werden im Zyklon abgeschieden. Berechnungen ergeben für Tropfengrößen ab  $0,1 \mu\text{m}$  eine Abscheiderate von 100 % [5]. Die theoretischen Berechnungen und bereits durchgeführte Vorversuche [6, 7] zeigen, dass eine gelingende Abscheidung der flüssigen Phase wahrscheinlich ist.

## 3.2 Bilanzierung Dreiecksprozess

### 3.2.1 Dampfanteil nach der Entspannung

Wir betrachten zunächst heißes Wasser im Siedezustand bzw. unterkühlt bei höherem Druck (Zustandspunkt 3). Wird eine Volumenvergrößerung erlaubt, so entspannt das Wasser isentrop ins Zweiphasengebiet (Zustandspunkt 4). Hierbei entsteht Dampf, dessen Verdampfungsenthalpie von der sich abkühlenden flüssigen Phase bereitgestellt wird. In Abbildung 2 liegt Zustandspunkt 3 auf einem hohem Temperaturniveau ( $T_H$ ) und Zustandspunkt 4 auf niedrigem Temperaturniveau ( $T_K$ ). Die Punkte 1 und 4' sind identische, wohingegen Punkt 2 optisch nicht von Punkt 1 zu unterscheiden ist, jedoch auf höherem Temperaturniveau liegt (1→2: Wiederverdichtung des abgekühlten annähernd inkompressiblen flüssigen Wassers).

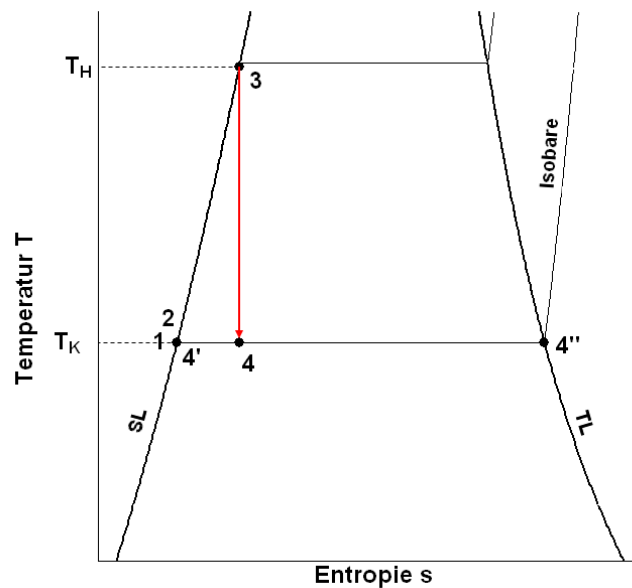


Abbildung 2: Dreiecksprozess im T-s-Diagramm

Der Dampfanteil, der sich nach der Entspannungsverdampfung einstellt, wird nach Gleichung (1) berechnet. Die einfach gestrichelten Zustände beziehen sich auf die Siedelinie, die zweifach gestrichelten Zustände auf die Taulinie.

$$x = \frac{s_3(T_H) - s_4'(T_K)}{s_4''(T_K) - s_4'(T_K)} \quad (1)$$

### 3.2.2 Einspritzmasse

Die für den Prozess benötigte ideale Einspritzmasse lässt sich aus dem Zustand nach der Entspannung am UT (4'') wie folgt berechnen:

$$v_D(T_K) = \frac{V_{\text{Zylinder}} - \frac{m_L}{\rho_L(T_K)}}{m_D} \quad (2)$$

Nach der Entspannung, wenn sich der Kolben am unteren Totpunkt (UT) befindet, steht dem Dampf das Volumen des Zylinders (Hubvolumen) abzüglich des Volumens

der flüssigen Phase zur Verfügung. Aus Gleichung (2) lässt sich mit Hilfe des Dampfanteils  $x$  ( $x = \frac{m_D}{m_E}$  bzw.  $(1-x) = \frac{m_L}{m_D}$ ) die Einspritzmasse  $m_E$  berechnen:

$$m_E = \frac{V_{\text{Zylinder}}}{x \cdot v_D(T_K) + \frac{(1-x)}{\rho_L(T_K)}} \quad (3)$$

Der Tatsache, dass dem Dampf nicht nur das Zylindervolumen, sondern auch ein Totvolumen (Zyklonvolumen) zur Verfügung steht, das nicht genutzt werden kann, wird in Kapitel 3.8.1.1 Rechnung getragen.

### 3.2.3 Mechanische und thermische Leistung

Aus der Bilanz des in Abbildung 3 dargestellten Bilanzraums um Zylinder und Zyklon ergibt sich:

$$l_K = h_3 - h_4 = h_3 - h_{4'} \cdot x - h_{4'} \cdot (1-x) \quad (4)$$

Hierin ist  $h_3$  die Enthalpie des eintretenden flüssigen Wassers (ideal im Siedezustand bei  $T_H$ ),  $h_{4'}$  die Enthalpie des austretenden Dampfes (bei  $T_K$ ) und  $h_4$  die Enthalpie der austretenden Flüssigkeit (bei  $T_K$ ).

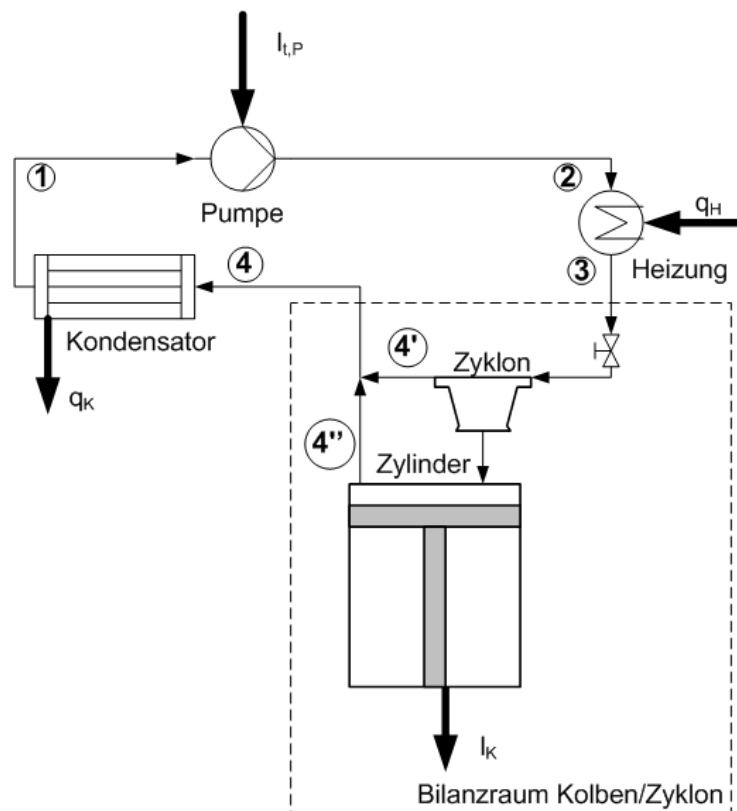


Abbildung 3: Bilanzierung Gesamtsystem

Weiterhin wird die mechanische Leistung berechnet:

$$P_{\text{mech}} = N_K \cdot f \cdot l_K \cdot m_E \quad (5)$$

$f$  ist die Frequenz der Kolbenmaschine,  $l_K$  die spezifische Arbeit,  $m_E$  die Einspritzmasse pro Zylinder und  $N_K$  die Anzahl der Zylinder.

Die zuzuführende thermische Leistung bzw. Wärme  $q_H$  wird mittels einer Bilanz um die Heizung berechnet.

$$P_{th} = N_K \cdot f \cdot q_H \cdot m_E = N_K \cdot f \cdot (h_3 - h_2) \cdot m_E \quad (6)$$

Weiterhin erhält man über eine Bilanz um den Kondensator die abzuführende Kondensationswärme.

$$Q_K = N_K \cdot f \cdot q_K \cdot m_E = N_K \cdot f \cdot (h_4 - h_1) \cdot m_E \quad (7)$$

Schließlich liefert eine Bilanz um die Pumpe die benötigte Pumpenleistung

$$P_P = N_K \cdot f \cdot l_P \cdot m_E = N_K \cdot f \cdot (h_2 - h_1) \cdot m_E \quad (8)$$

In Tabelle 2 wird eine Beispielrechnung für Wasser bei zwei unterschiedlichen Temperaturen gezeigt. Der linke Fall (200°C/100°C) dient als **Fallbeispiel** und entspricht den Bedingungen, die mit dem aufgebauten Prototyp umgesetzt werden können. Im rechten Fall (300°C/50°C) wurden hypothetische Temperaturen angenommen, um den Einfluss auf Einspritzmasse, spezifische Arbeit und Leistungen zu veranschaulichen.

Aufgrund der Tatsache, dass die umsetzbare Masse (Einspritzmasse) von den Stoffeigenschaften bei  $T_K$  abhängt, ist die Leistung im rechten Fall, trotz höherer spezifischer Arbeit und höherem Wirkungsgrad, geringer.

Tabelle 2: Beispielrechnung für Wasser, Stoffdaten aus [8]

Größe	$T_H/T_K$ : 200°C/100°C	$T_H/T_K$ : 300°C/50°C
Dampfanteil $x$	16,92 %	34,61 %
$s_3$ ( $T_H$ )	2,3305 J/(gK)	3,2552 J/(gK)
$s_{4'}$ ( $T_K$ )	1,3072 J/(gK)	0,7038 J/(gK)
$s_{4''}$ ( $T_K$ )	7,3541 J/(gK)	8,0748 J/(gK)
<b><math>m_E</math></b>	<b>2,7676 g</b>	<b>0,1886 g</b>
$V_{\text{Zylinder}}$	0,785 L	0,785 L
$v_D$ ( $T_K$ )	1,672 L/g	12,027 L/g
$\rho_L$ ( $T_K$ )	958,35 g/L	988 g/L
$l_k$	51,25 J/g	311,19 J/g
$h_1 = h_{4'}$	419,17 J/g	209,34 J/g
$h_2$	420,26 J/g	216,73 J/g
$h_3$	852,27 J/g	1345,01 J/g
$h_4$	801,02 J/g	
$h_{4'}$	419,17 J/g	209,34 J/g
$h_{4''}$	2675,57 J/g	2591,29 J/g
<b><math>P_{\text{mech}}</math></b>	<b>2837 W</b>	<b>1174 W</b>
$P_{\text{th}}$	23,91 kW	4,26 kW
$Q_K$	21,14 kW	3,11 kW
$P_P$	0,06 kW	0,03 kW
$\eta_{\text{th}}$	11,86 %	27,6 %
$f$	10 Hz	10 Hz
$N_K$	2	2

### 3.2.4 Beheizung von Zylinderkopf, Zyklon und Zylinder

Während des Betriebs müssen die Zyklon- und Zylinderoberfläche beheizt werden, um an den sonst kalten Oberflächen Kondensation des Dampfes zu verhindern. Tatsächlich ist auf Grund von instationärer Wärmeleitung die Auskühlung der Zyklonoberflächen nicht zu verhindern. Diese Oberflächen können jedoch durch geeignete isolierende Materialien gedämmt werden (siehe hierzu Kapitel 3.4). Nachfolgend wird nur der stationäre Anteil betrachtet.

In Kapitel 4.1.5 wird der Verlauf der Heizrohre der Ölheizung in der Bodenplatte dargestellt. Strömungsberechnungen ergaben einen Wärmeleitwert von 250 W/K von der Ölheizung zum Zylinder. Dies bedeutet, dass sich das Heizmedium (Öl) bei einer Wärmeabgabe von 250 W um 1 Kelvin abkühlt.

Berechnungsdetails für die folgenden Zahlenwerte sind Kapitel 9.2 zu entnehmen.

Der Wärmestrom vom Heizrohr (220 °C) zur Zyklonoberfläche (112 °C, siehe Kapitel 9.4) beträgt bei einem Wärmeleitwert von 3,2 W/K 345 W. Bei zwei Zyklonen muss die Ölheizung folglich eine thermische Leistung von 690 W aufbringen.

Durch eine 110 µm dicke Teflonbeschichtung verringert sich dieser Wert auf zweimal 200 W. Bei einem 1 cm Tefloneinsatz wird der Wärmestrom auf zweimal 15 W = 30 W verringert (vgl. Kapitel 3.5)

Der Wärmestrom vom Heizrohr (220 °C) zur Zylinderoberfläche, welche mit Dampf (112°C) in Kontakt steht, beträgt 70 W.

Die Wärmeverluste der isolierten Anlage an die Umgebung müssen durch die Ölheizung kompensiert werden. Bei einer Oberflächentemperatur (unter der Isolierung) von 200 °C gehen an eine 20 °C kalte Umgebung mit einer 7 cm starken Isolierung 100 W verloren. Durch Wärmeleitung nach unten in Richtung zur Pleuellwelle gehen weitere 83 W verloren ( $\Delta T = 80 \text{ K}$ ).

Tabelle 3: Leistung der Ölheizung

Größe	ohne Beschichtung	110 µm PTFE	10 mm PTFE
Wärmestrom zum Zyklon (pro Zyklon)	345 W	200 W	15 W
Wärmestrom zum Zylinder (pro Zyklon)	70 W	70 W	70 W
Wärmestrom an Umgebung	100 W	100 W	100 W
Wärmestrom durch Leistung nach unten	83 W	83 W	83 W
<b>Gesamt</b>	<b>1013 W</b>	<b>723 W</b>	<b>353 W</b>
<b>Verlustsumme (bezogen auf 24 kW thermische Leistung)</b>	<b>4,2 %</b>	<b>3,0 %</b>	<b>1,5 %</b>

### 3.2.5 Theoretischer Temperatur- und Druckverlauf (Fallbeispiel)

Der zu erwartende zeitliche Verlauf der Flüssigkeitstemperatur im Zyklon während der Entspannungsverdampfung lässt sich mit Hilfe der Gleichungen der Dampfzustände (1), des exakten spez. Entspannungsvolumens (36) (siehe Kapitel 3.8.1.1), sowie des Gesamtvolumens (34) (siehe Kapitel 3.6) berechnen. Zur Berechnung des Verlaufs der thermodynamischen Zustände wird der Ablauf zeitlich diskretisiert.

Für jeden Zeitschritt  $n$  gilt:

$$0 = v_D(T_n) - \frac{V_{\text{Geo},n} - \frac{(1-x_n) \cdot m_E}{\rho_L(T_n)}}{x_n \cdot m_E + m_R} \quad (9)$$

mit:

$$x_n = \frac{s_3(T_H) - s'(T_n)}{s''(T_n) - s'(T_n)} \quad (10)$$

Die Temperatur  $T_n$  wird nun zu jedem Zeitschritt so bestimmt, dass Gleichung (9) erfüllt ist. Für  $T_H = 200 \text{ °C}$ ,  $T_K = 100 \text{ °C}$  und  $m_E = 2,6555 \text{ g}$  (nach Gleichung (40)) ergibt sich der in Abbildung 4 dargestellte Verlauf für den Zeitbereich von 0 bis 50 ms (bei  $f = 10 \text{ Hz}$ ). Hierbei wurde bereits das Vorflashen (siehe Kapitel 3.8.1.1) im Totvolumen berücksichtigt. Da eine ideale Einspritzung vorausgesetzt wird, entspricht der Zeitpunkt 0 ms genau dem Zeitpunkt der idealen Einspritzung am OT. Zwischen UT und OT (50 bis 100 ms) sind die Auslassventile geöffnet, die flüssige und dampfförmige Phase werden theoretisch bei konstantem Druck und Temperatur aus dem Arbeitsraum ausgeschoben. Die genannten Zahlenwerte ( $T_H$ ,  $T_K$ ,  $m_E$ , etc.) dienen

als **Fallbeispiel** und werden für alle folgenden Berechnungen verwendet (soweit nicht anders angegeben).

Da Temperatur und Druck im Gleichgewicht stehen, kann aus dem Temperaturverlauf über die Dampfdruckkurve leicht der Druckverlauf berechnet werden. Dabei gilt:

$$p(T_n) = p_s(T_n) \quad (11)$$

Die für die Berechnung benötigten Stoffdaten wurden über das Programm REFPROP [8] ermittelt.

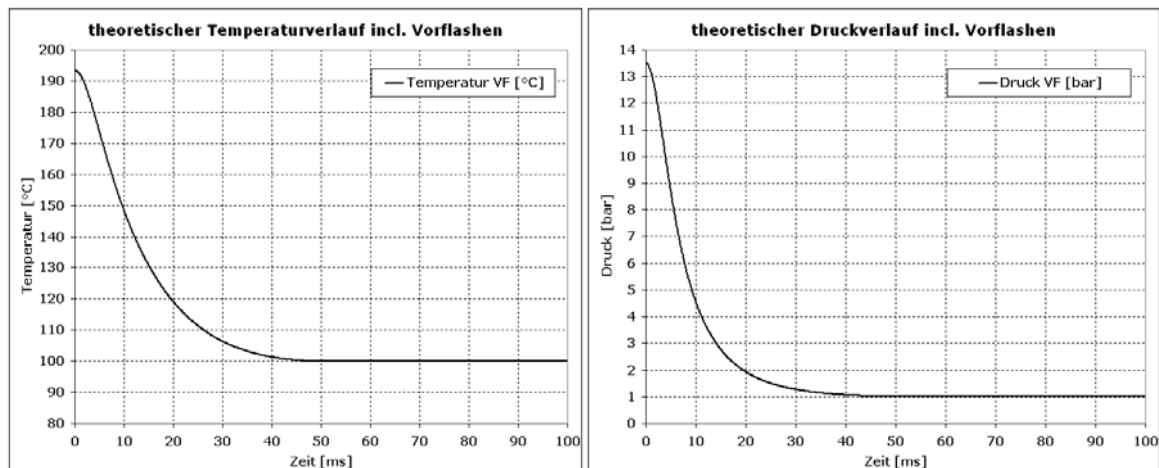


Abbildung 4: theoretischer Temperatur-(links) und Druckverlauf (rechts) der Entspannung, incl. Vorflashen (VF) für einen Zyklus bei 10 Hz

### 3.2.6 Gestufte Betrachtung der Entspannungsverdampfung im T-s-Diagramm

In Abbildung 2 wird die Entspannungsverdampfung in einem einzigen Schritt im T-s-Diagramm betrachtet. Im Folgenden wird gezeigt, dass die Entspannungsverdampfung auch als Summe vieler Einzelschritte dargestellt und bilanziert werden kann.

Vereinfachend und zur besseren Übersicht werden im Folgenden 5 Stufen betrachtet (siehe Abbildung 5); zur Vermeidung von Diskretisierungsfehlern und um sinnvolle Ergebnisse zu erhalten, ist eine deutlich größere Anzahl nötig. Welche Stufenanzahl sinnvoll ist, wird im Folgenden gezeigt.

Die eingespritzte Masse  $m_{L,0}$  entspannt von der Siedelinie isentrop auf die nächste Stufe, wobei sich der Dampfanteil  $x_1$  einstellt. Der hierbei entstehende Dampf  $m_{D,1}$  entspannt im nächsten Schritt ebenfalls isentrop ins Zweiphasengebiet, wobei sich der Nebelanteil  $x_{N,2}$  (bezogen auf die Dampfmasse  $m_{D,1}$ ) einstellt. Der entstandene Nebel wird dem Bilanzraum Flüssigkeit zugeordnet, da dieser ebenfalls für die Verdampfung zur Verfügung steht.

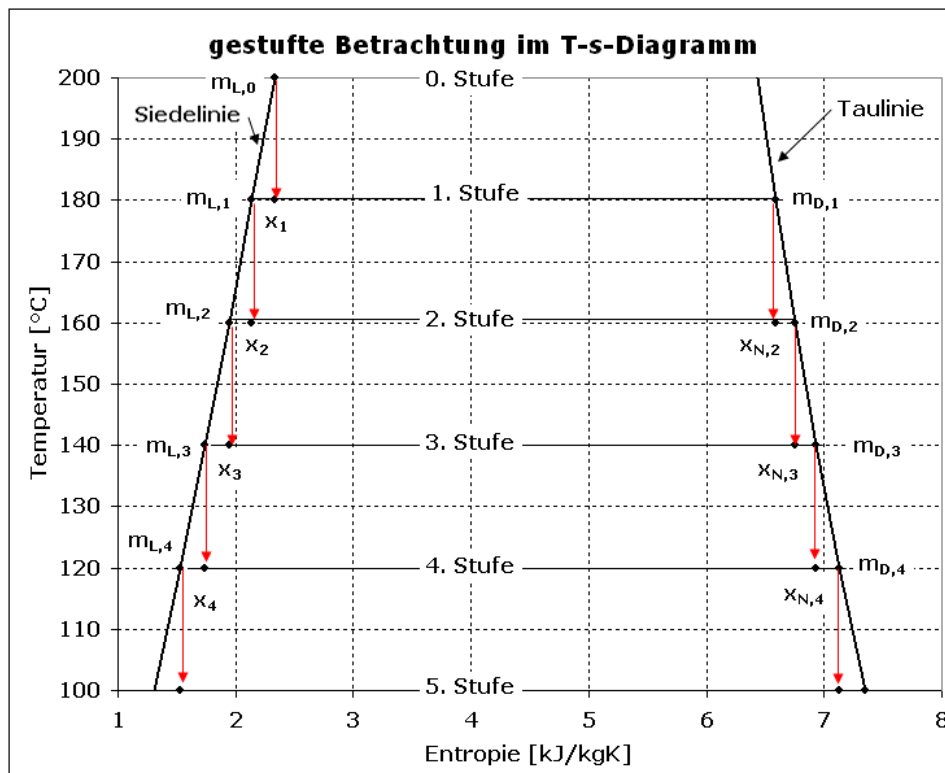


Abbildung 5: gestufte Betrachtung der Entspannungsverdampfung im T-s-Diagramm

Für die Massenbilanz der Flüssigkeit und des Dampfes folgt allgemein:

$$\begin{aligned} m_{L,i} &= (1 - x_i) \cdot m_{L,i-1} + (1 - x_{N,i}) \cdot m_{D,i-1} \\ m_{D,i} &= x_i m_{L,i-1} + m_{D,i-1} - (1 - x_{N,i}) \cdot m_{D,i-1} \end{aligned} \quad (12)$$

Die Arbeit, die je Stufe verrichtet wird, folgt aus der Energiebilanz:

$$\begin{aligned} L_{L,i} &= \left( h_i' - \left( h_{i+1}' + x_{i+1} \cdot (h_{i+1}'' - h_{i+1}') \right) \right) \cdot m_{L,i} \\ L_{D,i} &= \left( h_i'' - \left( h_{i+1}' + x_{N,i+1} \cdot (h_{i+1}'' - h_{i+1}') \right) \right) \cdot m_{D,i} \end{aligned} \quad (13)$$

Die Gesamtleistung berechnet sich wie folgt:

$$P_{\text{Ges}} = \sum_i (L_{L,i} + L_{D,i}) \cdot 2 \cdot f \quad (14)$$

Abbildung 6 zeigt die Entwicklung der berechneten Leistungen in Abhängigkeit der Stufenzahl  $i$ . Die Gesamtleistung nimmt bis  $i = 10000$  einen konstanten Wert von 2,84 kW an, was exakt dem in Tabelle 2 gezeigten Wert bei kontinuierlicher Betrachtung entspricht. Bei zu geringer Stufenzahl wird die Leistung, die der Dampf verrichtet, unterschätzt und die der Flüssigkeit überschätzt. Ab  $i = 1000$  spielen Diskretisierungsfehler keine Rolle mehr. Ab  $i = 10000$  sind die Ergebnisse unbrauchbar, da hier aufgrund der sehr kleinen Schrittweiten Rundungsfehler an Gewicht gewinnen.

Die Leistung, welche die flüssige Phase im Kontrollraum verrichtet, ist gegenüber der des Dampfes gering. Diese Leistung ist auf die Arbeit zurückzuführen, die beim Ein- und Ausschleiben der Flüssigkeit gewonnen bzw. aufgebracht werden muss.



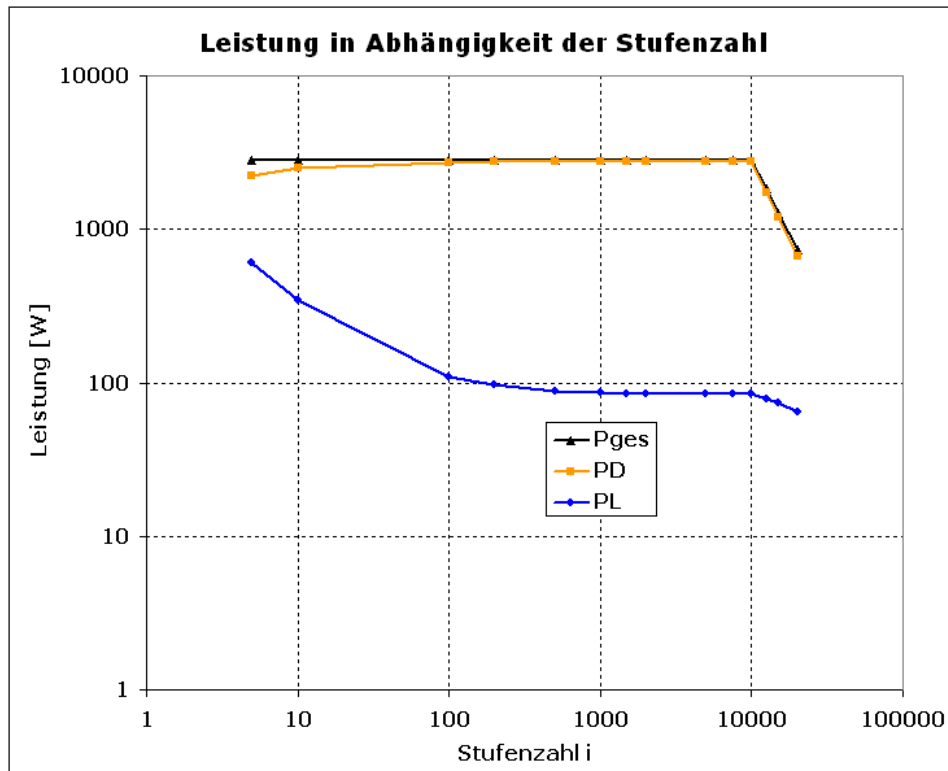


Abbildung 6: Leistung in Abhängigkeit der Stufenzahl

Mit der mehrstufigen Betrachtung der Entspannungsverdampfung konnten exakt gleiche Ergebnisse wie mit der einstufigen Betrachtung erzielt werden. Die gestufte Betrachtung bietet Vorteile für das Verständnis des Prozesses und für weitere thermodynamische Untersuchungen.

### 3.2.7 Der Dreiecksprozess in den Zustandsdiagrammen

#### 3.2.7.1 T-s-Diagramm

Abbildung 7 zeigt ein T-s-Diagramm für Wasser, in welches die wichtigsten Punkte des Dreiecksprozess eingezeichnet wurden. Hieraus lassen sich direkt wichtige Prozessgrößen ablesen, die alternativ mit den in Kapitel 3.2 vorgestellten Gleichungen berechnet werden können.

Tabelle 4: Prozessgrößen im T-s-Diagramm

Größe	Wert
Dampfanteil nach der Entspannung, $x_4$	16,93 %
Enthalpie $h_3$	852 kJ/kg
Enthalpie $h_4$	801 kJ/kg
spezifische Arbeit ( $h_4-h_3$ )	-51 kJ/kg

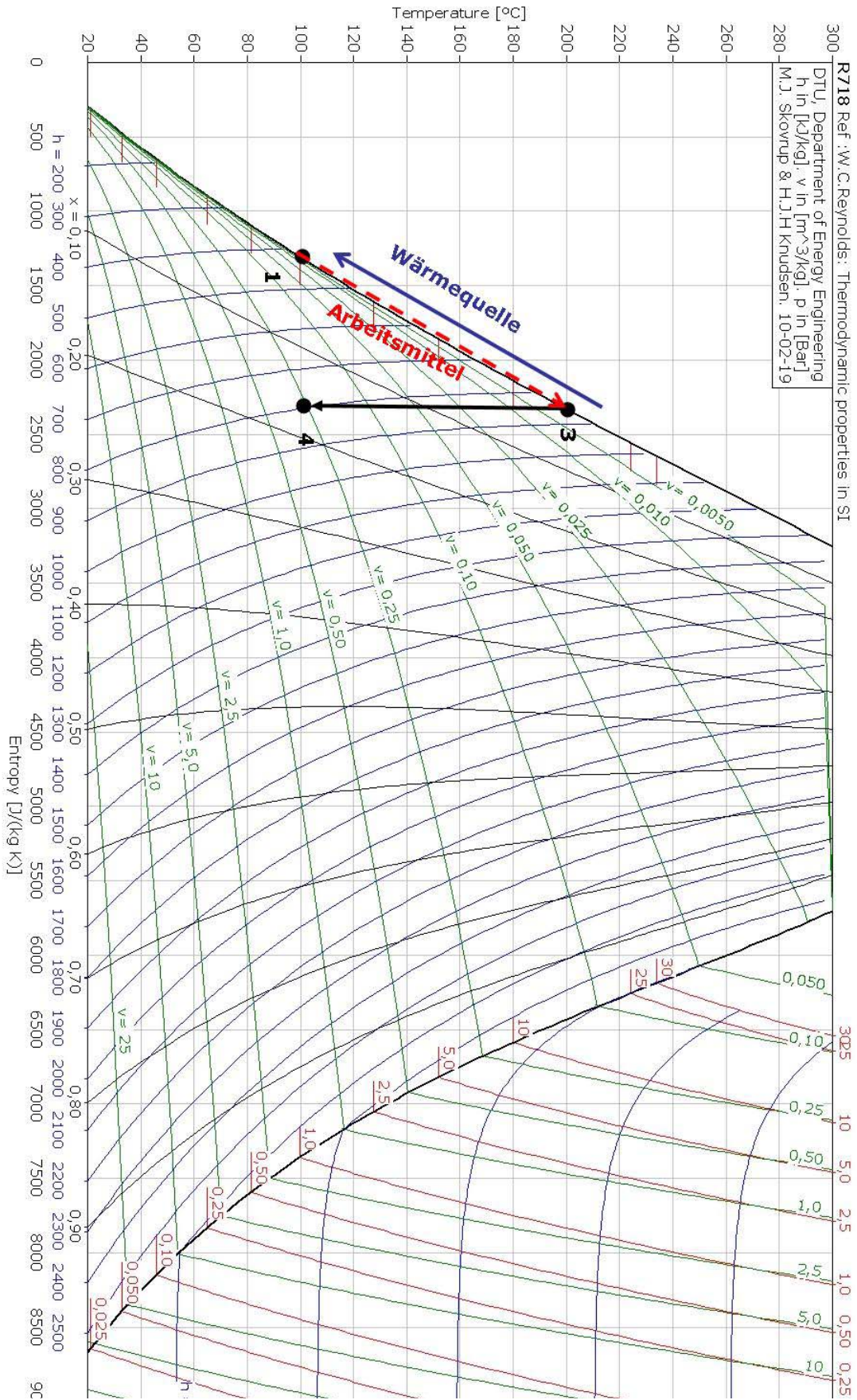
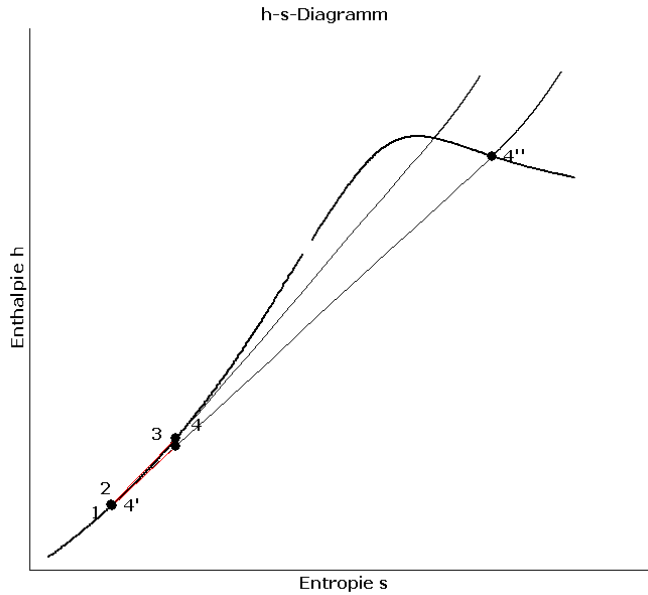


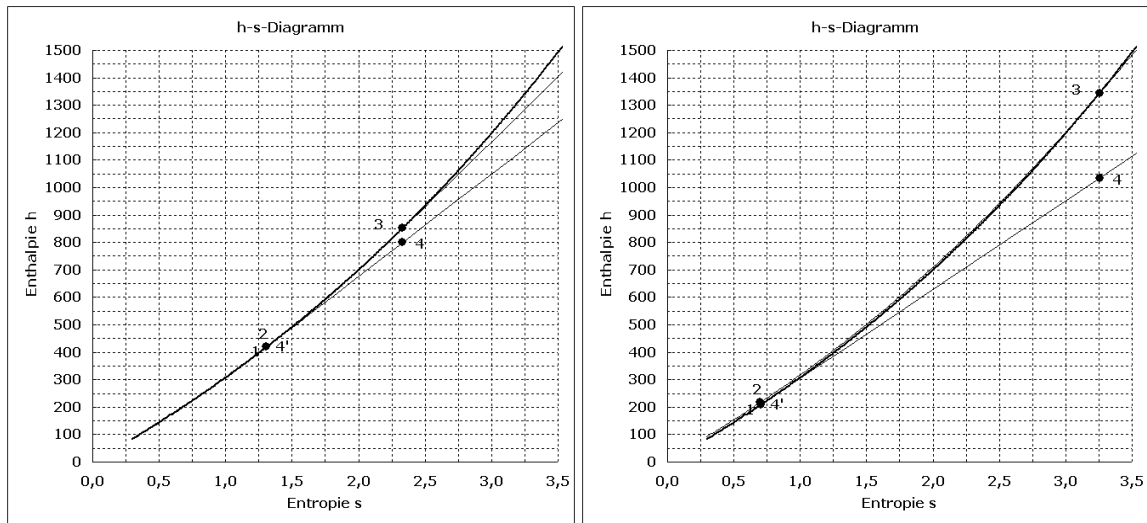
Abbildung 7: T-s-Diagramm, erstellt mit [9]

**3.2.7.2 h-s-Diagramm**

In Ab­bil­dung 8 ist der Dreiecks­pro­zess im h-s-Diagramm dar­ge­stellt. Ab­bil­dung 9 zeigt einen Aus­schnitt aus dem h-s-Diagramm, in wel­chem die ge­such­ten Grö­ßen ab­ge­lesen wer­den könn­en. Ex­em­plari­sche Wer­te sind in Ta­bel­le 5 ge­ge­ben.



Ab­bil­dung 8: Der Dreiecks­pro­zess im h-s-Diagramm



Ab­bil­dung 9: Der Dreiecks­pro­zess im h-s-Diagramm für Wasser, links:  $T_H/T_K: 200^\circ\text{C}/100^\circ\text{C}$ , rechts:  $T_H/T_K: 300^\circ\text{C}/50^\circ\text{C}$ , be­re­chnet mit [8]

Ta­bel­le 5: Pro­zess­grö­ßen im T-s-Diagramm

Arbeitspunkt	$T_H/T_K: 200^\circ\text{C}/100^\circ\text{C}$	$T_H/T_K: 300^\circ\text{C}/50^\circ\text{C}$
Enthalpie $h_3$	852 kJ/kg	1345 kJ/kg
Enthalpie $h_4$	801 kJ/kg	1034 kJ/kg
spez. Arbeit ( $h_4-h_3$ )	-51 kJ/kg	-311 kJ/kg

### 3.2.7.3 T-Q-Diagramm

Im T-Q-Diagramm können die Temperaturkurve bei der Wärmeübertragung vom Wärmeträgermedium auf das Arbeitsmittel verglichen werden. Beim Dreiecksprozess gilt eine während der gesamten Wärmeübertragung gültige geringe Temperaturdifferenz. Betrachtet man die Temperaturkurve des ORC, wird deutlich, dass ab dem Zeitpunkt der Verdampfung, die Temperaturdifferenzen zwischen Wärmeträgermedium und Arbeitsmittel aufspreizen. Hierbei kommt es zu Dissipationen, die den Wirkungsgrad des Prozesses verschlechtern. Dabei ist die Dissipation gerade bei den hohen Temperaturen besonders nachteilig, da Wärme mit hoher Temperatur zur Umwandlung in mech. Arbeit besonders geeignet wäre.

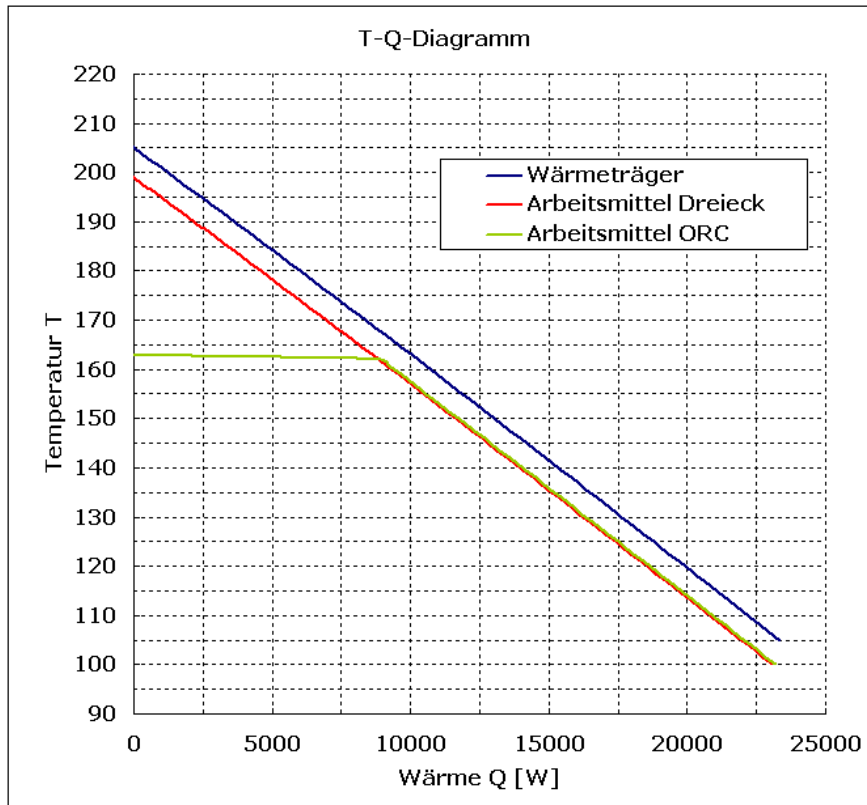


Abbildung 10: T-Q-Diagramm,  $\Delta T_{WÜ} = 5 \text{ K}$ ,  $\dot{m}_{\text{Wärmeträger}} = \dot{m}_{\text{AM,Dreieck}} = 56 \frac{\text{g}}{\text{s}}$ ,

$$\dot{m}_{\text{AM,ORC}} = 52 \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

## 3.3 Wirkungsgrad, Vergleich mit Organic Rankine Cycle (ORC)

### 3.3.1 Thermischer Wirkungsgrad des Dreiecksprozesses

Der thermische Wirkungsgrad ist definiert als das Verhältnis von „Nutzen“ zu „Aufwand“. Beim Dreiecksprozess ist der Nutzen die mechanische (elektrische) Energie und der Aufwand die Wärmemenge, die dem Prozess zugeführt werden muss. Im T-s-Diagramm stellt sich dies als Verhältnis zweier Flächen dar.

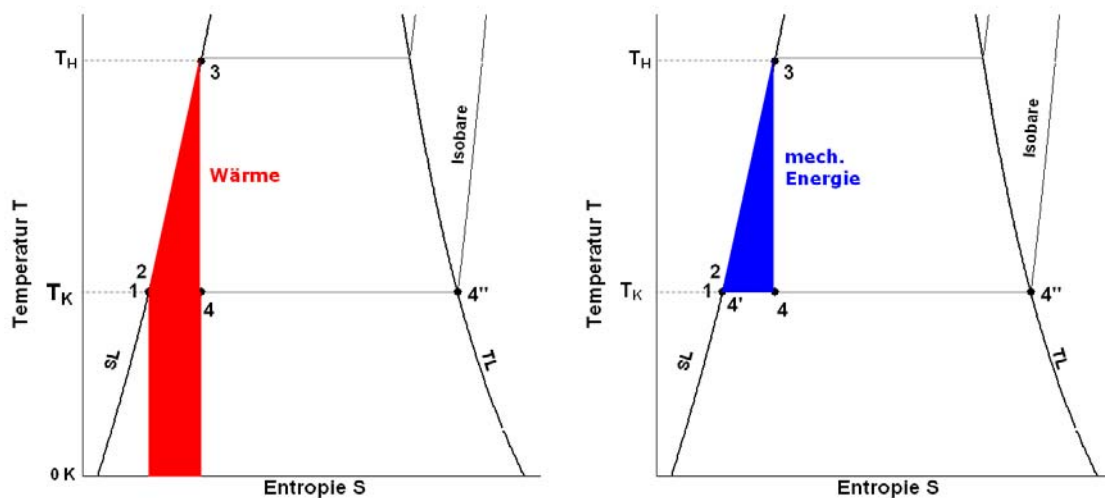


Abbildung 11: grafische Darstellung des Wirkungsgrads im T-s-Diagramm. Links: zur Verfügung stehende Wärme, Rechts: nutzbare mechanische Energie (Dreiecksprozess)

Die gesamte Fläche unterhalb der Isobaren zwischen den Punkten 2 und 3 stellt die Wärme dar, die zur isobaren Temperaturerhöhung von T<sub>K</sub> auf T<sub>H</sub> benötigt wird (rote Fläche, links). Dahingegen wird die mechanische Leistung durch das Dreieck repräsentiert, welches zwischen der Isobaren und der Isothermen T<sub>K</sub> liegt (blaues Dreieck, rechts). Das Rechteck unterhalb des Dreiecks kann nicht genutzt werden, es stellt die Kondensationswärme dar, die im Prozess abgeführt werden muss.

Entsprechend der Bilanzierung aus Kapitel 3.2.3 folgt für den thermischen Wirkungsgrad:

$$\eta_{\text{th},\Delta} = \frac{l_K}{q_H} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} \quad (15)$$

Die Enthalpien, besonders h<sub>4</sub>, welche vom Dampfanteil abhängig ist, sind stoffabhängige Größen. Zweckmäßiger ist eine stoffunabhängige Betrachtung, die im Folgenden gezeigt wird. Die dabei gemachte Vereinfachung, ist auf die Annäherung der Isobaren durch eine Exponentialfunktion zurückzuführen. Weiterhin darf bei Verwendung von Gleichung (16) Punkt 3 nicht zu nahe am kritischen Punkt liegen, da sonst die Isobare zu stark von der Siedelinie abweicht.

Betrachtet man die Isobare als Exponentialkurve kann man hieraus den thermischen Wirkungsgrad des Dreiecksprozesses ableiten (siehe [10]).

$$\eta_{\text{th},\Delta} = 1 - \frac{\ln\left(\frac{T_H}{T_K}\right)}{\left(\frac{T_H}{T_K} - 1\right)} \quad (16)$$

In Abbildung 12 ist der thermische Wirkungsgrad des Dreiecksprozesses für zwei unterschiedliche Kalttemperaturen über der Heißtemperatur dargestellt. Mit steigender Heißtemperatur und steigender Differenz von Heiß- zu Kalttemperatur nimmt der Wirkungsgrad zu.

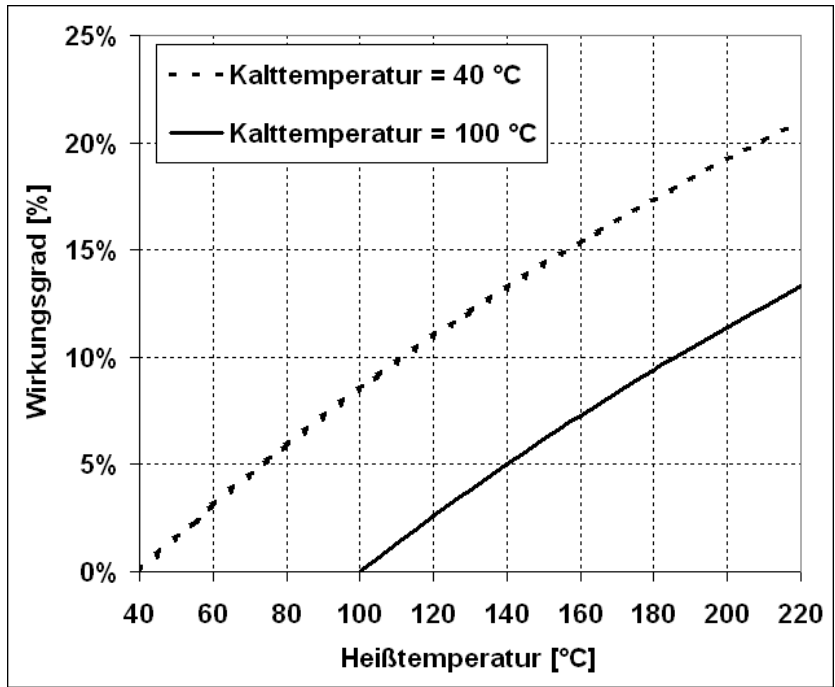


Abbildung 12: thermischer Wirkungsgrad des Dreiecksprozesses

### 3.3.2 Vergleich mit Organic Rankine Cycle (ORC)

Der Dreieckprozess bietet den entscheidenden Vorteil, dass er dem Verlauf der Wärmequelle angepasst ist. Beim ORC-Prozess treten vor allem im Verdampfer, aufgrund der großen Temperaturunterschiede, Exergieverluste auf, die beim Dreiecksprozess vermieden werden. Dieser Sachverhalt lässt sich im T-S-Diagramm veranschaulichen (siehe Abbildung 13).

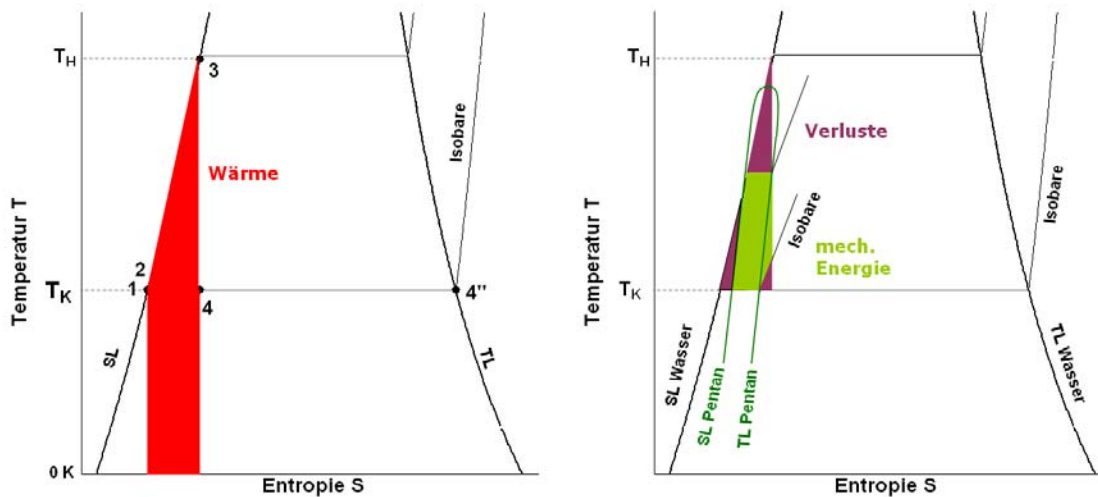


Abbildung 13: grafische Darstellung des Wirkungsgrads im T-s-Diagramm. Links: zur Verfügung stehende Wärme, Rechts: nutzbare mechanische Energie (grün), Verluste (violett) (ORC)

Die maximal zur Verfügung stehende Wärmemenge wird nicht vollständig auf das Arbeitsmittel übertragen. Der Exergieverlust bei der Wärmeübertragung wird durch die violetten Flächen dargestellt (exergetischer Wirkungsgrad: siehe Kapitel 3.3.3).

### 3.3.3 Exergie und exergetischer Wirkungsgrad

„Exergie bezeichnet [...] die bei der Einstellung des Gleichgewichts mit der Umgebung maximal gewinnbare Arbeit [...]“<sup>1</sup>... „Der exergetische Wirkungsgrad ist das Verhältnis der aus einem Energiestrom gewonnenen Arbeitsleistung zu dem mit dem Energiestrom zugeführten Exergiestrom.“ [11].

Beim Dreiecksprozess, ist der zugeführte Exergiestrom der Exergiestrom des Stoffstroms 3 (vgl. Abbildung 3). Dieser wird wie folgt berechnet ( $T_U = T_K$ ,  $T_3 = T_H$ ):

$$ex_3 = h_3 - h_U - T_K (s_3 - s_U) \quad (17)$$

Die aus dem Energiestrom gewinnbare Arbeitsleistung wird nach Gleichung (4) berechnet. Da bei  $T_U = T_K$ ,  $h_U = h_4$  gilt und eine ideale isentrope Entspannung betrachtet wird, ergibt sich der folgende exergetische Wirkungsgrad (ideale Betrachtung!).

$$\eta_{ex} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_U - T_K (s_3 - s_U)} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_4} = 1 \quad (18)$$

Unter Vernachlässigung der Temperaturdifferenzen bei der Wärmeübertragung (Wärmeübertrager *Sole-Arbeitsmittel*, Kondensator) und Annahme einer isentropen Entspannung kann der Dreiecksprozess theoretischen einen exergetischen Wirkungsgrad von 1 erreichen.

In Abbildung 14 wird die zugeführte Exergie bzw. der ideale Dreieckprozess durch das rote Dreieck repräsentiert. Möchte man mit der gleichen zur Verfügung stehenden Exergie einen ORC-Prozess (Arbeitsmittel, hier: Pentan) verwirklichen, ist die nutzbare Arbeit nur die von den grünen Linien eingeschlossene Fläche.

---

<sup>1</sup> sinngemäß ergänzt durch die Verfasser

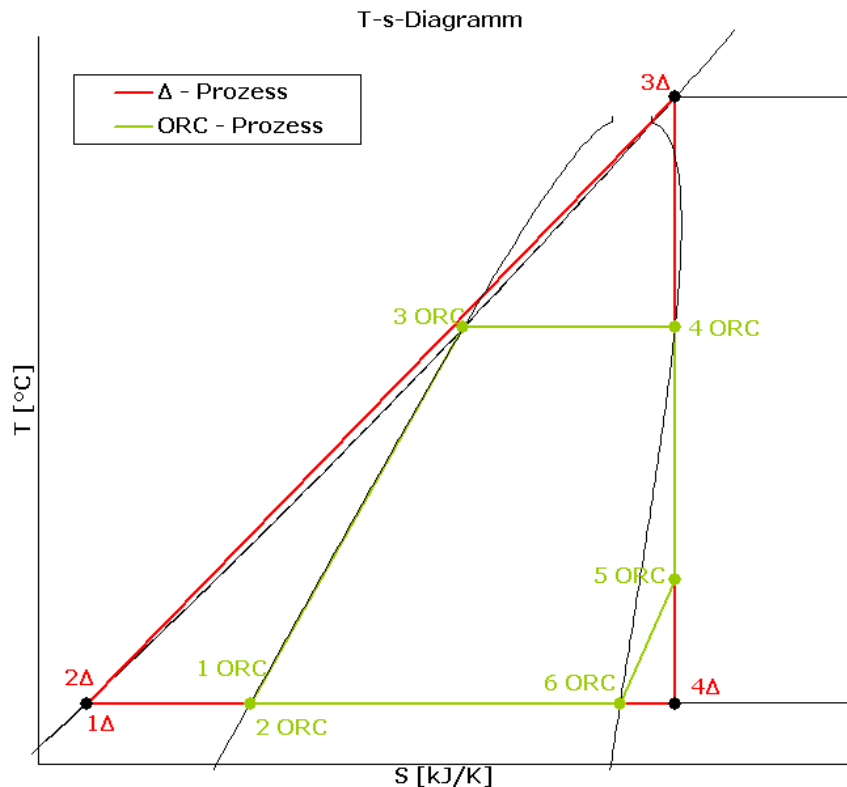


Abbildung 14: Dreieck- und ORC-Prozess (ideal) im T-S-Diagramm

Läuft der Prozess zwischen  $T_H = 200 \text{ °C}$  und  $T_K = 100 \text{ °C}$ , liefert eine Optimierung des idealisierten ORC bzgl. der gewinnbaren Arbeit eine Verdampfertemperatur von  $T_S = 162 \text{ °C}$ . Der ORC nutzt maximal 70 % der zur Verfügung stehenden Exergie. Somit ist der maximal mögliche exergetische Wirkungsgrad 70%. Dieser idealisierte Vergleich veranschaulicht den Vorteil des Dreiecksprozesses gegenüber dem ORC-Prozess. Tatsächlich realisierte exergetische Wirkungsgrade weichen deutlich von den oben genannten Werten ab.

### 3.4 Instationäre Wärmeleitung - Auskühlung der Zyklonwand

Die in den Zyklon eingespritzte flüssige Phase steht in intensivem Wärmeaustausch mit der Zyklonoberfläche. Die physikalischen Eigenschaften (Wärmeleitfähigkeit, Dichte und Wärmekapazität) der Zyklonwand führen dazu, dass sich die Temperatur-Zeit-Funktion der sich abkühlenden flüssigen Phase zeitlich verzögert und abgeschwächt in der Zyklonwand fortsetzt ([12], Abschnitt Ec 14). Dies hat zu Folge, dass zu Beginn der Wassereinspritzung in den Zyklon Wärmemengen von der heißeren flüssigen Phase an die Zyklonoberfläche und am Ende der Entspannungsverdampfung Wärmemengen von der Wand an das Wasser zurück übertragen werden. Wir nennen diese Wärmemengen Wärmepakete (siehe Kapitel 3.4.4).

Der VDI-Wärmeatlas ([12], Abschnitt Ec 14) bietet auf Grundlage der instationären Wärmeleitung einen analytischen Lösungsansatz um die Oberflächentemperatur des Zyklons und die übertragenen Wärmepakete zu berechnen (siehe Kapitel 3.4.1).

In [13] wird ein explizites Differenzenverfahren erläutert, das die Lösung des instationären Wärmeleitungsproblems ermöglicht (siehe Kapitel 3.4.2). Ferner können die Randbedingungen des expliziten Differenzenverfahrens an das vorliegende Problem angepasst werden (siehe Kapitel 3.4.3).



Bei den folgenden Berechnungen wird der Temperaturverlauf des Wassers nach Kapitel 3.2.5 bzw. Abbildung 4 unter Berücksichtigung des Vorflashens im Totraum angenommen. Effekte der zeitlichen Einspritzverzögerung (siehe Kapitel 3.8.1.3) werden noch nicht berücksichtigt.

Tabelle 6: Stoffdaten zur Berechnung des instationären Wärmeübergangs zwischen Fluid und Zyklonwand

Größe	Wert	Bedeutung
$\alpha_a$	300 000 W/m <sup>2</sup> K	äußerer Wärmeübergangskoeffizient ([12], Abschnitt Gb3)
$X = X_{\min}$	700 µm (Edelstahl) 110 µm (PTFE)	minimale Schichtdicke
$\lambda$	14,7 W/mK (Edelstahl) 0,2 W/mK (PTFE)	Wärmeleitfähigkeit
$a$	$3,754 \cdot 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s (Edelstahl) $9,470 \cdot 10^{-8}$ m <sup>2</sup> /s (PTFE)	Temperaturleitfähigkeit
$A_{WÜ}$	0,0025 m <sup>2</sup>	von flüssiger Phase bedeckte Zyklonoberfläche

### 3.4.1 Analytischer Ansatz

Nach [12] muss die Umgebungstemperatur (hier: Wassertemperatur)  $\vartheta_\infty$  als periodisches Signal vorliegen. Hierfür wurde für das in Abbildung 4 dargestellte Temperatursignal des Wassers eine Fourieranalyse (siehe Kapitel 9.4) durchgeführt und die Theorie auf jede einzelne der periodischen Schwingungen angewandt. Die einzelnen Ergebnisse werden dann aufaddiert. Für jede Schwingung gilt:

$$\vartheta_\infty = r \cos(2\pi ft + \varphi_{FFT}) = \vartheta_{\infty, \max} \cos(2\pi ft + \varphi_{FFT}) \quad (19)$$

Die Oberflächentemperatur wird wie folgt berechnet:

$$\vartheta_O = \vartheta_{\infty, \max} \hat{A}_O \cos(2\pi ft + \varphi_{FFT} + \varphi) \quad (20)$$

Hierin ist  $\hat{A}_O$  die Amplitudendämpfung und  $\varphi$  die Phasenverschiebung mit der die Oberflächentemperatur des Zyklons der Temperatur der Flüssigkeit abgeschwächt wird bzw. hinterherhinkt. Berechnungsgleichungen in Abhängigkeit von  $Bi_M$  sind in [12] gegeben.

$$Bi_M = \frac{Bi}{M_F} = \frac{\left( \frac{\alpha_a}{\lambda} X \right)}{\left( \sqrt{\frac{\pi f}{a}} X \right)} = \frac{\alpha_a}{\lambda} \sqrt{\frac{a}{\pi f}} \quad (21)$$

Die Größe  $M_F$  kann als reziproke Fourierzahl aufgefasst werden (Hinweis: In [12] wird  $M_A$  ohne Index A verwendet; um Verwechslungen mit M in den folgenden Kapiteln zu vermeiden, wurde hier der Index F angehängt). Ab einem Wert von  $M_F = 2$  ändert sich weder die Amplitudendämpfung noch die Phasenverschiebung und der innere Wärmeübergangskoeffizient nimmt einen konstanten Wert an. Hieraus wird die Eindringtiefe der „Temperaturwelle“ in die Zyklonwand berechnet, die damit die minimale Dicke der Beschichtung darstellt (siehe Tabelle 6). Dickere Schichten

reduzieren nicht mehr die Größe der Wärmepakete, sondern nur noch den stationären Wärmestrom.

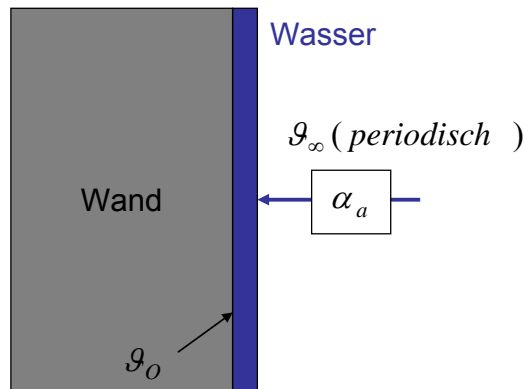


Abbildung 15: schematische Darstellung der Randbedingungen für den analytischen Ansatz

Nach Summation der einzelnen Schwingungen nach Gleichung (20) erhält man die Oberflächentemperatur der Zyklonwand. In Abbildung 17 ist der berechnete Temperaturverlauf der flüssigen Phase, sowie die Summe der nach der Fourieranalyse (FFT) berechneten Einzelschwingungen dargestellt. Ein Vergleich beider Kurven weißt eine sehr gute Übereinstimmung auf. Des Weiteren zeigt die schwarz gestrichelte Kurve die nach analytischer Methode berechnete Oberflächentemperatur. Die Berechnungen für eine Edelstahl- und PTFE-Wand zeigen deutlich unterschiedliche Verläufe. Phasenverschiebung und Amplitudendämpfung der Oberflächentemperatur sind im Fall der Edelstahloberfläche deutlich stärker ausgeprägt, als bei PTFE, wo sich Oberflächentemperatur und Wassertemperatur quasi spontan angleichen und folglich weniger Wärme ausgetauscht wird.

### 3.4.2 Explizites Differenzenverfahren (Diskretisierung)

Nach [13] wird die Differentialgleichung der Wärmeleitung örtlich und zeitlich mit Hilfe von Differenzenquotienten diskretisiert. Dies bedeutet, dass die Wand in ein-dimensionale Schichten unterteilt wird und die Temperaturverteilung zu festen Zeitschritten berechnet wird. Dabei wird gemäß dem geforderten Stabilitätskriterium die minimale Schichtdicke über die Größe der Zeitschritte bestimmt. In diesem Kapitel werden zunächst gleiche Randbedingungen wie im vorangegangenen Kapitel behandelt, um die Ergebnisse vergleichen zu können.

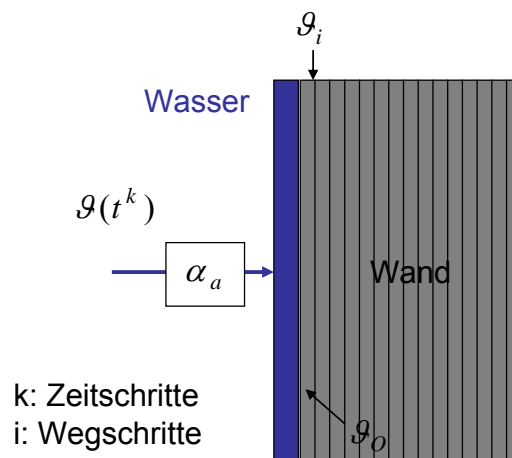


Abbildung 16: schematische Darstellung der Randbedingungen für diskreten Ansatz

Für die Berechnung der Temperatur gilt allgemein:

$$g_i^{k+1} = \underbrace{\frac{a\Delta t}{\Delta x^2}}_M g_{i-1}^k + \left(1 - 2 \frac{a\Delta t}{\Delta x^2}\right) g_i^k + \frac{a\Delta t}{\Delta x^2} g_{i+1}^k \quad (22)$$

Am linken Rand, beim Wärmeübergang an das Wasser, gilt:

$$g_1^{k+1} = [1 - 2M(1 + Bi^*)]g_1^k + 2Mg_2^k + 2MBi^*g_U^k \quad (23)$$

Am rechten Rand gilt die adiabatische Randbedingung:

$$g_n^{k+1} = Mg_{n-1}^k + (1 - M)g_n^k \quad (24)$$

Für die Stabilitätsgrenze gilt:

$$M \leq \frac{1}{2(1 + Bi^*)} \quad (25)$$

Tabelle 7: Stoffdaten zur Berechnung der instationären Wärmeleitung

Größe	Wert	Bedeutung
$\Delta t$	0,09765625 ms	Zeitschritte (100 ms in 1024 Zeitschritten)
$\Delta x_{\min}$	0,0356 (Edelstahl) 0,0284 (PTFE)	Schichtdicke
$Bi^* = \frac{\alpha_a \Delta x}{\lambda}$	0,7265 (Edelstahl) 42,6 (PTFE)	Biot-Zahl (Verhältnis äußerer zu innerem Wärmetransport)

Die Ergebnisse des expliziten Differenzenverfahrens sind gemeinsam mit den Ergebnissen der analytischen Berechnung (Fourieranalyse) in Abbildung 17 dargestellt. Die Übereinstimmung der berechneten Oberflächentemperaturen nach beiden Methoden ist sehr gut und spricht für eine gegenseitige Validierung der Rechenverfahren.

In beiden Diagrammen ist ferner die Wandtemperatur im Abstand von 10-mal  $\Delta x$  von der Oberfläche dargestellt (Edelstahl: 356  $\mu\text{m}$ , PTFE: 284  $\mu\text{m}$ ). Für Edelstahl liegt dieser Bereich mitten in der minimalen Schichtdicken (700  $\mu\text{m}$ , Tabelle 6), sodass die Temperaturwelle des Wassers bis zu dieser Stelle vordringt. Bei PTFE befindet sich diese Stelle bereits außerhalb der minimalen Schichtdick (110  $\mu\text{m}$ ); hier ist kein Einfluss der Temperaturwelle zu erkennen. Dieser Sachverhalt wurde bereits bei der analytische Berechnung für  $M_F > 2$  vorhergesagt.

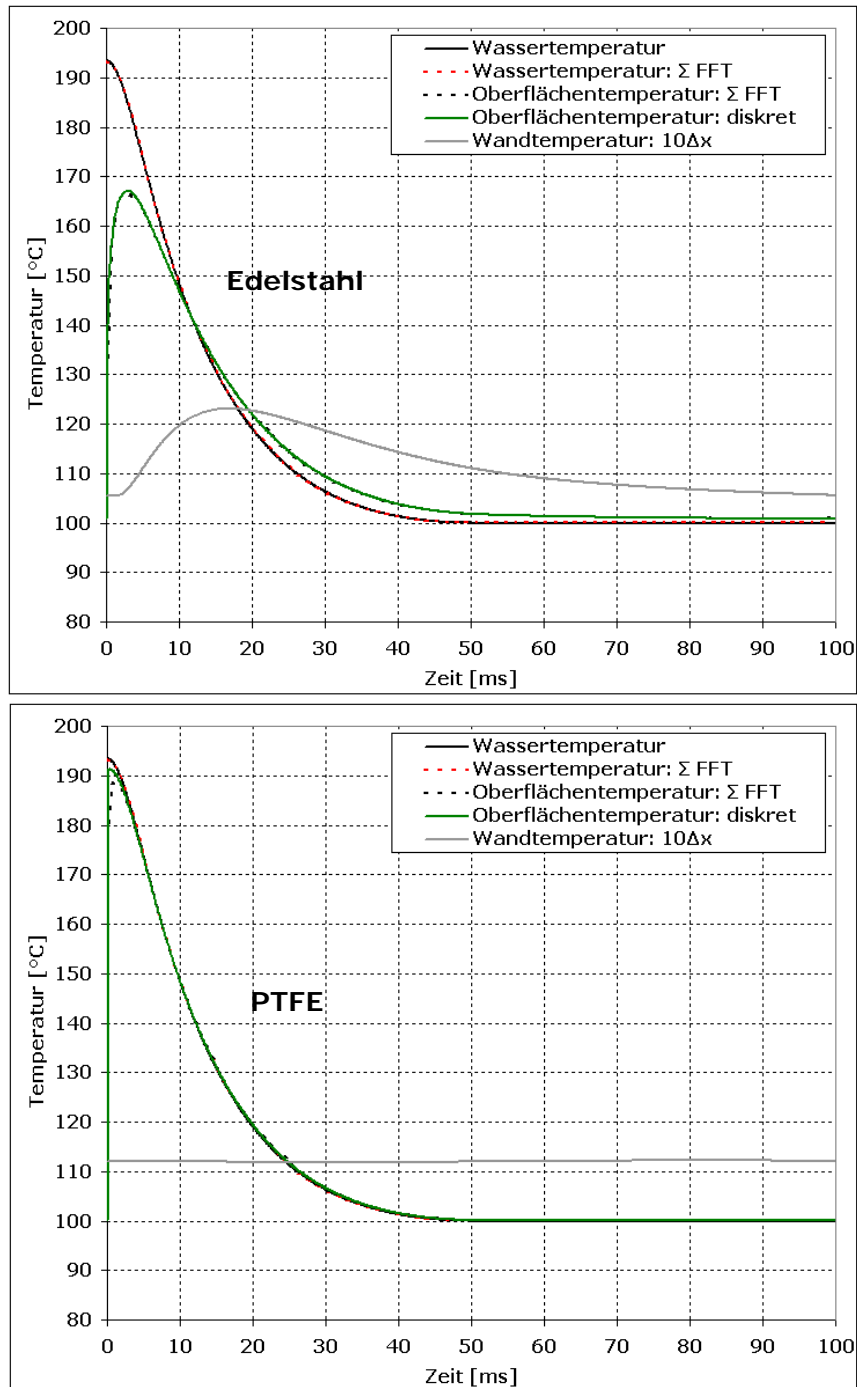


Abbildung 17: Temperaturverläufe nach analytischer und diskreter Methode.  
Oben: Edelstahl, unten: PTFE

Die aus der Betrachtung der instationären Wärmeübertragung resultierenden Verluste für den Dreiecksprozess werden in Kapitel 3.8.1.2 behandelt.

### 3.4.3 Erweiterung des expliziten Differenzenverfahrens

In den bisherigen Betrachtungen wurde nur der Einfluss der Wassertemperatur auf die Wandtemperatur berücksichtigt; eine Rückkopplung auf die Wassertemperatur war auf Grund der Randbedingungen nicht möglich. Das Wasser besitzt jedoch ebenfalls eine Kapazität und wird von der Wandtemperatur beeinflusst. Zu Beginn der Einspritzung, wenn das Wasser deutlich heißer als die abgekühlte Wand ist, wird Wärme vom

Wasser zur Wand über­tra­gen, wobei sich das Wasser dabei ab­kühlt. Ge­nauer be­trach­tet kon­den­siert ein Teil des Dampfes, den das ab­kühlende Wasser er­zeugt hat an der kalten Wand, was zum Ab­senken des Drucks und wei­te­rer Ver­damp­fung mit ein­her­ge­hen­der Wasser­ab­kühlung führt. Dieser Pro­zess endet, so­bald die Wand durch die Kon­den­sa­tion aus­reichend auf­ge­wärmt wurde. Die ge­speicherte Wärme (über­tra­gene Wärme­pa­kete) wird im wei­te­ren Ver­lauf der Ent­span­nungs­ver­damp­fung von der Wand an das Wasser ab­ge­geben, es kommt zur Er­wär­mung des Wassers.

Des Wei­te­ren wird der Tat­sa­che Rechnung ge­tra­gen, dass die Öl­hei­zung für einen zusätz­lichen Wärme­strom in Rich­tung Ober­fläche führt.

Die Er­wei­te­rung des Modells und der Rand­be­dingun­gen sind in Ab­bil­dung 18 sche­ma­tisch dar­ge­stellt.

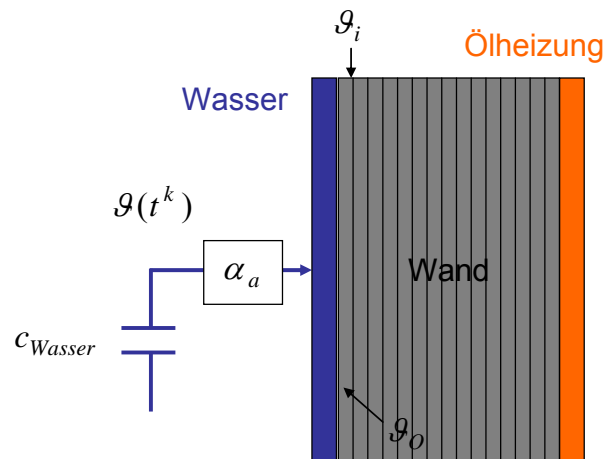


Abbildung 18: schematische Darstellung der Randbedingungen für den erweiterten diskreten Ansatz

Die Energiebilanz um den Kontrollraum Wasser beinhaltet die Abkühlung durch die Verdampfungswärme  $Q_V$  und die Aufheizung durch den Kontakt mit der Wand  $Q_\alpha$ .

$$m_L c_L \Delta T = -Q_V + Q_\alpha \quad (26)$$

Für die Wärme pro Zeitschritt von der Wand mit der Oberflächentemperatur  $T_O$  an das Wasser mit der Temperatur  $T_L$  gilt:

$$Q_\alpha = \alpha_a A_{WÜ} (T_O - T_L) \Delta t \quad (27)$$

Die Verdampfungswärme wird über die Abkühlung der flüssigen Phase im abiabaten Fall berechnet.

$$Q_V = m_L c_L \Delta T \quad (28)$$

Die Randbedingung auf der linken Seite entspricht Gleichung (23) wobei die Umgebungstemperatur zu jedem Zeitschritt nach Gleichung (26) berechnet wird.

Der Einfluss der Ölheizung wird dahingehend berücksichtigt, dass am rechten Rand die Randbedingung nach Gleichung (22) mit  $g_{i+1}^k = T_{\dot{O}l,i+1}$  gilt. Bei 100 Schichten mit  $\Delta x_{\min} = 0,0356 \text{ mm}$  (siehe Tabelle 7) ist  $T_{\dot{O}l,i+1}$  die Temperatur in einer Entfernung von 3,56 mm von der Zyklonoberfläche und wird mit Hilfe des stationären Wärmestroms der Ölheizung nach Kapitel 3.2.4 berechnet.

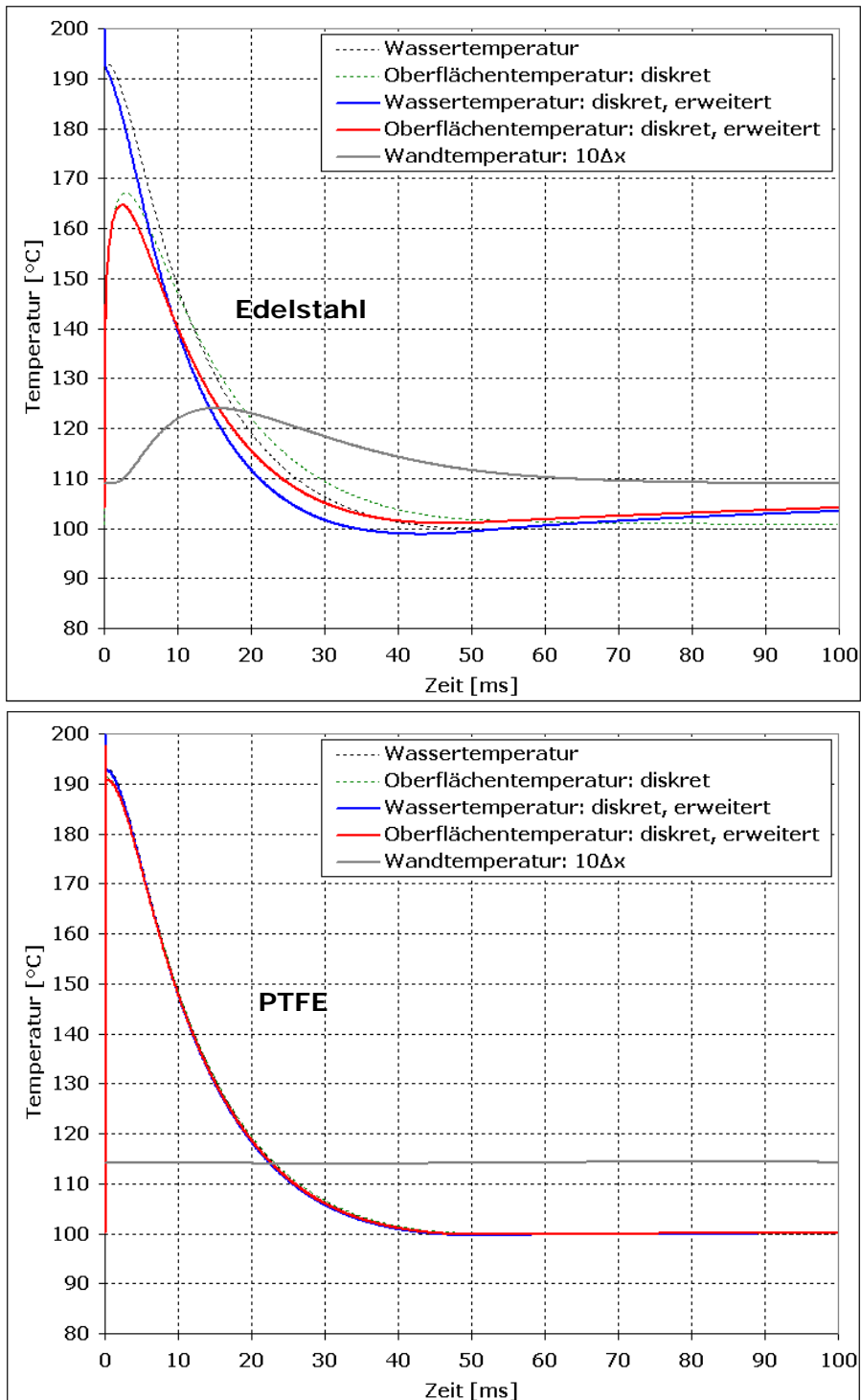


Abbildung 19: Temperaturverläufe nach der erweiterten diskreten Methode.  
Oben: Edelstahl, unten: PTFE

Die Temperaturverläufe der Wasser- und der Oberflächentemperatur im Fall von Edelstahl machen den Einfluss der Erweiterung des diskreten Modells sichtbar. Zu Beginn sinkt die Wassertemperatur deutlich schneller ab: Wärmepakete werden vom Wasser in die Wand übertragen. Im hinteren Bereich steigt die Flüssigkeitstemperatur an: Wärmepakete werden von der Wand ans Wasser übertragen.

Bei PTFE ist kaum ein Unterschied zur einfachen diskreten Berechnung festzustellen. Die übertragenen Pakete sind so klein, dass sich das Wasser zu Beginn der

Einspritzung kaum abkühlt, bzw. am Ende der Entspannungsverdampfung kaum aufgewärmt wird.

Die Eindringung der Temperaturwelle in die Wand verdeutlicht die graue Kurve, welche dem Temperaturverlauf in der Entfernung 10-mal  $\Delta x$  von der Oberfläche entspricht. Es zeigt sich, wie bereits im vorangegangenen Kapitel beschrieben, dass bei Edelstahl die Temperaturwelle bis an die Stelle, 10-mal  $\Delta x$  von der Oberfläche entfernt, reicht und dort den gezeigten Verlauf hat.

Einen genaueren Blick auf die Verteilung der Temperaturen über die Schichten zu verschiedenen festen Zeitschritten erlaubt Abbildung 20. Hier zeigt sich deutlich die Eindringtiefe der Temperaturwelle in die Wand; Ab einem gewissen Abstand von der Oberfläche stellt sich zu allen Zeitschritten ein identischer Temperaturverlauf dar. Nur in den oberflächennahen Schichten wird die Wandtemperatur vom Wasser beeinflusst. Je tiefer die Temperaturwelle in die Wand eindringt umso größer sind die dabei übertragenen Wärmemengen, da mehr Masse aufgeheizt und abgekühlt wird.

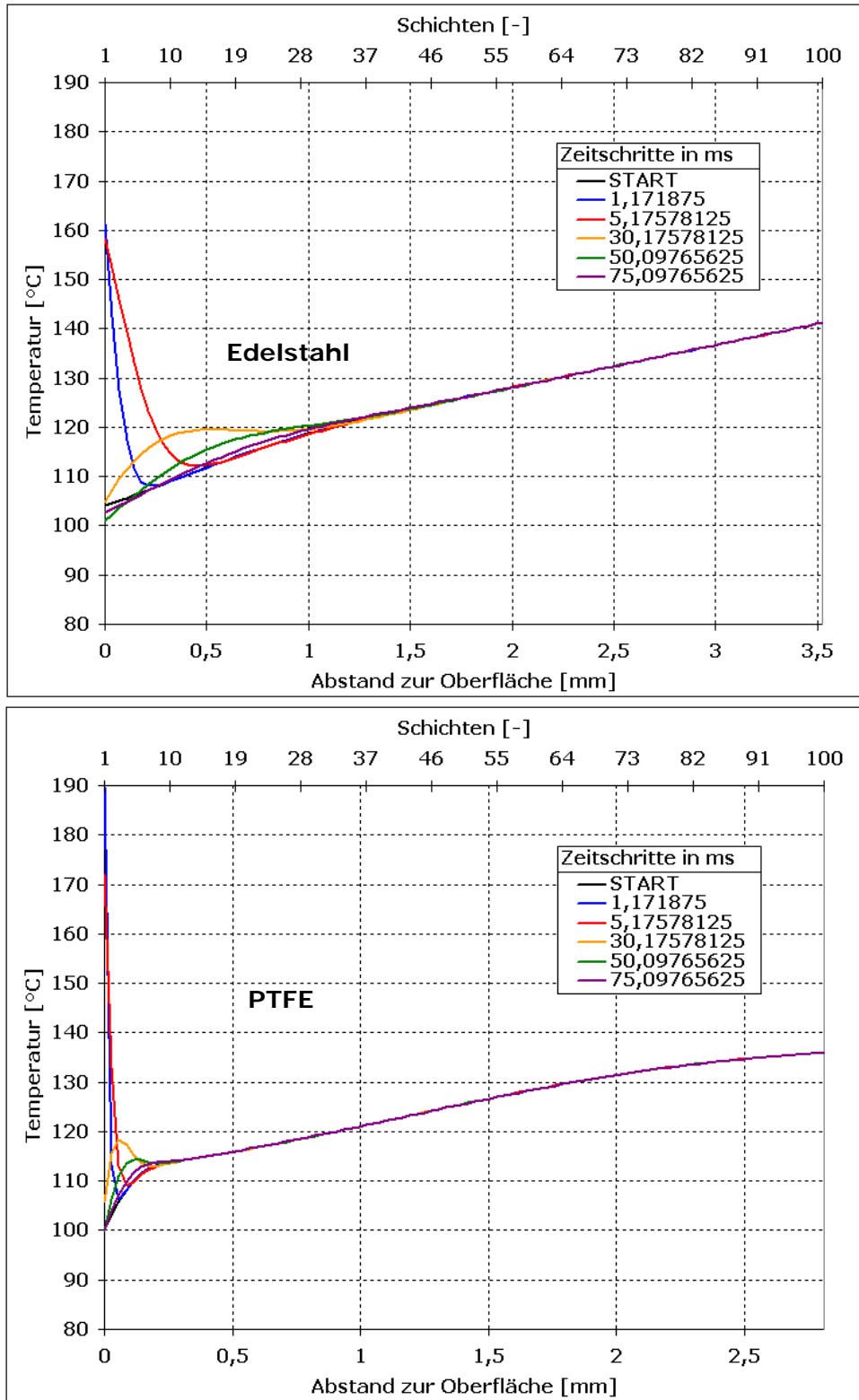


Abbildung 20: Temperaturverläufe (örtliche Auflösung) nach der erweiterten diskreten Methode. Oben: Edelstahl, unten: PTFE



### 3.4.4 Übertragene Wärmepakete

Unter dem Begriff **Wärmepaket** wird die Wärmemenge bezeichnet, die bei der instationären Betrachtung und dem dadurch resultierenden Temperaturunterschied zwischen Oberfläche und Fluid (Wasser) von der Wand an das Fluid (Wasser) bzw. umgekehrt übertragen wird.

Die übertragenen Wärmepakete werden aus der Summe der zu jedem Zeitschritt übertragenen Wärmepakete (Gleichung (29)) berechnet und sind in Tabelle 8 zusammengefasst.

$$Q_i = \alpha_a A_{W\ddot{U}} \Delta T_i \Delta t_i \quad (29)$$

Beim erweiterten diskreten Modell unterscheiden sich die Wärmepakete, welche von der Wand ans Wasser und umgekehrt übertragen werden, da hier der stationäre Anteil der Ölheizung berücksichtigt wird.

Tabelle 8: Übertragene Wärmepakete bei Frequenzen von 10 Hz und 25 Hz

		Edelstahl		PTFE	
		10 Hz	25 Hz	10 Hz	25 Hz
analytisch	-	110 J	64 J	10,8 J	6,8 J
diskret	-	112,7 J	65 J	11,47 J	8 J
diskret, incl. stationärer Anteil und Wärmekapazität des Wassers	(Wasser → Wand)	94 J	59 J	11,3 J	8 J
	(Wand → Wasser)	125,7 J	72 J	11,7 J	8 J

Diese Werte machen deutlich, dass eine Beschichtung der Zyklonoberfläche für die Funktion der Maschine von entscheidender Bedeutung ist. Bereits mit einer dünnen Beschichtung können die instationär übertragenen Wärmepakete deutlich reduziert werden. So wird verhindert, dass sich die Flüssigkeit beim Kontakt mit der Zyklonwand zu stark abkühlt.

Gleichung (29) macht deutlich, dass die übertragene Wärme stark von der Wärmeaustauschfläche und dem Wärmeübergangskoeffizienten abhängt. Letzterer wurde für eine Strömung im Zyklon berechnet, kann sich jedoch bei Kondensation zu Beginn der Einspritzung stark erhöhen. Bei der Wärmeaustauschfläche wurde die von der Flüssigkeit berührte Fläche berücksichtigt. Schreitet im Laufe des Versuchs die Auskühlung räumlich weiter fort, kann Kondensation an einer größeren Oberfläche (unterhalb der Wasserrinne des Zyklons) stattfinden, als hier berücksichtigt. Wie stark die Auskühlung voranschreitet wurde mittels FEM-Methoden berechnet und ist Kapitel 3.5 zu entnehmen. Beide Effekte wurden bisher nicht in den Berechnungen zum instationären Wärmeübergang berücksichtigt.

Die übertragenen Wärmepakete sind weiterhin von der Drehzahl (Frequenz) der Kolbenmaschine abhängig und nehmen mit steigender Drehzahl ab. Dieser Sachverhalt wird bei der Berechnung der minimalen Schichtdicken für  $M_F = 2$  nach Gleichung (30) deutlich, die proportional zu  $\frac{1}{\sqrt{f}}$  abnimmt. Die Eindringtiefe der „Temperaturwelle“ in die Wand wird kleiner und somit auch das Wärmepaket.

$$X = M_F \sqrt{\frac{a}{\pi f}} \quad (30)$$

Die durch die Übertragung der Wärmepakete verursachten Dissipationen bzw. Verluste für den Prozess werden in Kapitel 3.8.1.2.1 behandelt.

### 3.5 FEM Berechnungen zum Wärmeübergang an den Zyklon

Berechnungen in diesem Kapitel zeigen, dass nicht nur die Zyklonoberfläche, die mit Wasser in Kontakt steht, auskühlt, sondern dass auch umliegenden Flächen aufgrund von Wärmeleitung betroffen sind. An diesen Flächen kann es zu Beginn der Einspritzung zu Kondensation kommen, wodurch sich das eingespritzte Wasser stärker abkühlen kann, als bisher betrachtet. Um das zeitliche Fortschreiten der Auskühlung zu untersuchen, wurden die folgenden Berechnungen durchgeführt.

Zur Bestimmung der Wärmeströme im Zylinderkopf wurden FEM-Berechnungen des Zylinderkopfs mit dem Zeitschritt 0,1 Sekunde ausgeführt. Es wurde bis zu einer Zeit von 10 Sekunden gerechnet (100 Simulationen).

Geometrie und Randbedingungen: die folgende Abbildung zeigt die den Berechnungen zugrunde gelegte Geometrie. Zu sehen sind:

1. Die Wärme einbringende Thermoölleitung
2. Isothermen im Abstand von 5 K.
3. Den Querschnitt der (kalten) flüssigen Phase (hellblau)
4. Die Drehachse der Geometrie (die FEM-Berechnungen sind für den dreh­sym­met­ri­schen Fall berechnet)
5. Die zugrunde gelegten Wärmeleitwerte, Temperaturen und Wärmeübergänge

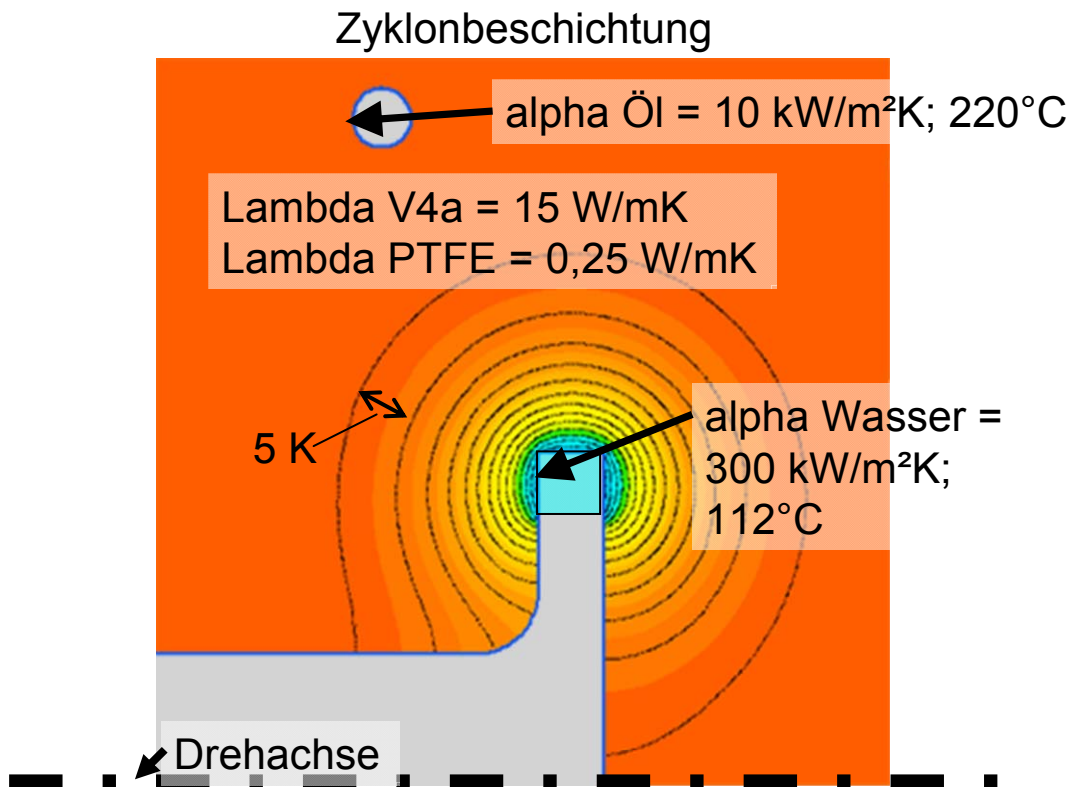


Abbildung 21: Geometrie und Randwerte für die FEM-Berechnungen

Nach 10 Sekunden ergibt sich die nachfolgend dargestellte Temperaturverteilung:

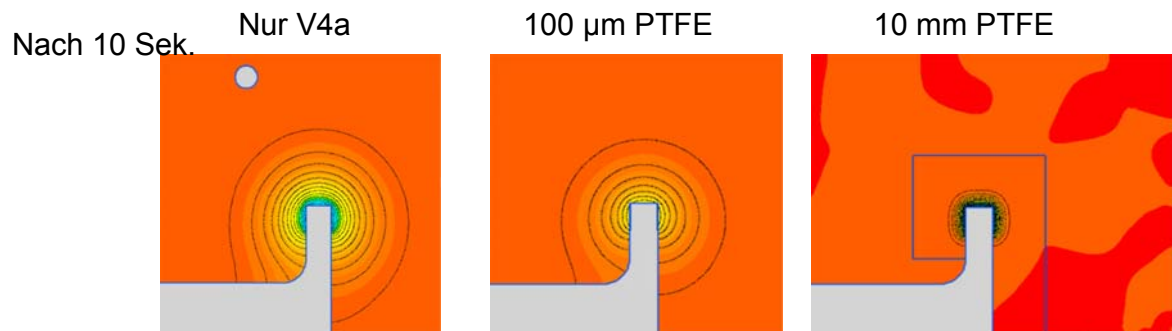


Abbildung 22: Temperaturverteilung im Bereich des Zyklons nach 10 Sekunden

Die Isothermen im Abstand von 5 K sind ein Maß für die Temperaturgradienten.

Es zeigt sich, dass der Edelstahl ohne Zyklonbeschichtung nach 10 Sekunden bereits deutlich ausgekühlt ist (ca. 70 K Temperaturabfall). Auch unterhalb des Wasserquerschnitts ist der Edelstahl ausgekühlt. Wird frisches heißes Wasser eingespritzt, so ist mit schlagartiger Kondensation an den kalten Edelstahloberflächen zu rechnen.

Wird eine 100 µm dicke PTFE-Schicht aufgebracht, so ist die Auskühlung bereits deutlich verringert. Der Edelstahl ist an der kältesten Stelle ca. 30 K unterhalb der Heißtemperatur. Mit Kondensation beim neuen Einspritzen ist an diesen Stellen nicht oder nur geringfügig zu rechnen.

Ist ein 10 mm dicker PTFE-Einsatz als Zyklon ausgebildet, so wird der Edelstahl nicht mehr ausgekühlt. Auch werden nur ca. 3 mm des PTFE-Einsatzes ausgekühlt (alle Isothermen liegen gedrängt in einem Bereich von 3 mm).

Der stationäre Fall ( $t \gg 10$  Sek.) ist in der folgenden Abbildung dargestellt.

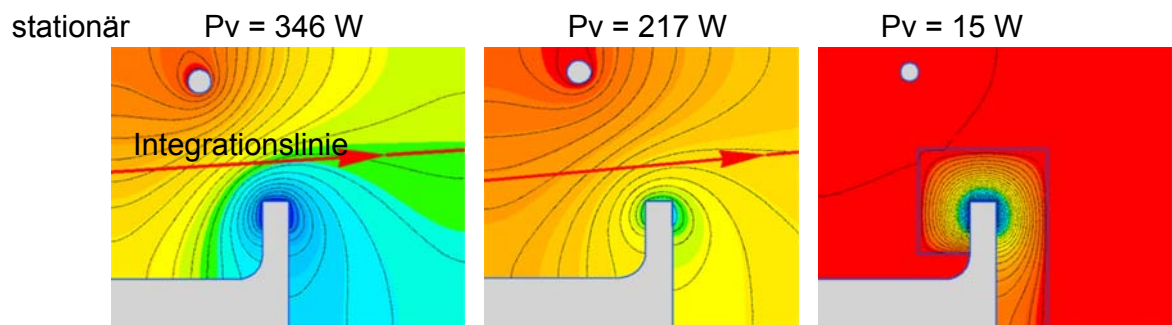


Abbildung 23: Temperaturverteilung im Bereich des Zyklons für den stationären Fall

Das FEM-Programm [1] erlaubt eine Integration des Wärmeflusses über eine Integrationsebene (da das Programm drehsymmetrisch arbeitet wird aus der Integrationsfläche in der Abbildung eine Integrationslinie). Die integrierte Wärmeleistung entspricht der stationären Wärmeleistung durch die Ebene.

Im Fall ohne Zyklonbeschichtung beträgt die stationäre Wärmeleistung 346 W. Bei 100 µm PTFE sind es 217 W. Im Fall des Tefloneinsatzes als Zyklon beträgt die stationäre Wärmeverlustleistung nur noch 15 W (vgl. Kapitel 3.2.4).

Über einen längeren Versuchszeitraum kühlt aufgrund von Wärmeleitung die Zyklonwand auch außerhalb des mit Flüssigkeit in Kontakt stehenden Bereichs aus. Um dies zu verhindern, ist eine dickwandige Beschichtung in Form eines Tefloneinsatzes notwendig.

### 3.6 Kolbenbewegung und Hubvolumen

Die Kenntnis über den Verlauf des Hubvolumens und den Kolbenweg in Abhängigkeit der Zeit bzw. des Kurbelwinkels ist für die weiteren Berechnungen von Bedeutung. Mit den Gleichungen aus [14] (Abschnitt P5) und der Kenntnis der geometrischen Verhältnisse der Kolbenmaschine (siehe Tabelle 9) wird der Kolbenweg  $x_K$  berechnet.

$$x_K = r \cdot \left[ 1 - \cos\left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180}\right) + \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda_S^2 \sin^2\left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180}\right)}}{\lambda_S} \right] \quad (31)$$

Tabelle 9: Geometrische Verhältnisse der Kolbenmaschine

geometrische Größe	Betrag
Kurbelradius $r$ [mm]	50
Schubstangenlänge $l$ [mm]	100
Schubstangenverhältnis $\lambda_S = \frac{r}{l}$ [-]	0,5
Hub $s = 2r$ [mm]	100
Kolbendurchmesser $d_K$ [mm]	100
Kolbenfläche $A_K = \frac{\pi}{4} d_K^2$ [mm <sup>2</sup> ]	7853,98
Kurbelwinkel $\varphi$ [°]	0 ... 360
Kreisfrequenz $\omega = 2\pi f$ [Hz]	62,83
Drehzahl $f$ [Hz]	10

Aus dem berechneten Kolbenweg  $x_K$  in Abhängigkeit des Kurbelwinkels, lässt sich mit Hilfe der Kolbenfläche das Hubvolumen nach Gleichung (32) berechnen.

$$V_H = x_K \cdot A_K \quad (32)$$

Ist eine Abhängigkeit der Zeit anstatt des Kurbelwinkels erforderlich, lässt sich diese anhand von Gleichung (33) berechnen.

$$t = \frac{\varphi \cdot \pi}{180 \cdot \omega} \quad (33)$$

Für spätere Berechnungen ist nicht allein das Hubvolumen von Interesse, sondern das tatsächlich für die Ausbreitung des Dampfes zur Verfügung stehende geometrische Volumen, welches auch das Totvolumen beinhaltet:

$$V_{Geo} = V_H + V_{tot} \quad (34)$$

In Abbildung 24 ist der zeitliche Verlauf des Volumens für die in Tabelle 9 gegebenen Größen dargestellt. Der Verlauf von 0 bis 50 ms entspricht einer Kolbenbewegung vom OT zum UT, also einer halben Umdrehung von 0 bis 180 °.

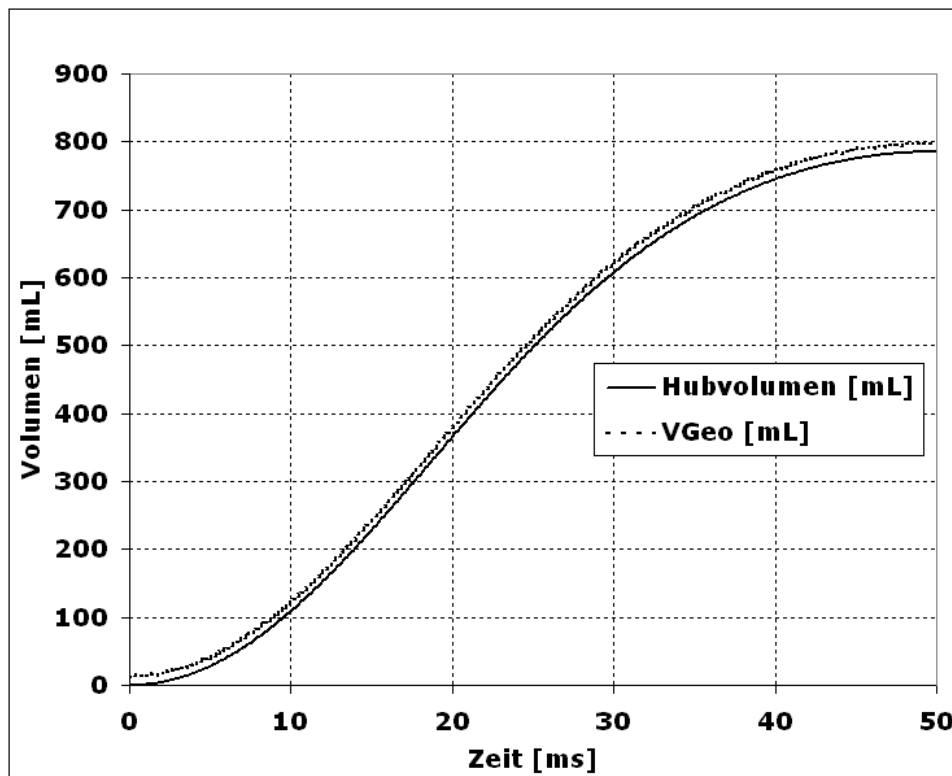


Abbildung 24: Hub- und geometrisches Volumen in Abhängigkeit der Zeit

### 3.7 Leistungsdichte

Die Leistungsdichte ist für die techno-ökonomische Bewertung des Dreiecksprozesses von erheblicher Bedeutung. Eine hohe Leistungsdichte bedeutet eine hohe Leistungsabgabe bei einer baulich kleinen und dadurch kostengünstigen Kolbenmaschine.

Unter Leistungsdichte versteht man die spezifische Leistung, die pro Volumen gewonnen werden kann. Mit den in Kapitel 3.2 vorgestellten Gleichungen (1), (3) und (5) lässt sich die Leistungsdichte berechnen und für verschiedene Heißtemperaturen über der Kalttemperatur bzw. umgekehrt darstellen.

Es folgt:

$$P_V = f \cdot l_K \cdot \frac{1}{x \cdot v_D(T_K) + \frac{(1-x)}{\rho_L(T_K)}} \quad (35)$$

Wie in Abbildung 25 zu sehen ist, zeigen die Leistungskurven bei konstanten Heißtemperaturen je ein Maximum. Die geringere Leistungsdichte rechts vom Maximum ist auf den geringen thermischen Wirkungsgrad (geringe Temperaturdifferenz  $T_H$  zu  $T_K$ ) zurückzuführen, der ebenfalls in Abbildung 25 eingezeichnet ist. Weiter links vom Maximum nimmt mit sinkender Kalttemperatur die Einspritzmasse soweit ab, dass keine hohen Leistungen mehr zu erreichen sind, obwohl der thermische Wirkungsgrad steigt.

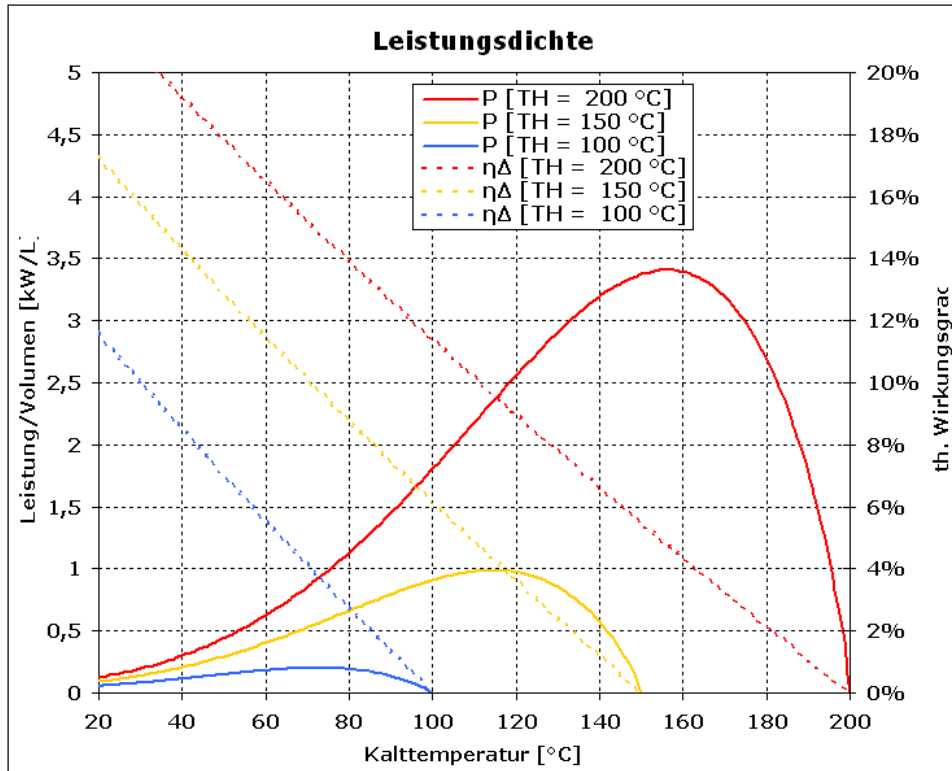


Abbildung 25: Leistungsdichte und thermischer Wirkungsgrad für Arbeitsmittel Wasser in Abhängigkeit der Kalttemperatur

In der folgenden Abbildung 26 sind die zu den jeweiligen Heißtemperaturen zugehörigen spezifischen Einspritzmassen logarithmisch dargestellt. Hier zeigt sich die Problematik, dass mit steigender Kalttemperatur die Einspritzmasse stark ansteigt. Dies ist auf die hohe Dampfdichte am Ende der Entspannung zurückzuführen. Der optimale Betriebspunkt ist folglich nicht nur vom Maximum der Leistungsdichte, sondern auch von der notwendigen Einspritzmasse abhängig, die möglichst verzögerungsfrei und schlagartig eingespritzt werden muss.

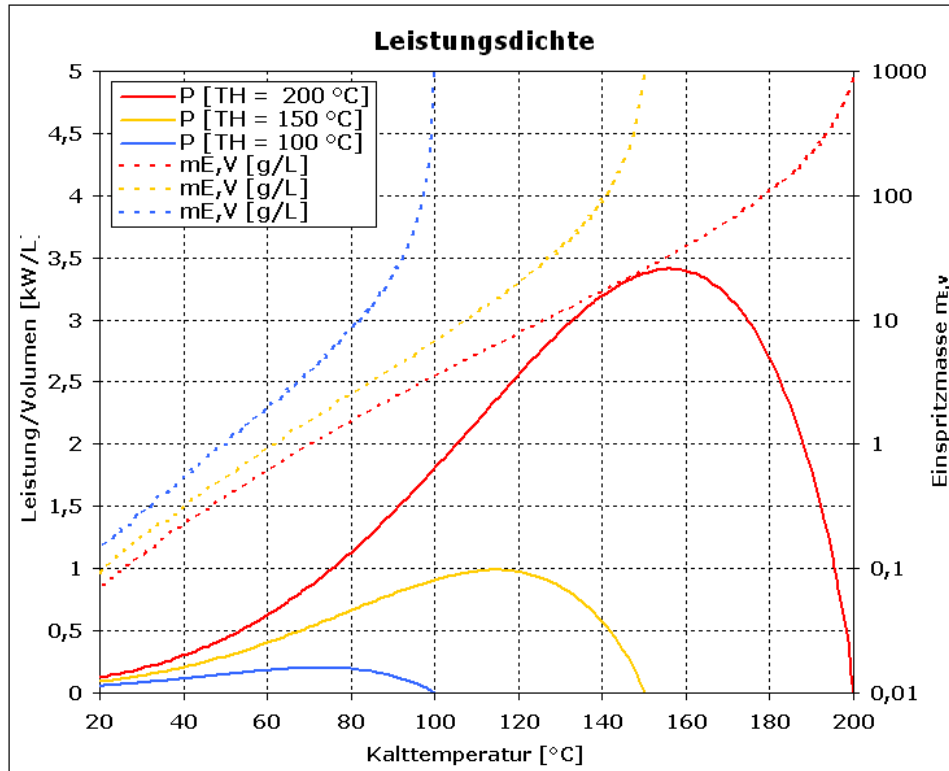


Abbildung 26: Leistungsdichte und benötigte Einspritzmasse für Arbeitsmittel Wasser in Abhängigkeit der Kalttemperatur

Neben der Darstellung der Leistungsdichte über der Kalttemperatur ist auch die Darstellung über der Heißtemperatur zweckmäßig. Hieraus kann bei gegebener Heißtemperatur direkt die spezifische Leistung abgelesen werden. Aus Abbildung 27 kann direkt abgelesen werden, dass bei gegebener Kalttemperatur die Leistungsdichte (wie auch der thermische Wirkungsgrad) mit steigender Heißtemperatur zunimmt.

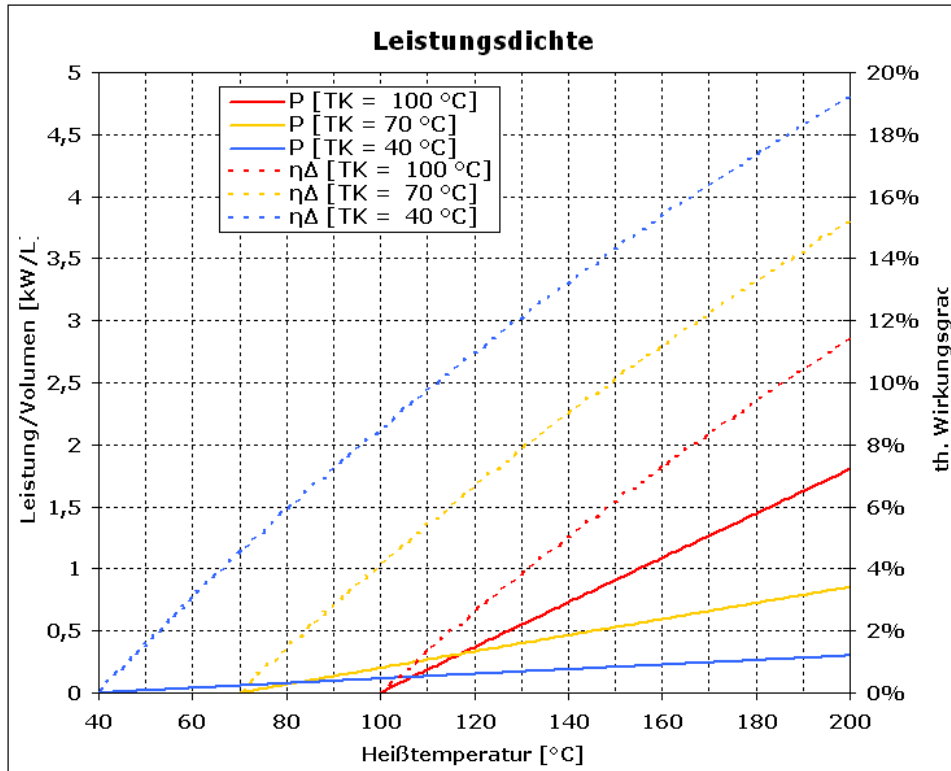


Abbildung 27: Leistungsdichte und thermischer Wirkungsgrad für das Arbeitsmittel Wasser in Abhängigkeit der Heißtemperatur

### 3.7.1 Leistungsdichte und Arbeitsmittel

Die Leistungsdichte hängt wesentlich ab von

1. den Stoffdaten des Arbeitsmittels im Endzustand der Entspannung und von der Lage der kritischen Temperatur des Arbeitsmittels
2. von der maximalen Drehzahl der Maschine

Bei den Stoffdaten bestimmt vor allem die Dampfdichte im Endzustand die Leistungsdichte, da daraus direkt die einzuspritzende Masse bestimmt wird.

Maschinen mit Wasser als Arbeitsmittel haben geringe Leistungsdichten aufgrund der geringen Dampfdichte bei Temperaturen unter ca. 100°C. Abbildung 29 zeigt, dass für niedrige Temperaturen Arbeitsmittel in Frage kommen, die im Vergleich zu Wasser wesentlich größere Leistungsdichten aufweisen (bis Faktor 100). Die Kurven von R134a, i-Butan und n-Pentan enden am kritischen Punkt der jeweiligen Stoffe. Der Einsatz des Arbeitsstoffes nahe am kritischen Punkt ist aufgrund der Krümmung der Siedelinie (schlechte Anpassung an das Wärmeträgermedium) und der geringen Verdampfungsenthalpie nicht zu empfehlen.

Hohe Leistungsdichten sind immer mit hohen Einspritzmassen verbunden. Beim Einsatz von R134a bei  $T_H = 90 \text{ °C}$  und  $T_K = 40 \text{ °C}$  müssen bspw. 100 g pro Liter Hubvolumen eingespritzt werden.



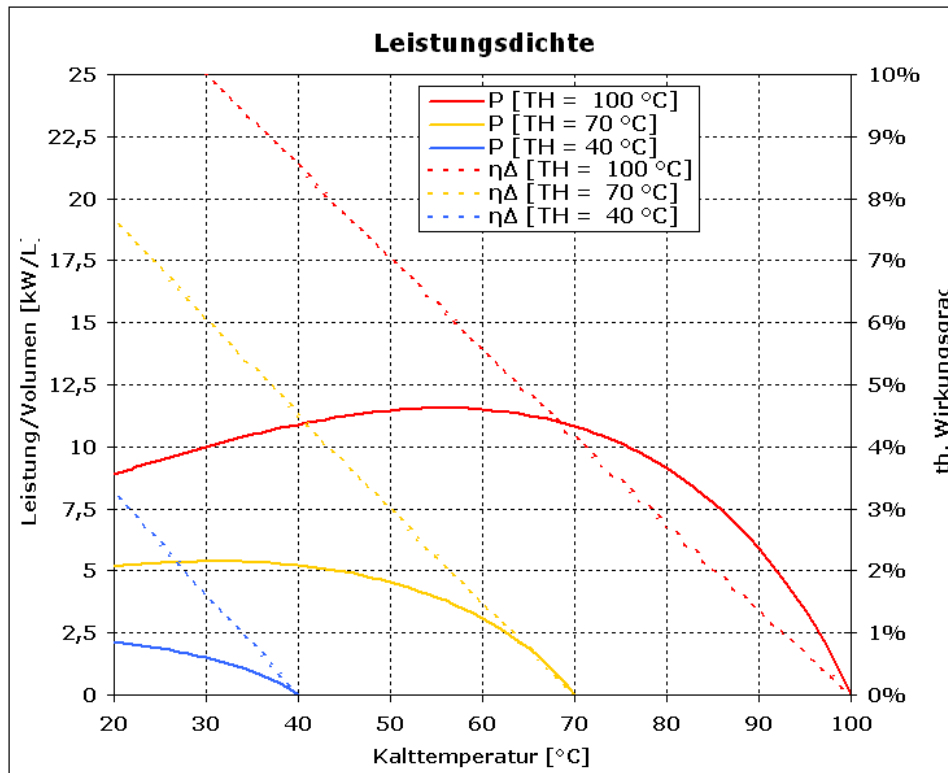


Abbildung 28: Leistungs­dichte und thermischer Wirkungs­grad für Arbeits­mittel R134a in Ab­hän­gig­keit der Kalt­tem­pe­ra­tur

Um hohe Leistungs­dichten zu errei­chen, muss einer­seits der Tem­pe­ra­tur­un­ter­schied zwi­schen Heiß- und Kalt­tem­pe­ra­tur groß sein, um einen hohen thermischen Wirkungs­grad zu errei­chen. Anderer­seits darf die Kalt­tem­pe­ra­tur nicht zu gering sein, da sonst auf­grund der geringen Dampf­dichte im End­zustand die Einspritz­masse ab­nimmt und weniger thermische Leistung zur Ver­fü­gung steht. Dieser Sach­ver­halt wird anhand von Ab­bil­dung 26 deut­lich. Bei Wasser als Arbeits­mittel liegen die Kalt­tem­pe­ra­turen (70 °C - 100 °C) ten­den­ziell links vom Maximum, sodass mit sinkender Kalt­tem­pe­ra­tur die Leistungs­dichte ab­nimmt. Im Ver­gleich hierzu liegen die Kalt­tem­pe­ra­tur (~40 °C) beim Arbeits­mittel R134a ten­den­ziell rechts vom Maximum (siehe Ab­bil­dung 28), sodass mit sinkender Kalt­tem­pe­ra­tur die Leistungs­dichte ansteigt.

Im Fol­gen­den werden die Leistungs­dichten weiterer Arbeits­mittel mitein­an­der ver­glichen.

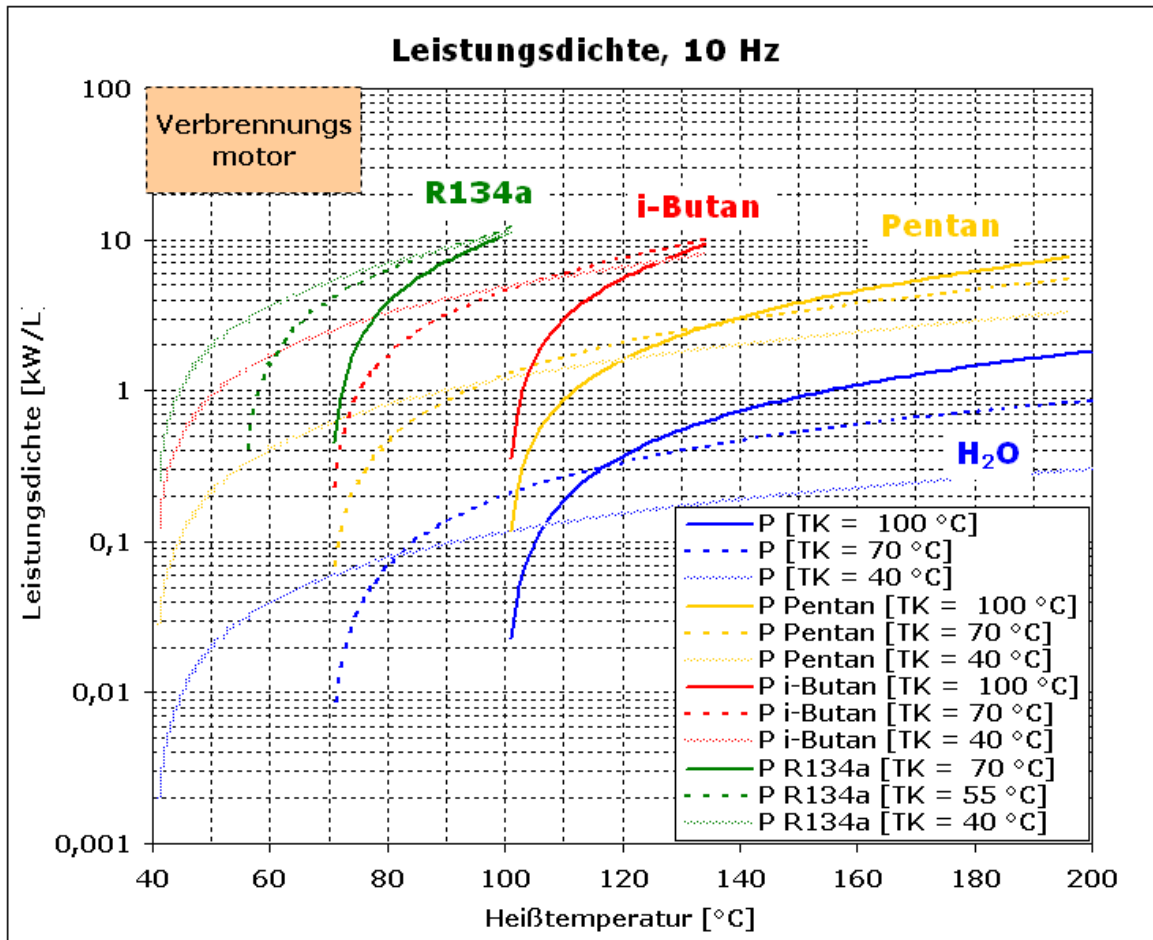


Abbildung 29: Leistungs­dichten bei verschiedenen Arbeitsmitteln, Frequenz: 10 Hz

Betrachtet wurde n-Pentan, i-Butan und R134a. Es zeigt sich, dass mit R134a bei einer Frequenz von 10 Hz und bei Heiß-Temperaturen von 80°C bis 100°C Leistungs­dichten bis 10 kW/L erreicht werden können. Im Vergleich haben Verbrennungsmotoren Leistungs­dichten von 20 bis 100 kW/L bei Frequenzen von 30 bis 90 Hz (Drehzahl: 1800 bis 5500 min<sup>-1</sup>) ([14], Abschnitt P73, Tabelle 4). Nach Gleichung (35) ist die Leistungs­dichte linear von der Frequenz abhängig. Somit ergibt sich z. B. bei Verdopplung der Frequenz auch eine Verdopplung der Leistungs­dichte. In Abbildung 30 sind die Leistungs­dichten bei einer Frequenz von 25 Hz dargestellt. Für die Arbeitsmittel i-Butan und R134a werden Leistungs­dichten im Bereich von Verbrennungsmotoren erreicht.

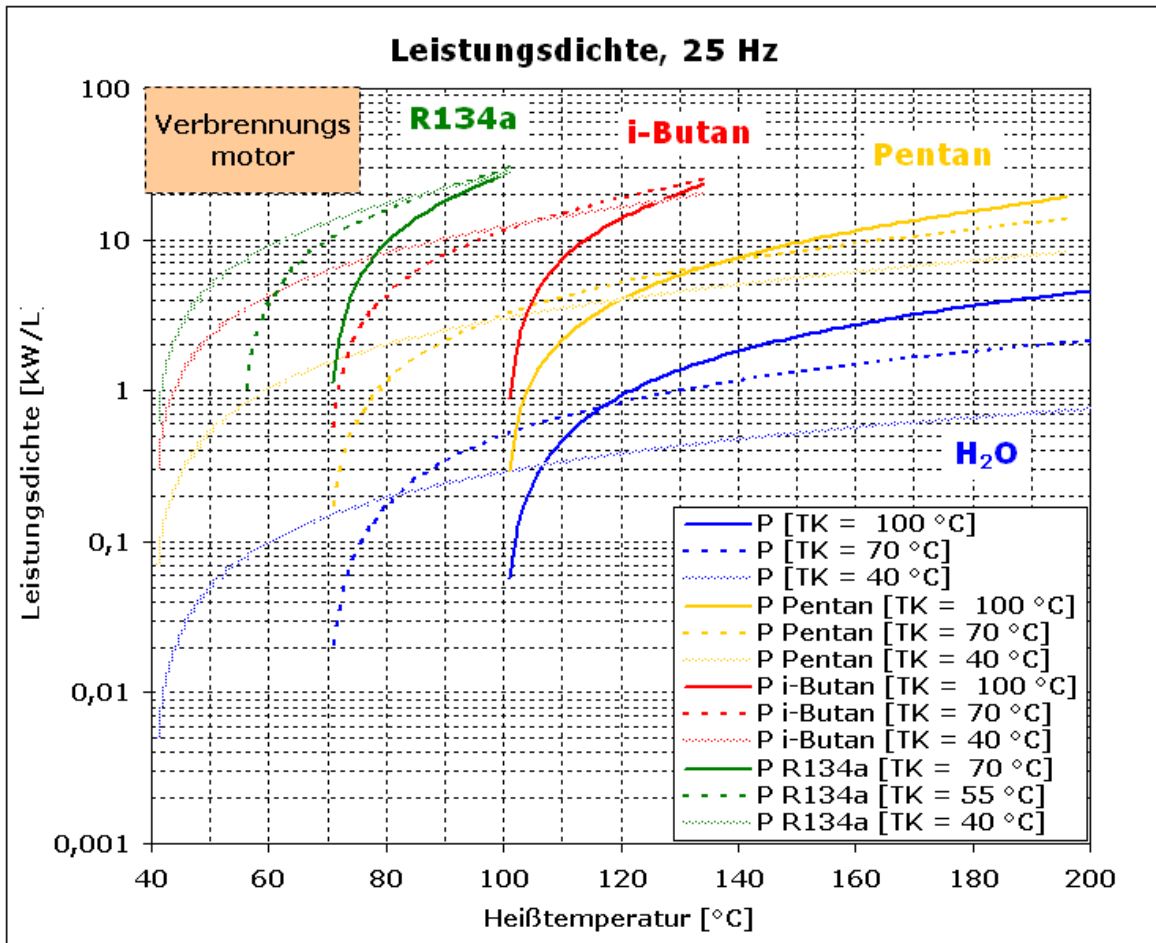


Abbildung 30: Leistungsdichten bei verschiedenen Arbeitsmitteln, Frequenz: 25 Hz

Aufgrund der Berechnungen können bereits Temperaturbereiche für die verschiedenen Arbeitsmittel identifiziert werden. Die hohen Leistungsdichten bei den Arbeitsmitteln, die bei niedrigen Temperaturen eingesetzt werden können, sind auf die hohe Dampfdichten im Endzustand zurückzuführen und erfordern sehr große Einspritzmassen. Mit welchen technischen Geräten diese Einspritzmassen realisierbar sind, muss noch ermittelt werden.

Tabelle 10: Temperaturbereiche und Arbeitsmittel, 10 Hz

$T_H$ [°C]	Arbeitsmittel	Leistungsdichte (theror.)	
		10 Hz	25 Hz
60 - 100	R134a ( $T_K = 40$ °C)	4 - 10 kW/L	9 - 27 kW/L
80 - 120	i-Butan ( $T_K = 40$ °C)	3 - 6 kW/L	8 - 16 kW/L
120 - 160	n-Pentan ( $T_K = 70$ °C)	2 - 4 kW/L	5 - 10 kW/L
160 - 200	Wasser ( $T_K = 100$ °C)	1 - 2 kW/L	3 - 5 kW/L

### 3.7.2 Leistungs­dichte beim Testaufbau

Die Leistungs­dichte beim konstruierten Prototyp mit dem Arbeitsmittel Wasser beträgt bei  $T_H/T_K$ : 200°C/100°C, einer Drehzahl von 10 Hz. 1,806 kW/L. Bei einem Hub­volumen von zweimal 0,785 L ergibt sich eine Leistung von 2,837 kW (vgl. Tabelle 2).

### 3.8 Dissipationen beim Dreiecksprozess

Bei realisierten Prozessen treten stets Dissipationen auf, so auch beim Dreiecks­prozess. In diesem Kapitel werden auf theoretischem Weg identifizierte Arten der Dissipation dargestellt und berechnet bzw., wo eine Berechnung nur mit großem Aufwand möglich ist, abgeschätzt. Außerdem liegen bereits Messwerte über die mechanische und elektrische Dissipation der Mehrer-Maschine (Hubkolbenmaschine) vor (siehe Kapitel 5.1). Die Dissipationen werden unterteilt in primäre Dissipationen im Prozess und sekundäre (mechanische) Dissipationen. Primäre Dissipationen im Prozess entstehen durch Abweichung des Prozessverlaufs vom idealen Prozess. Mechanische Dissipationen betreffen Reibungen in der Kolbenmaschine und Generatorverluste (dem Prozess nachgeordnete Dissipation). Hinzu kommt die Dissipation bei der Wärmeübertragung an das Arbeitsmittel und im Kondensator, die durch hocheffiziente Wärmetauscher theoretisch komplett verhindert werden kann und aus diesem Grund hier nicht weiter betrachtet wird.

Insbesondere wird die Verringerung der Dissipation bei der im Labor aufgebauten Maschine dargestellt, wenn elektrische und mechanische Verbesserungen der aufgebauten Maschine oder eine Erneuerung des Zylinderkopfs ausgeführt werden. Folgende unterschiedliche Fälle werden betrachtet und später verglichen:

Tabelle 11: Fälle bei der Dissipationsberechnung

Veränderung	Ventileinsatz	Beschreibung
Zyklon ohne Beschichtung	Messing	Maschine nach dem Aufbau Ende 2009.
Zyklonbeschichtung <b>20µm PTFE</b>	<b>Messing</b>	Maschine Februar 2010. Der Zyklon hat eine zu dünne und nicht überall im Zyklon vorliegende Teflonbeschichtung.
Zyklonbeschichtung <b>110 µm PTFE</b>	PTFE	Maschine März 2010. Der Zyklon hat die rechnerisch minimale Teflonbeschichtung. Für den „proof of principle“ reicht die Beschichtung aus. Der Ventileinsatz wurde aus PTFE nachgebildet und eingesetzt.
Zyklonbeschichtung <b>10 mm PTFE</b>	PTFE	Ggf. nach Umbau. Der Zyklon wird sich aufgrund der 10 mm PTFE-Schicht im Zyklon auch im stationären Betrieb nicht merklich abkühlen.
Generatorleistung angepasst	PTFE	Der Generator ist der zu erwartenden mechanischen Leistung angepasst ( $\eta(\text{Generator})=90\%$ ). Die el. Generatorverluste sinken auf ca. 50%.
Generator und Mechanik optimiert	PTFE	Der Generator ist angepasst und die Stopfbuchsen sind durch reibungsärmere ersetzt. Die Verlustreibung sinkt um ca. 33%

### 3.8.1 Primäre Dissipation im Kreisprozess

Hier werden Dissipationen beschrieben und quantifiziert, die direkt mit dem Flashprozess in Zusammenhang zu bringen sind.

Die folgenden Berechnungen beruhen auf idealisierten Annahmen. Identifizierte Dissipationsursachen wurden detailliert betrachtet, jedoch wurde die gegenseitige Beeinflussung nicht in allen Fällen untersucht. Weiterhin wurde bei der Berechnung der Bezugsleistung (2,84 kW) eine ideale Einspritzung nach den Zahlenwerten aus Tabelle 2 zugrunde gelegt. Bei den durchgeführten Experimenten (siehe Kapitel 5.2) wurde die Einspritzung gedrosselt, sodass die Bezugsleistung aus diesem Grund nicht erreicht werden kann. Weitere Umstände, z.B. dass Wasser aus dem Zyklon überkochen kann und in den Zylinder läuft und dort während des Ausschlebens verdampft wird, wurde nicht betrachtet. Die Versuchsergebnisse lassen aufgrund der Wasserschläge (große Drücke) vermuten, dass bei zahlreichen Versuchen tatsächlich Wasser übergekocht ist.

#### 3.8.1.1 Totvolumen

Bei der Betrachtung des Totvolumens müssen zunächst die Gleichungen aus Kapitel 3.2.2 genauer betrachtet werden. Das dem Dampf am UT zur Verfügung stehenden Volumen wird um das Totvolumen erweitert. Weiterhin wird die Dampfmasse wie folgt aufgeteilt:

- Dampfmasse durch Verdampfung der eingespritzten Masse  $m_E$
- im Restvolumen verbliebene Dampfmasse  $m_R$  (bedingt durch das Totvolumen und dem Schließen der Auslassventile vor UT verbleibt Restmasse im System)

$$v_D(T_K) = \frac{V_{\text{Zylinder}} + V_{\text{tot}} - \frac{m_L}{\rho_L(T_K)}}{m_D + m_R} \quad (36)$$

Das Totvolumen setzt sich aus dem Zylinder­volumen und dem Volumen der Einlassbohrung in den Zyklon zusammen.

$$V_{\text{tot}} = V_{\text{Zylinder}} + V_{\text{Zulauf}} \quad (37)$$

Die im Restvolumen verbleibende Masse wird nach folgender Gleichung berechnet.

$$m_R = \frac{V_R}{v_D(T_K)} \quad (38)$$

Das Restvolumen berechnet sich aus dem Hubvolumen 4 mm vor OT (hier schließen die Auslassventile im best case<sup>2</sup>) und dem Totvolumen.

$$V_R = V_{\text{Hub}}(4 \text{ mm vor OT}) + V_{\text{tot}} \quad (39)$$

Aus Gleichung (36) lässt sich mit Hilfe des Dampfanteils  $x$  ( $x = \frac{m_D}{m_E}$  bzw.

$(1-x) = \frac{m_L}{m_D}$ ) die Einspritz­masse  $m_E$  berechnen:

$$m_E = \frac{V_{\text{Zylinder}} + V_{\text{tot}} - m_R \cdot v_D(T_K)}{x \cdot v_D(T_K) + \frac{(1-x)}{\rho_L(T_K)}} \quad (40)$$

---

<sup>2</sup> Die Auslassventile stehen 4 mm in den Hubraum hinein. Prallplatten auf dem Kolben (2 mm oberhalb des Kolbenniveaus) können dazu führen, dass Ventile am OT noch früher geschlossen werden.

Tabelle 12: Beispielrechnung für Wasser ideal und incl. Totvolumen, Stoffd. aus [8]

Größe	$T_H/T_K: 200^\circ\text{C}/100^\circ\text{C}$	
	ideal nach Kapitel 3.2.3	incl. Totvolumen
Dampfanteil $x$	16,92 %	16,92 %
$s_3 (T_H)$	2,3305 J/(gK)	2,3305 J/(gK)
$s_{4'} (T_K)$	1,3072 J/(gK)	1,3072 J/(gK)
$s_{4''} (T_K)$	7,3541 J/(gK)	7,3541 J/(gK)
$m_E$	<b>2,7676 g</b>	<b>2,6555 g</b>
$V_{\text{Zylinder}}$	0,785 L	0,785 L
$V_{\text{tot}}$	-	12,6471 mL
$V_{\text{Zyklon}}$	-	12,250 mL
$V_{\text{Zulauf}}$	-	0,3976 mL
$v_D (T_K)$	1,672 L/g	1,672 L/g
$m_R$	-	0,00370 g
$V_R$	-	44,47 mL
$\rho_L (T_K)$	958,35 g/L	958,35 g/L
$l_k$	51,25 J/g	51,25 J/g
$h_3$	852,27 J/g	852,27 J/g
$h_{4'}$	419,17 J/g	419,17 J/g
$h_{4''}$	2675,57 J/g	2675,57 J/g
<b>P</b>	<b>2837 W</b>	<b>2722 W</b>
f	10 Hz	10 Hz
$N_K$	2	2

Die Ergebnisse in Tabelle 12 machen deutlich, dass aufgrund der Berücksichtigung des Totvolumens weniger Wassermasse eingespritzt werden kann und somit weniger Leistung erreicht wird (4 % weniger Leistung bezogen auf den idealen Fall).

Neben dem Einfluss der Restmasse muss auch das Vorflashen im Totvolumen berücksichtigt werden, das im Folgenden beschrieben wird.

Bei der Einspritzung der flüssigen Phase flasht diese in das Totvolumen des Zyklons. Dabei kühlt sich die flüssige Phase ab. Die Dampferzeugung führt zunächst nicht zu einer Erzeugung von mechanischer Energie, da sich der Kolben ideal betrachtet nicht bewegt, solange das Totvolumen schlagartig mit Dampf gefüllt wird.

In Kapitel 3.2.5 wurde bereits der Temperaturverlauf unter Berücksichtigung des Totvolumens für eine feste Heiß- und Kalttemperatur berechnet (siehe Abbildung 4). Im Folgenden soll der Einfluss des Totvolumens in Abhängigkeit der Temperatur und der Verlust an mechanischer Leistung betrachtet werden, wobei die im aktuellen Versuchsaufbau vorliegenden geometrischen Verhältnisse zugrunde gelegt werden. Unter Verwendung von Gleichungen (1) und (40), sowie Tabelle 12 wird die Vorflashtemperatur und der Dampfanteil nach dem Vorflashen berechnet. Der Zustand vor dem Vorflashen wird mit „0“, der Zustand nach dem Vorflashen wird mit „1“ bezeichnet und am Ende der Expansion gilt die Bezeichnung „K“.

$$l_0 = h_0 - h_K = h(T_H) - (h_L(T_K) + x(h_V(T_K) - h_L(T_K))) \quad (41)$$

$$l_1 = h_1 - h_K = (h_L(T_{VF}) + x_{VF}(h_V(T_{VF}) - h_L(T_{VF}))) - (h_L(T_K) + x(h_V(T_K) - h_L(T_K))) \quad (42)$$

Hieraus wird der Verlust an mechanischer Leistung berechnet,  $m_E$  nach Gleichung (40)

$$\Delta P_{01} = 2f m_E (l_0 - l_1) \quad (43)$$

Wie in Abbildung 31 zu erkennen ist, führt das Vorflaschen je nach Heißtemperatur zu einer geringen Temperaturabnahme (1 - 7 K). Aus der geringeren Temperatur ergibt sich ein Leistungsverlust (bei  $f = 10$  Hz) von 2 bis 24 W. Nach dem Vorflaschen ist die Temperatur der flüssigen Phase abgesunken; es muss jedoch beachtet werden, dass der dabei entstandene Dampf bei hoher Temperatur und Dichte vorliegt und ebenfalls unter Arbeitsverrichtung am Kolben entspannt.

Fallbeispiel: Bei einer Heißtemperatur von 200 °C und einer Kalttemperatur von 100 °C flasht die Flüssigkeit auf 193,4 °C vor, wodurch sich die mechanische Leistung von 2722 W auf 2698 W verringert (0,86 %).

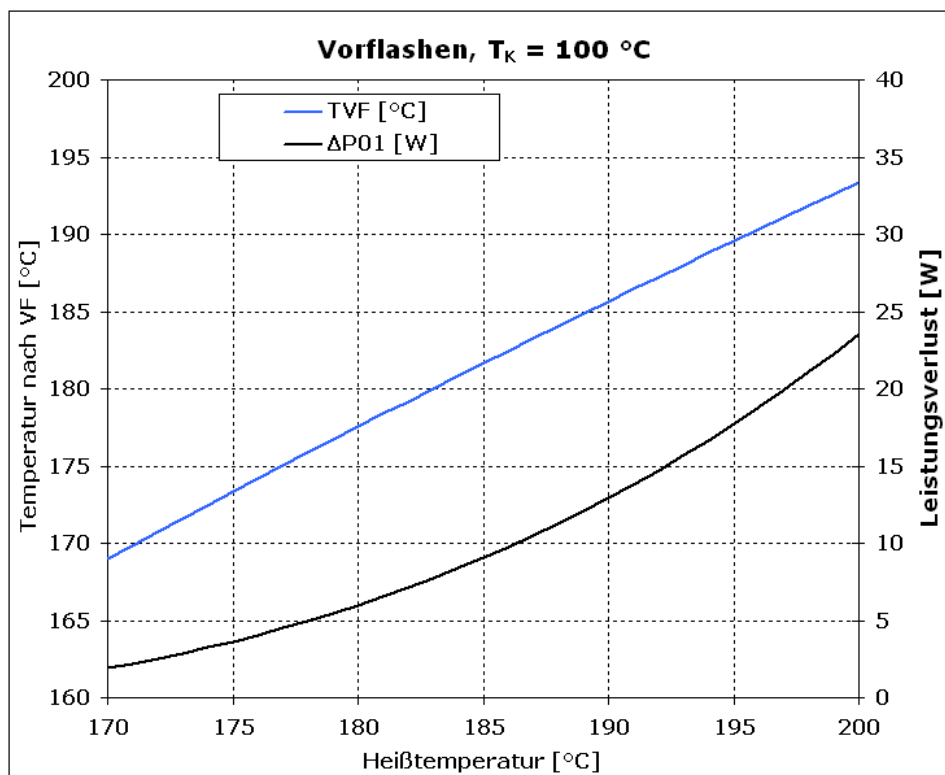


Abbildung 31: Vorflashtemperatur und Exergieverlust bei  $T_K = 100$  °C

Werden beide Effekte des Totvolumens kombiniert (geringer Einspritzmasse aufgrund Restmasse und Vorflaschen) ergibt sich eine Verringerung der mechanischen Leistung von 2837 W auf 2698 kW (4,9 %). Die Verluste sind unabhängig von der Beschichtung des Zylons.

Das vorhandene Totvolumen führt besonders im Augenblick der Einspritzung zu einem weiteren negativen Effekt: Sobald das heiße Wasser bei Öffnen der Einlassventile in den Zylinder gelangt, wird mit annähernd Schallgeschwindigkeit das Totvolumen



ausgefüllt. Wenn kalte Oberflächen im Zyklon bzw. im Kolbenraum vorhanden sind, wird umso mehr Dampf gebildet, der schlagartig kondensiert, bis die Oberflächen auf Gleichgewichtstemperatur erwärmt wurden. Dieser sich schnell ausbreitende Dampf kann kleine Tröpfchen mitreißen, die dann entsprechend in den Kolbenraum gelangen und nicht im Zyklon abgeschieden werden können. Abbildung 32 veranschaulicht diesen Vorgang.

Flüssige Phase im Kolbenraum stellt bei der nächsten Einspritzung wieder eine kalte Oberfläche für Kondensationsvorgänge dar: Der Effekt verstärkt sich selbst, bis soviel Wasser akkumuliert ist, dass Wasserschläge zwischen Kolben und Zylinderkopfplatte auftreten.

Konstruktiv wurde dieses Problem so gelöst, dass im Moment des Einspritzens ein PTFE-Dorn, der auf dem Zylinder befestigt wird, in den Zyklon hineinführt und somit den Durchgang zum Kolbenraum verschließt. Dies wird in Kapitel 4.1.3 näher ausgeführt.

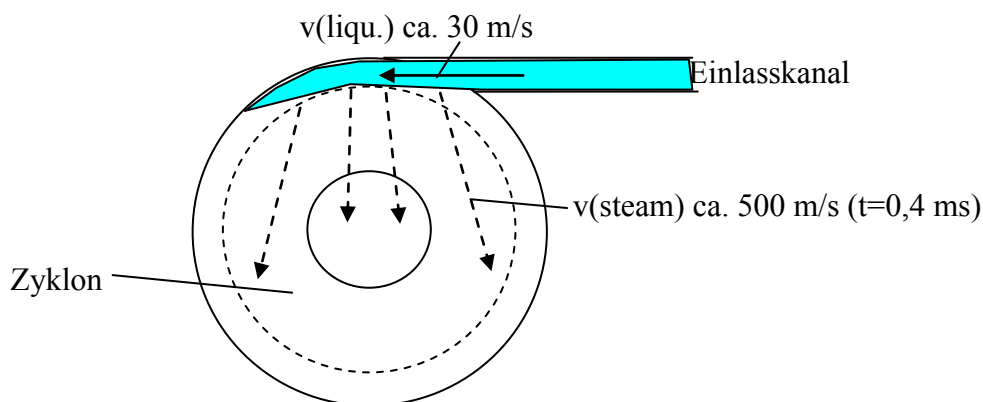


Abbildung 32: Draufsicht auf Zyklon. Dampf breitet sich mit Schallgeschwindigkeit im Totvolumen aus

### 3.8.1.2 Wärmeaustausch, Zyklon

Der Zylinder und der Kolben der Kolbenmaschine müssen zur Umsetzung des Dreiecksprozesses bis zur Vorflashtemperatur aufgeheizt werden. Wäre diese Vorheizung nicht vorhanden, würde der entstehende Dampf an den kalten Oberflächen im Entspannungsraum kondensieren. Folglich sind auch die Zyklonwände vorgeheizt und beim ersten Einschleusen der flüssigen Phase tritt zunächst ein Wärmeaustausch mit der Zyklonwand auf. Während der Entspannung kühlt die flüssige Phase bis Endtemperatur ab (beim Testaufbau auf 100°C). Dabei nimmt die flüssige Phase von der heißen Zyklonwand Wärme auf. Die Zyklonwand ihrerseits kühlt sich ab. Dieser Wärmeaustausch ist ein Fall sehr schneller instationärer Wärmeleitung, bei der nur dünne Schichten des Zyklonmaterials erreicht werden (siehe [15], bzw. Kapitel 3.4). Der Wärmeaustausch führt dazu, dass die Zyklonwände beim nächsten Wassereinschuss abgekühlt vorliegen und dem einströmenden Wasser Wärme entziehen. Im Dauerbetrieb werden dem einströmenden Wasser im ersten Teil der Entspannung Wärmepakete (vgl. Kapitel 3.4.4) entzogen und im zweiten Teil der Entspannung wieder zugeführt.

#### 3.8.1.2.1 Instationär

Berechnungen in Kapitel 3.4.4 zeigen, dass die dynamisch übertragene Wärme ca. 110 J (Edelstahl) bzw. 11 J (PTFE, 100 µm) betragen ( $T_H/T_K = 200^\circ\text{C}/100^\circ\text{C}$ ). Dies bedeutet bei einem Energieinhalt der Flüssigkeit von 1000 J (20 kW thermische Leistung pro 2 Zylinder bei 10 Hz) einen Anteil (bzw. Exergieverlust) von 11 % bzw. 1,1 %.

Tritt eine geringere Heißtemperatur auf, wie dies in Experimenten bis zum Erreichen von stationären Werten der Fall ist, und wird die Einspritzmasse auf 1,6 g gedrosselt, beträgt der Energieinhalt der Flüssigkeit 700 J. Die übertragenen Wärmepakete verringern sich nur unmerklich auf 106 J (Edelstahl) bzw. 11 J (PTFE); dies führt zu Anteilen bezogen auf den Energieinhalt von 15 % bzw. 1,6 %.

In beiden Beispielen wird deutlich, dass die instationär übertragenen Wärmemengen (Wärmepakete) einen hohen Anteil am Gesamtenergieinhalt des Wassers besitzen und eine Teflonbeschichtung der Zyklonoberfläche diesen Anteil auf 1/10 reduziert und für die Realisierung des Dreiecksprozess unerlässlich ist.

### Berechnung der Dissipation bei der Abkühlung von 200°C auf 100°C

Annahme:

- Leistung der Wärmepakete: 2,2 kW (110 J · 10 Hz · 2 Zylinder)
- thermische Gesamtleistung: 22 kW

Die exergetischen Anteile der Wärmepakete, die instationär übertragen werden, gehen nicht vollständig durch Dissipation verloren. Es tritt lediglich eine Umverteilung der Wärme von einem höheren Temperaturniveau zu einem niedrigeren Niveau ein. Im ersten Abschnitt der Entspannung, wenn das Temperaturniveau und damit die mechanische Nutzbarkeit der Wärme noch hoch sind, wird dem System Wärme entzogen. Im zweiten Teil wird die gleiche Wärme dem System wieder zugeführt, aber auf einem geringeren Temperaturniveau, bei dem der Umwandlungswirkungsgrad in mechanische Leistung entsprechend geringer ist. Die auf niedrigem Temperaturniveau zurückgeführte Wärme kann nur bis UT (50 ms vgl. Abbildung 17) für die Entspannung genutzt werden (50 % des Wärmepaket). Nach UT, wenn sich der Kolben Richtung OT bewegt, wirkt sich eine weitere Wärmezufuhr negativ aus, da hierdurch der Druck und die Ausschleifarbeit erhöht. Letzteres wird hier nicht betrachtet.

Nachfolgend wird eine erste Berechnung der Dissipation dargestellt:

Modell: dem Wasser wird 10% Wärme (2,2 kW) bei 184°C entzogen und wieder bei 110°C zugeführt (über Wärmepaket gewichtete Mittelung der Temperatur). Diese Wärme erzeugt Dampf nicht mit einem Arbeitsdruck von 11 bar (184°C) sondern nur von 1,4 bar (110°C). Die mit der Wirkungsgraddifferenz der entsprechenden Carnotprozesse (Clasusius-Rankine idealisiert als Carnot-Prozess gedacht) kann die verminderte Leistung aufgrund der genannten Dissipation abgeschätzt werden.

$$\eta_{\text{Carnot}} = (T_h - T_c)/T_h \quad (44)$$

*Tabelle 13: Berechnung der instationären Dissipationen*

Prozess-Randbedingungen	Wirkungsgrad
$\eta_{\text{Carnot}} (184^\circ\text{C}/100^\circ\text{C})$	18,37%
$\eta_{\text{Carnot}} (110^\circ\text{C}/100^\circ\text{C})$	2,61% / 2 (Nutzung nur bis UT)
<b>Differenz</b>	<b>17,07%</b>

Dissipation bei Edelstahl      17,07% · 2,2 kW = 375 W

Dissipation bei für 110 µm PTFE      36,9 W

Dissipation bei für 0-20 µm PTFE      ~190 W

Leistung idealer Dreiecksprozess: 2,84kW

➔ Dissipation = 13,2% (V4A) bzw. 6,7% (0-20µm) und 1,3% (110µm Teflonschicht)

### 3.8.1.2.2 Stationär

Der stationär übertragene exergetische Anteil der Wärme die vom Zyklon an das Wasser übertragen wird, dissipiert nicht vollständig, sondern wird im System zur Verdampfung von flüssiger Phase verwendet und dadurch teilweise in mechanische Leistung umgewandelt (mit einem mittleren Carnot-Wirkungsgrad).

Annahme: die Wärme führt bei einer mittleren Temperatur von 124°C (Mittelwert der Temperatur zwischen 0 ms und 50 ms nach Abbildung 4) zur Erzeugung von Dampf (Carnot) und steht somit nicht für den Dreiecksprozess zur Verfügung. Die nach UT zwischen 50 ms und 100 ms zugeführte Wärme führt ebenfalls zur Druckerhöhung, kann jedoch nicht in mechanische umgewandelt werden, sondern führt zu einen Mehraufwand (höherer Ausschiebedruck). Dies wird hier nicht betrachtet.

Tabelle 14: Berechnung der stationären Dissipationen

Prozess-Randbedingungen	Wirkungsgrad
$\eta$ Carnot (124°C/100°C)	6,0 %
$\eta$ Dreieck (200/100)	11,4 % (nach Gleichung (16))
Differenz	5,4 %

Durch die von außen zugeführte Wärme kommt es, wie oben ausgeführt, zur Bildung von Dampf bei schlechterem Wirkungsgrad. Diese Wärmemenge muss nicht dem eingespritzten Wasser entzogen werden. Hierdurch reduziert sich die Einspritzmasse (Druck am UT nach Entspannungsverdampfung soll gleich bleiben) und die Leistung verringert sich nach Gleichung (5). Die Reduzierung der Einspritzmasse wird nach folgender Gleichung mit  $c_p = 4,3 \text{ J/gK}$ ,  $\Delta T = 100 \text{ K}$  und  $f = 10 \text{ Hz}$  berechnet.

$$\Delta m_E = \frac{Q}{2fc_p\Delta T} \quad (45)$$

Bei den verschiedenen Beschichtungsarten des Zyklon kommt es zu den folgenden stationären Wärmeströmen vom Zyklon an das Wasser und den daraus folgenden Dissipationsleistungen:

Tabelle 15: Dissipationen aufgrund stationärem Wärmeaustausch im Zyklon

Beschichtung (Dicke [ $\mu\text{m}$ ])	Stationär übertragene Wärmeleistung <sup>3</sup>	$\Delta m_E$ [g]	Dissipation ( $\eta = 5,4\%$ )	Dissipation ( $\Delta m_E$ )	gesamte Dissipation
keine	346 W	0,0402	19 W	41 W	60 W
PTFE (0-20)	295 W	0,0343	16 W	35 W	51 W
PTFE (110)	217 W	0,0252	12 W	26 W	38 W
PTFE (10 000)	15 W	0,0017	1 W	2 W	3 W

### 3.8.1.3 Einspritzzeit > 0s und Dampfauflass schließt vor OT

Das Einspritzen des heißen Wassers beginnt vor OT und endet nach OT. Beide Zeitpunkte sind für den Prozess nachteilig: Druck, der sich vor OT ausbildet, entnimmt dem System mechanische Leistung. Heißes Wasser, das nach OT eingespritzt wird, flasht in den bereits vorliegenden Kolbenraum, wodurch Energie dissipiert. (2mm Hub → 15,7 ccm zusätzlicher Totraum).

<sup>3</sup> Aus FEM-Simulationen siehe Kapitel 3.5

Das Schließen der Dampfauslassventile 4 mm vor OT führt dazu, dass der verbleibende Dampf komprimiert werden muss, wofür mechanische Leistung aufgewandt wird und somit verloren geht.

Mit Hilfe einer zeitlich diskretisierten Betrachtung kann der Temperaturverlauf nach dem Flashen in das zum jeweiligen Zeitschritt vorhandene Volumen berechnet werden (vgl. Kapitel 3.2.5 und 3.6). Während der Einspritzung am OT wird nicht schlagartig die gesamte Wassermasse ins System eingebracht. Gleichung (9) darf folglich nicht mit einer konstanten Einspritzmasse  $m_E$  verwendet werden, sondern mit der aktuellen Systemmasse  $m_S$ . Diese wird wie folgt berechnet und in Abbildung 33 dargestellt ist ( $m_R$  nach Gleichung (38)):

$$m_S = \frac{m_E - m_R}{2} \left( 1 + \sin \left( \frac{\pi}{2\varphi_E} \varphi \right) \right) + m_R \quad (46)$$

$\varphi$  ist der Kurbelwinkel (siehe Kapitel 3.6) und  $\varphi_E$  der Kurbelwinkel ab welchem die Einspritzung beginnt: 2,1 mm  $\rightarrow$  13,61 °  $\rightarrow$  -3,78 ms. Der Zeitpunkt 0 entspricht genau OT.

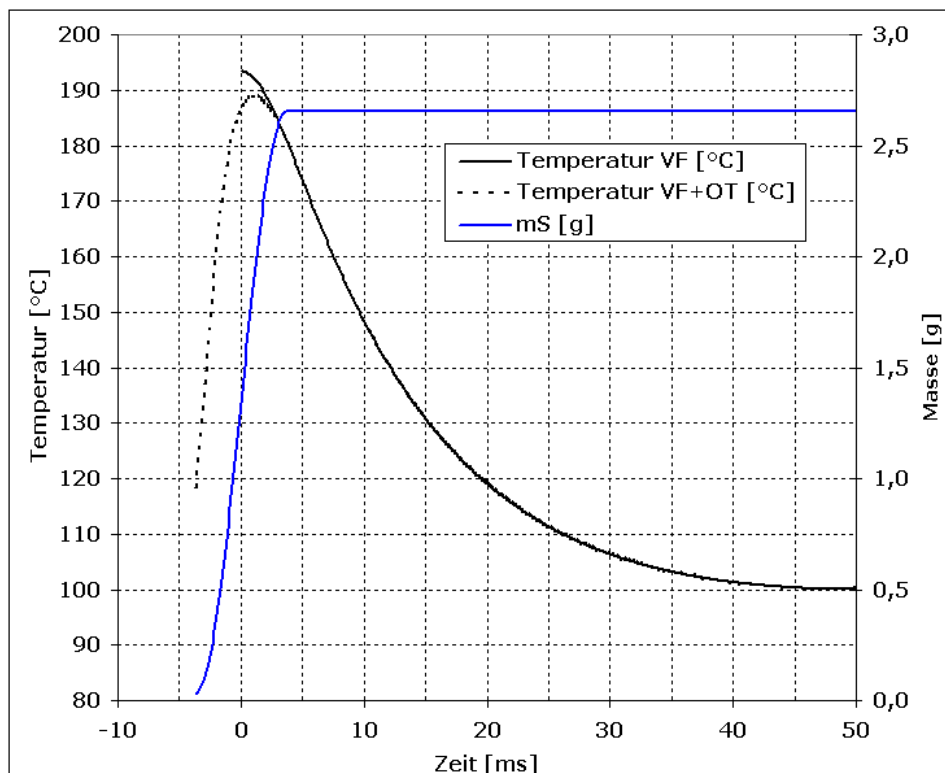


Abbildung 33: Temperaturverlauf nach Vorflashen (VF) und Einspritzungsverzögerung (OT), Masse im System

Bis zum Erreichen des OT muss der Kolben ab  $\varphi_D$  (Schließen des Dampfauslassventils) gegen den sich aufbauenden Druck arbeiten.

In Abbildung 34 ist ein p-V-Diagramm dargestellt, das den Druck über dem Hubvolumen in der Nähe des OT zeigt (bis  $V = 0,13 \cdot V_{\max}$ ). Die Fläche, welche von den schwarzen Kurven eingeschlossen wird (graue Fläche), stellt die gewinnbare Arbeit dar, im Falle wenn keine Einspritzverzögerung, sondern nur Vorflashen auftritt. Wird die Einspritzverzögerung berücksichtigt, ergibt sich der gestrichelte Verlauf des Druckes (blaue Fläche). Der Druckanstieg von ca.  $V = 45$  mL bis 30 mL ist auf die

Kompression der Restdampfmasse bei Schließen der Dampfventile zurückzuführen (siehe Gleichung (47)). Ab 30 mL bis nach OT findet dann die Einspritzung statt und der Druck steigt an.

$$p_n = p_{n-1} \left( \frac{V_{n-1}}{V_n} \right)^{\kappa} \quad (47)$$

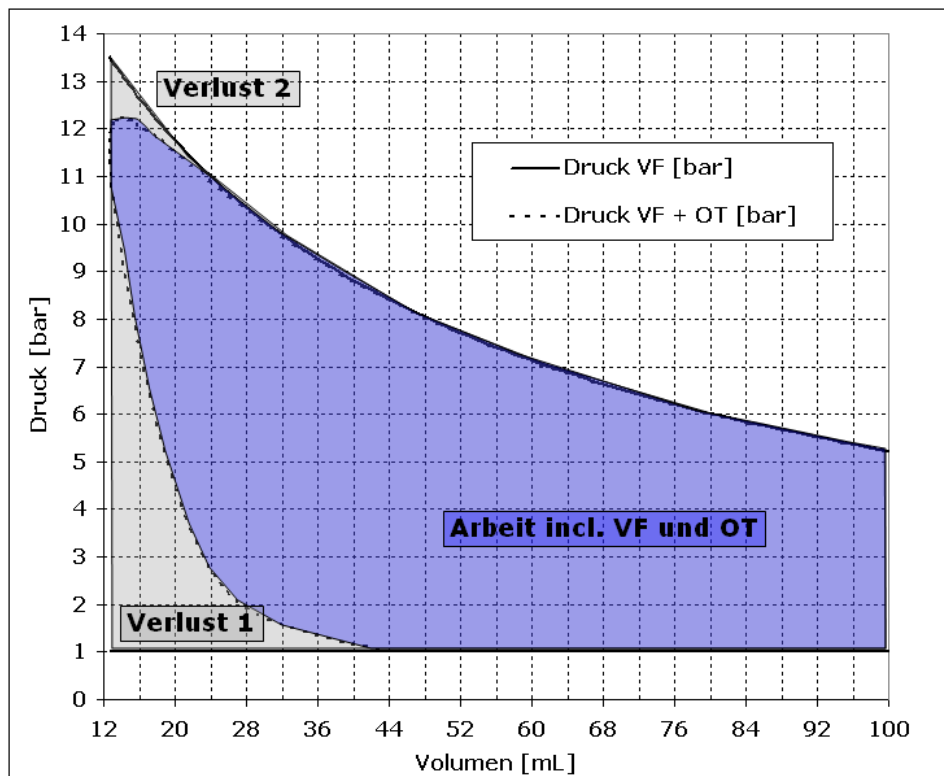


Abbildung 34: *p-V-Diagramm in der Nähe des OT*

Die Differenz beider Flächen, stellt den Verlust an mechanischer Energie dar. Für die Differenzfläche „Verlust 1“ unterhalb der gestrichelten Kurve (Kompression Restdampf und Kompression durch Einspritzung entstehender Dampf) ergibt sich 6,5 J und für die Differenzfläche „Verlust 2“ oberhalb der gestrichelten Kurve ergibt sich 0,55 J. Bei zwei Zylindern und einer Frequenz von 10 Hz ergibt dies 130 W (Verlust 1) bzw. 11 W (Verlust 2) Verlust an mechanischer Leistung. Die Verluste sind unabhängig von der Beschichtung des Zyklons.

#### 3.8.1.4 Auslass öffnet (4mm) vor UT

Das Auslassventil öffnet sich bereits 4 mm vor UT. Dadurch geht noch vorhandener Entspannungsdruck verloren. Da das Druckniveau am Ende der Entspannung bereits stark abgefallen ist (z.B. auf 1,05 bar), ist die verlorene mechanische Leistung sehr gering:

$$0,05e5 \text{ N/m}^2 \cdot 10 \text{ Hz} \cdot 2 \cdot 0,0079 \text{ m}^2 \cdot 0,004 \text{ m} = 3,16 \text{ W} \text{ (0,11\% der Exergie)}$$

#### 3.8.1.5 Flashverzögerung

Es ist bekannt, dass überhitzte Flüssigkeiten nicht spontan nach der Entspannung Dampf bilden, sondern nach einer Verzögerung. Die Verzögerung beträgt bei 20 K Überhitzung ca. 0,1 ms [16]. In einer anderen Quelle werden bei Überhitzungen bis

20 K Verzögerung der Blasenentstehung von mindestens 4 - 8 ms festgestellt, unabhängig vom Anfangsdruck [17].

Für Überhitzungen von 80 bis 100 K, wie sie beim Testaufbau vorkommen, liegen keine experimentellen Daten vor. Aufgrund des turbulenten Einspritzvorgangs ist mit wesentlich geringeren Verzögerungen zu rechnen. Die Auswirkung der Verzögerung auf den Prozessverlauf kann durch eine Vorverlegung des Einspritzzeitpunkts eliminiert werden.

Da konkrete Verzugszeiten nicht vorliegen ist nur eine Abschätzung möglich: bei 1 ms geschätzte Verzögerung beträgt die erforderliche Vorverlegung des Einspritzvorgangs  $1\text{ms}/100\text{ms} \cdot 360^\circ\text{KW} = 3,6^\circ\text{KW}$  (KW=Kurbelwinkel).

Die aktuellen Versuchsergebnisse (Kapitel 5.2.2) zeigen, dass Druck und Temperaturverläufe im Motorbetrieb (10 Hz) in weiten Bereichen sehr gut übereinstimmen. Deshalb kann angenommen werden, dass Flashverzögerungen eine untergeordnete Rolle spielen.

### **3.8.1.6 Nebelbildung**

Bei der zeitlich diskreten Betrachtung der Entspannungsverdampfung (vgl. Kapitel 3.2.6) entspannt die flüssige Phase von der Siedelinie aus ins Zweiphasengebiet. Es entsteht eine geringe Menge Dampf, der mit der verbleibenden flüssigen Phase im Gleichgewicht steht. Die flüssige Phase entspannt wieder auf die nächste Temperaturstufe ins Zweiphasengebiet, wobei erneut Dampf entsteht. Der Dampf, welcher auf einem hohen Temperaturniveau gebildet wurde, entspannt ebenfalls. Da die Taulinie von Wasser im T-S-Diagramm eine negative Steigung hat, endet die isentrope Dampfentspannung immer im Zweiphasengebiet: Es entsteht Nebel (siehe Abbildung 5). Wie in Kapitel 3.2.6 beschrieben, sind die Nebeltröpfchen dem Kontrollraum der flüssigen Phase zuzurechnen und stehen für die Verdampfung zur Verfügung.

Sehr kleine Tröpfchen (nm - Skala) besitzen aufgrund ihrer gekrümmten Oberfläche einen höheren Dampfdruck, der dazu führt, dass die Tröpfchen weniger verdampfen, als die flüssige Phase im Zyklon auf der gleichen Temperaturstufe.

Berücksichtigt man in Gleichung (12), dass die Nebelmasse  $(1 - x_{N,i}) \cdot m_{D,i-1}$  nicht der flüssigen Phase zugerechnet wird (worst-case-Abschätzung), erhält man statt 2837 W eine Leistung von 2828 W. Der Verlust von 9 W (bzw. 0,3 % der Exergie) macht deutlich, dass Nebelbildung bei der Betrachtung der Dissipationen nur eine geringe Rolle spielt.

### **3.8.1.7 Auslassventil, Druckverlust beim Ausschleiben**

Das Auslassventil stellt beim Ausstoßprozess einen Strömungswiderstand dar. Das Ventil wurde für einen Ausstoß-Differenzdruck von 40 mbar ausgelegt. Aufgrund weiterer Strömungswiderstände bis zum und im Kondensator wird ein zusätzlicher Differenzdruck von 35,5 mbar veranschlagt:

$$7550 \text{ N/m}^2 \cdot 10 \text{ Hz} \cdot 2 \cdot 0,0079 \text{ m}^2 \cdot 0,1 \text{ m} = 119 \text{ W.}$$

Die Versuchsergebnisse im Motorbetrieb (10 Hz) zeigen einen deutlich höheren Ausstoß-Differenzdruck ( $\Delta p \approx 1\text{bar}$ ), was einerseits auf eine erhöhte Dampfproduktion beim Ausstoßen (stationär und instationär übertragene Wärme) und andererseits auf einen zu geringen Auslassquerschnitt zurückzuführen ist. Weiterhin bildet sich im Dampfauslass eine Zweiphasenströmung aufgrund des kondensierenden Dampfes an der zunächst kalten Rohrwand. Hieraus ergeben sich negative strömungsmechanische Bedingungen.

Bei einer Ausschleibedruckdifferenz von 1 bar würde nach obiger Rechnung eine Leistung von 1,5 kW resultieren.

Vergleicht man hingegen Versuchsergebnisse im Selbstlauf (3 Hz) tritt wie erwartet beim Ausschleiben keine nennenswerte Druckdifferenz auf.

Die abschließende Klärung dieses Sachverhaltes steht noch aus.

### **3.8.1.8 Drehzahl**

Die tatsächliche Drehzahl der Kolbenmaschine wird während der Messung ermittelt. In den bisherigen Versuchen wurde eine Drehzahl von 8,7 Hz gemessen. Dies steht im Widerspruch zu den bisher angenommenen 10 Hz. Jedoch erhöht sich die Drehzahl, sobald die Entspannungsverdampfung stattfindet und der Asynchronmotor zum Generator wird, da die Drehzahl dem Netz vorausseilt (siehe Abbildung 36). Versuche mit Generatorbetrieb werden zeigen, ob die Drehzahl von 10 Hz erreicht wird, oder ob die bisherigen Berechnungen angepasst werden müssen.

## **3.8.2 Sekundäre mechanische Dissipation**

Nachfolgend werden Dissipationen beschrieben und quantifiziert, die dem thermodynamischen Prozess nachgeordnet sind. Die zur Bestimmung der Verluste durchgeführten Versuche und Versuchsergebnisse sind in Kapitel 5.1 beschrieben.

### **3.8.2.1 Verlust im Generator**

Der Asynchron-Motor des Kompressors wird als Generator eingesetzt. Der Motor hat eine Nennleistung von 5,5 kW und eine Leerlaufleistung von 450 W (Reibung, Ankerstromverluste, Ummagnetisierungsverluste). In erster Näherung muss diese Leistung mechanisch aufgebracht werden, um die E-Maschine in den Generatorbetrieb zu bringen.

Kleinere Maschinen mit geringerer Leerlaufleistung verbrauchen entsprechend geringere mechanische Leistungen (eine 1kW-Maschine verbraucht ca. 100 W Verlustleistung). Wirkungsgrade von E-Maschinen liegen im Bereich von 90%.

### **3.8.2.2 Reibung (Keilriemen, Buchsen und Lager)**

Die mechanische Reibung des Kompressors setzt sich aus Reibungen in den folgenden Aggregaten zusammen:

1. Keilriemen
2. Kurbelwellenlager
3. Kreuzkopflager
4. Ölstopfbuchse
5. Gasstopfbuchse

Alle Reibungsanteile zusammen betragen 320 bis 430 W (temperaturabhängig, siehe Kapitel 5.1), wobei vermutlich die Gasstopfbuchse aufgrund ihrer Aufgabe (Zurückhalten des zu komprimierenden Gases) den größten Reibungsteil verursacht. Dass sich die Kolbenstange beim Betrieb des Kompressors um ca. 50K gegenüber der Umgebung erwärmt, bestätigt die Vermutung. Es ist nicht möglich die Verluste der einzelnen Aggregate getrennt zu bestimmen.

Durch eine angepasste Stopfbuchse kann die Reibung deutlich reduziert werden. Hier besteht Forschungsbedarf mit dem Ziel der Prozessoptimierung.

### **3.8.2.3 Kolbenreibung**

Die Kolben enthalten zwei Gleitringe aus Teflon, die einen Abstand vom Kolbenmetall zur Zylinderwand einhalten und einen Kolbenfresser vermeiden. Zwischen den Gleitringen sind drei Dichtringe angeordnet, die für die Abdichtung des Arbeitsraums sorgen. Die Dichtringe aus Teflon werden über eingelegte Stahlfedern an die Zylinderwand gepresst.

Beide Kolben erzeugen eine Reibungsleistung von 50 W.

Die Reibungsverluste der Kolben sind verglichen mit den Verlusten der Stopfbuchse, Lager etc. gering. Durch angepasste Gleitringe und Dichtringe kann die Reibung dennoch deutlich reduziert werden. Hier besteht Forschungsbedarf.

Bei doppelt wirkenden Maschinen sind hochdichte Ringsysteme nicht prioritär wichtig. Die Reibleistung kann weiter reduziert werden.

### 3.8.3 Zusammenstellung der Dissipationen

Die thermodynamischen und mechanischen Dissipationen sind in den folgenden Tabellen zusammengefasst.

*Tabelle 16: Thermodynamische Dissipation für verschiedene Zyklonmaterialien und -beschichtungen*

thermodyn. Dissipation:	V4A			Teflon 20µm			Teflon 110µm			Teflon 10mm		
	Watt		eta	Watt			Watt			Watt		
Totvolumen	139	<b>4,9%</b>	95%	139	<b>4,9%</b>	95%	139	<b>4,9%</b>	95%	139	<b>4,9%</b>	95%
Wärmeaust., Zyklon, instationär	375	<b>13,2%</b>	87%	190	<b>6,7%</b>	93%	37	<b>1,3%</b>	99%	37	<b>1,3%</b>	99%
Wärmeaust., Zyklon, stationär	60	<b>2,1%</b>	98%	51	<b>1,8%</b>	98%	38,0	<b>1,3%</b>	99%	3,0	<b>0,1%</b>	100%
Einspritzzeit > 0s	141	<b>5,0%</b>	95%	141	<b>5,0%</b>	95%	141	<b>5,0%</b>	95%	141	<b>5,0%</b>	95%
Auslass vor UT	3,2	<b>0,11%</b>	100%	3,2	<b>0,1%</b>	100%	3,2	<b>0,1%</b>	100%	3,2	<b>0,1%</b>	100%
Druckverlust beim Ausschleiben	119	<b>4,2%</b>	96%	119	<b>4,2%</b>	96%	119	<b>4,2%</b>	96%	119	<b>4,2%</b>	96%
Nebelbildung	9	<b>0,3%</b>	100%	9	<b>0,3%</b>	100%	9	<b>0,3%</b>	100%	9	<b>0,3%</b>	100%
Summe/Produkt	846		73%	652,2		79%		0,171	84%	451		85%

*Tabelle 17: Sekundäre mechanische Dissipation in Watt*

P el. Verlust (Generator)	450
P Reibung (Buchsen)	320
P Kolbenreibung	50

Die betrachteten Dissipationen und die verbleibende elektrische Restleistung sind in der folgenden Abbildung dargestellt. Wichtiger Hinweis: Verluste und Wirkungsgrade beziehen sich auf die nach Kapitel 3.2.3 (Tabelle 2) berechnete Exergie (maximale Leistung) ( $T_H/T_K = 200^\circ\text{C}/100^\circ\text{C}$ ). Bei den durchgeführten Experimenten konnten diese Ausgangsbedingungen aufgrund der gedrosselten Einspritzmasse und der niedrigeren Heißtemperatur  $T_H = 190^\circ\text{C}$  nicht erreicht werden. Der vorhandene Exergiestrom bei Versuchsbedingungen wird zu 1846 W bestimmt. Dies entspricht der Größenordnung der auftretenden Verluste bei V4A, sodass unter den bisherigen Versuchsbedingungen nicht mit einer Nutzleistung zu rechnen ist.

In Tabelle 18 sind die Dissipationen gelistet und in der letzten Zeile ein auf die Exergie bezogener Gesamtwirkungsgrad dargestellt (el. Energie / vorhandene Exergie).



*Tabelle 18: Dissipationen in Tabellenform für verschiedene Zyklonmaterialien und -beschichtungen, optimiertem Generator (el.) und optimierten Stopfbuchsen (el./mech.); Werte in Watt*

<b>Ergebnisse:</b>							
gemessen							
berechnet							
Schätzung							
	V4A	20 µm	110 µm	10 mm	opt.: el.	opt: el./mech.	
P Nutz, el.	1171	1365	1531	1566	1814	1922	
Totvolumen	139	139	139	139	139	139	
Wärmeaust., Zyklon, Pakete	375	190	37	37	37	37	
Wärmeaust., Zyklon, stationär	60	51	38	3	3	3	
Einspritzzeit > 0s	141	141	141	141	141	141	
Auslass vor UT	3	3	3	3	3	3	
Druckverlust beim Ausschieben	119	119	119	119	119	119	
Nebelbildung	9	9	9	9	9	9	
P el. Verlust	450	450	450	450	202	214	
P Reibung (Buchsen)	320	320	320	320	320	200	
P Kolbenreibung	50	50	50	50	50	50	
Summe, Verlustleistungen	1666	1472	1306	1271	1023	915	
eta elektrisch, exergetisch	41,3%	48,1%	54,0%	55,2%	63,9%	67,7%	

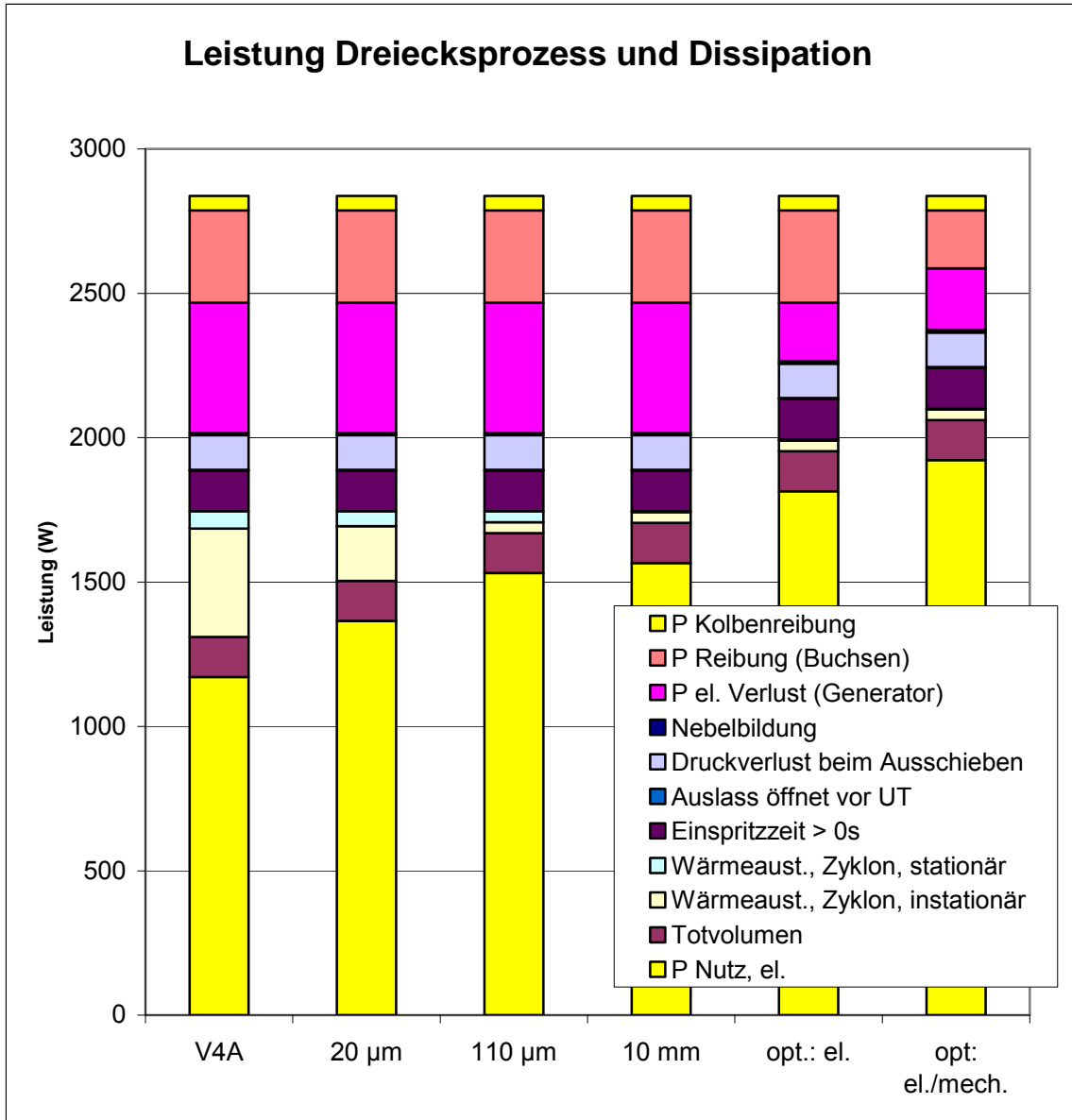


Abbildung 35: Dissipation und el. Leistung beim Dreiecksprozess 200°C/100°C

## 4 Aufbau des Prototyps

### 4.1 Kolbenmaschine und Zylinderkopf

Der konstruktive Aufbau der Entspannungsmaschine basiert auf einer zweizylindrigen Hubkolbenpumpe der Firma *Mehrer* (Josef Mehrer GmbH & Co. Kg, D-72336 Balingen; Typ: TEL 70/100, Enddruck 9 bar/abs, Antriebsmotor 5,5 kW, Drehzahl  $600 \text{ min}^{-1}$ ). Wichtige geometrische Daten sind in Tabelle 9 gegeben.

Ein Asynchronmotor treibt die Hubkolbenpumpe an, wobei dieser die Aufgabe eines Generators übernimmt, sobald im Arbeitsraum die Entspannungsverdampfung abläuft. Der Übergang von Motorbetrieb zu Generatorbetrieb geschieht automatisch, sobald sich die Drehzahl der Hubkolbenpumpe aufgrund der Entspannungsverdampfung erhöht. Die nachfolgende Abbildung zeigt beispielhaft die Kennlinie einer Asynchronmaschine. Auf der x-Achse ist die Drehfrequenz des Läufers dargestellt. Unterschreitet die Drehfrequenz die Netzfrequenz (hier 50 Hz), so liegt Motorbetrieb vor ( $M > 0$ ), übersteigt die Drehfrequenz die Netzfrequenz, so liegt Generatorbetrieb vor ( $M < 0$ ) ([14], Abschnitt V25).

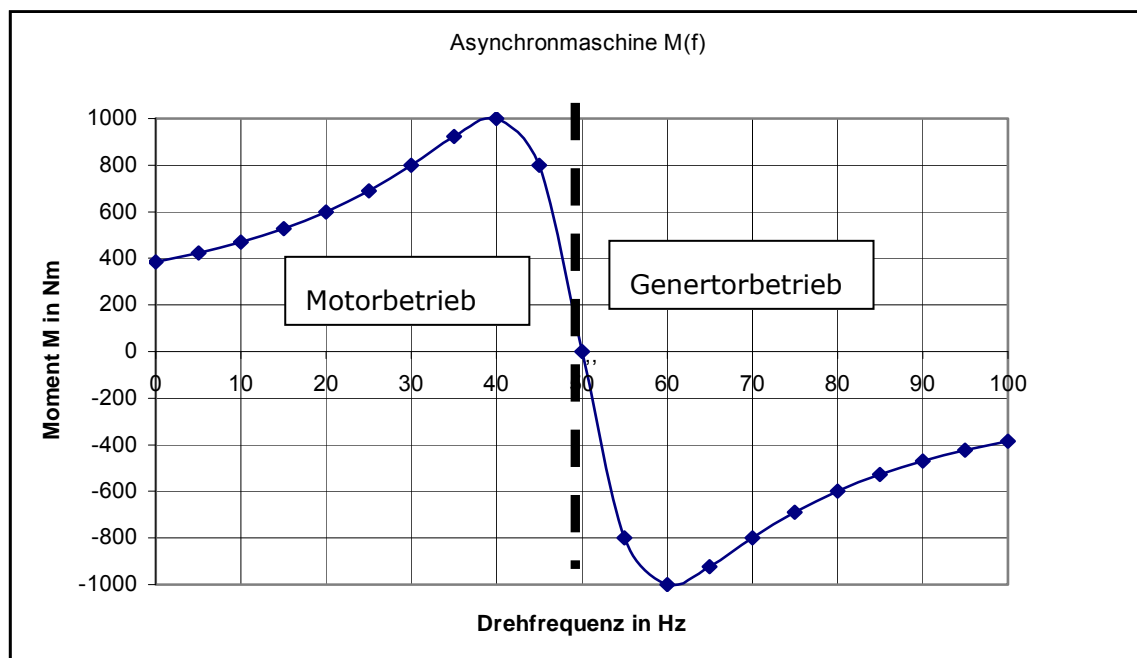


Abbildung 36: Beispielhafte Kennlinie einer Asynchronmaschine ( $P_N=250 \text{ kW}$ )

Für den Einsatz der Hubkolbenpumpe zur Realisierung des Prototyps wurde der Zylinderkopf durch eine Neukonstruktion ersetzt (siehe Abbildung 37 und Abbildung 38). Hierbei werden auf einer stabilen Bodenplatte die Zyklonflansche mit -deckel, die Dampfauslassflansche und die Ventilsteuerung angebracht.

Alternative Konzepte für Ventilsteuerungen und Beschichtungen wurden in enger Abstimmung mit dem Institut für Kolbenmaschinen (Karlsruher Institut für Technologie) innerhalb von mehreren Studienarbeiten erarbeitet [2, 3, 15, 25].

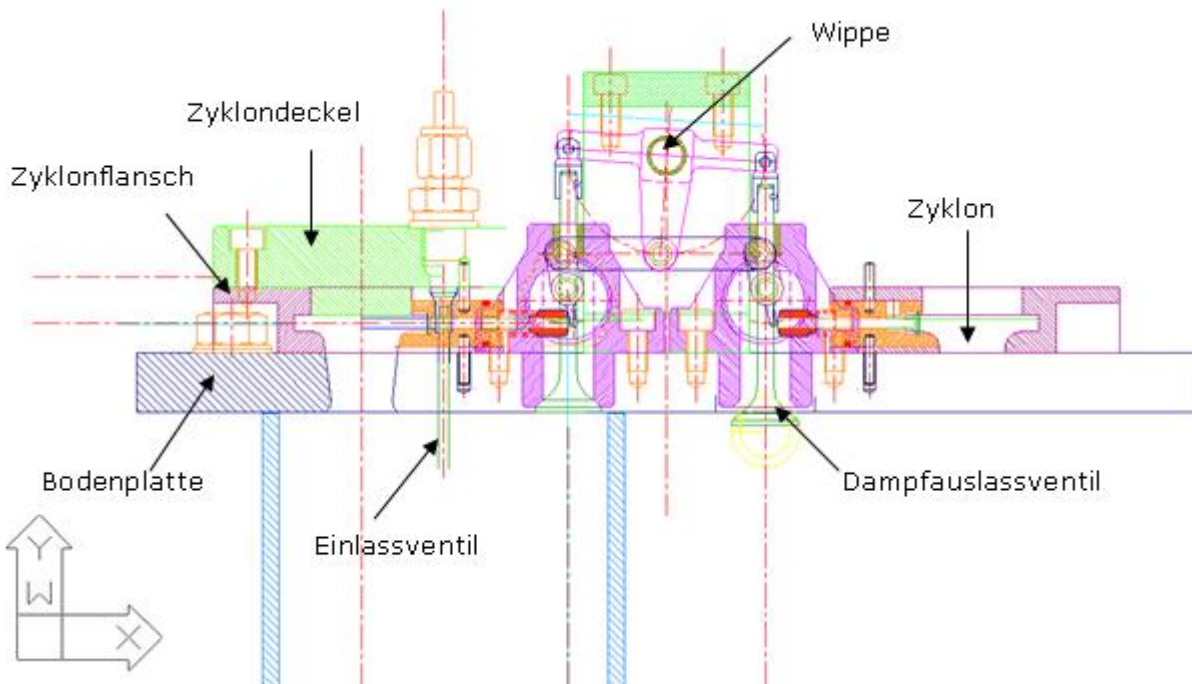


Abbildung 37: Technische Zeichnung Zylinderkopf

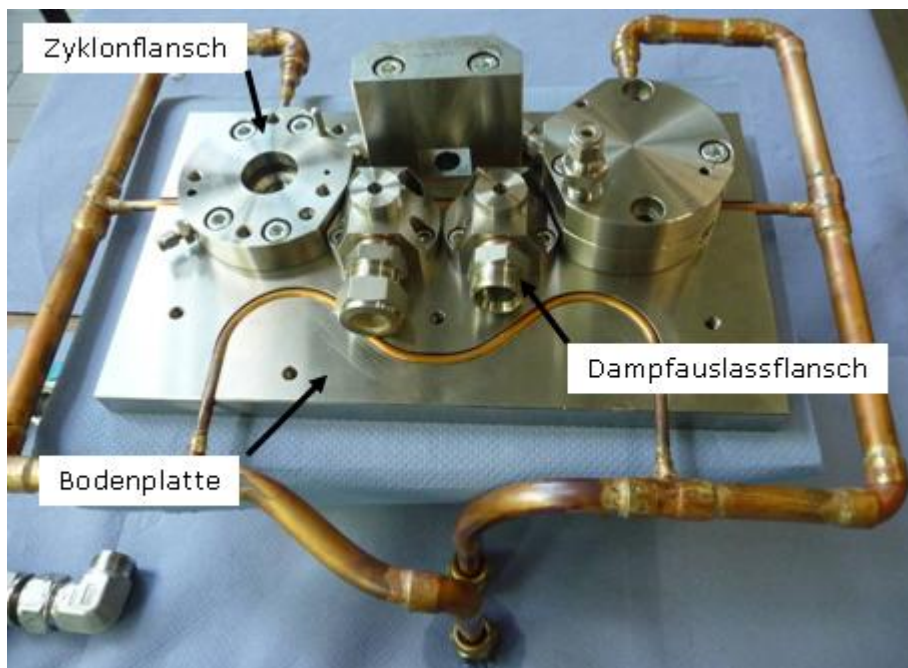


Abbildung 38: Bodenplatte mit Zyklonflansch und -deckel, Dampfauslassflansche

Im Gegensatz zu Abbildung 38 zeigt Abbildung 39 den kompletten Aufbau des Zylinderkopfes. Hier sind unter anderem die Wippe (Ventilsteuerung) und die Überdruckventile zu erkennen.

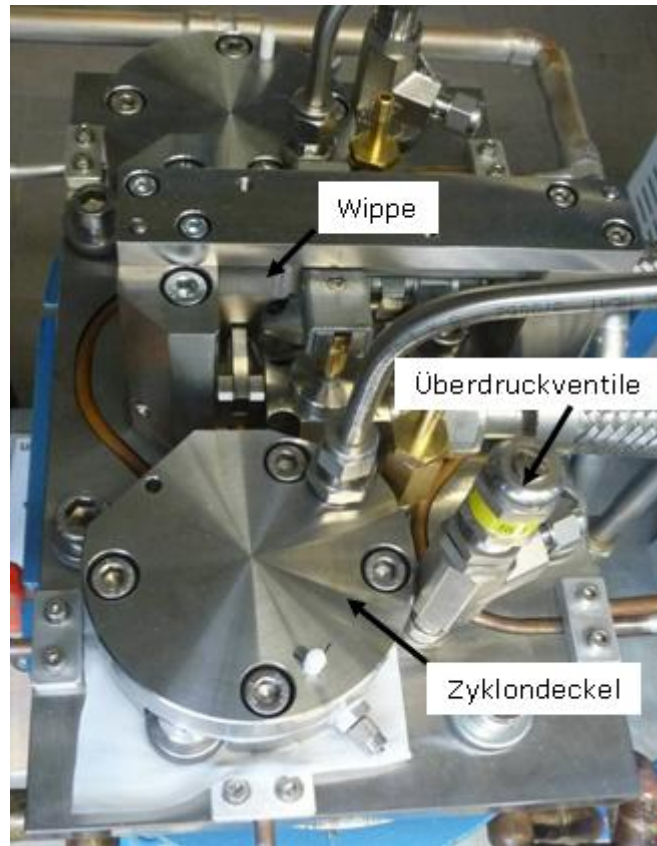


Abbildung 39: Zylinderkopf im eingebauten Zustand

#### 4.1.1 Ventilsteuerung

Das Funktionsprinzip der Ventilsteuerung (Wippe) [2] wird im Folgenden beschrieben. In der Konstruktion des Prototyps werden pro Zylinder drei Tellerventile benötigt (siehe Abbildung 40).

Das Einlassventil wird unabhängig von der Wippe direkt vom Kolben am OT angesteuert. Dabei ragt der Ventilschaft 2,1 mm in den Arbeitsraum hinein und wird vom sich nach oben bewegendem Kolben hochgeschoben. Wenn der Kolben wieder nach unten fährt, schließt das Einlassventil selbstständig durch den hohen Druck des Wassers auf der Gegenseite (oberhalb des Ventils).

Die Dampfauslassventile werden ebenfalls vom Kolben direkt angesteuert. Diese ragen 4 mm in den Arbeitsraum hinein. Beide Dampfauslassventile, sowie die Flüssigkeitsauslassventile sind über eine Wippenkonstruktion so miteinander verbunden, dass durch das Öffnen eines Dampfauslassventils das Flüssigkeitsauslassventil desselben Arbeitsraums geöffnet und die beiden Auslassventile des anderen Arbeitsraums geschlossen werden. Durch Magnete und Federn wird die Position der Wippe bistabil gehalten. Die Magnete sind vor allem deshalb wichtig, um beim Ausstoßen des Dampfes aus dem Arbeitsraum ein Schließen der Dampfauslassventile zu verhindern. Berechnungen zur Ventilsteuerung sind [2] zu entnehmen.

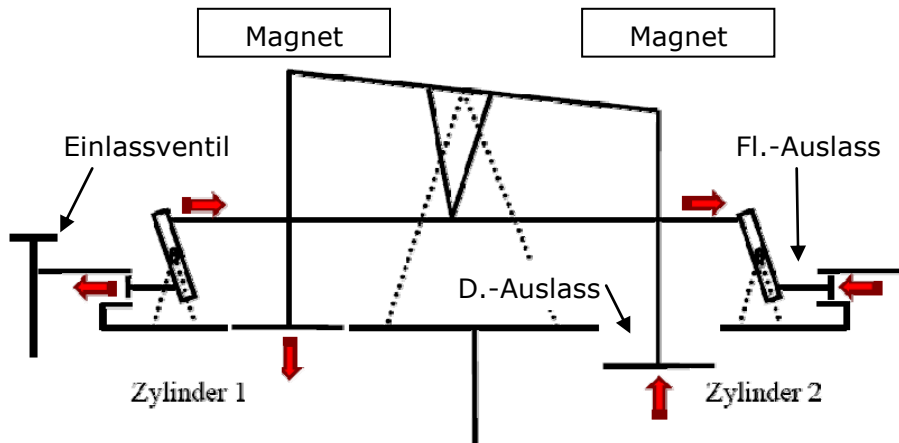


Abbildung 40: Funktionsprinzip der Ventilsteuerung (Wippe)

#### 4.1.2 PTFE-Beschichtung des Zyklons und PTFE-Ventileinsätze

Wie in den Kapiteln 3.4 und 3.8.1.2 gezeigt werden konnte, werden im Zyklon zwischen der Zyklonwand und dem strömenden flüssigen Wasser große Wärmemengen ausgetauscht, welche den Wirkungsgrad des Prozesses verschlechtern. Folglich wurde auf die Zyklonwand eine Beschichtung aus PTFE aufgebracht. Hierdurch werden die übertragenen Wärmemengen deutlich reduziert. Zunächst betrug die Schichtdicke 0-20  $\mu\text{m}$ . Ein verbessertes Verfahren der beauftragten Firma erlaubte dann eine Mehrfachbeschichtung, sodass eine Gesamtschichtdicke von ca. 100  $\mu\text{m}$  erreicht werden konnten. Für beide Beschichtungsdicken liegen Versuchsergebnisse vor. Abbildung 41 zeigt einen Zyklonflansch mit PTFE-Beschichtung (blau).

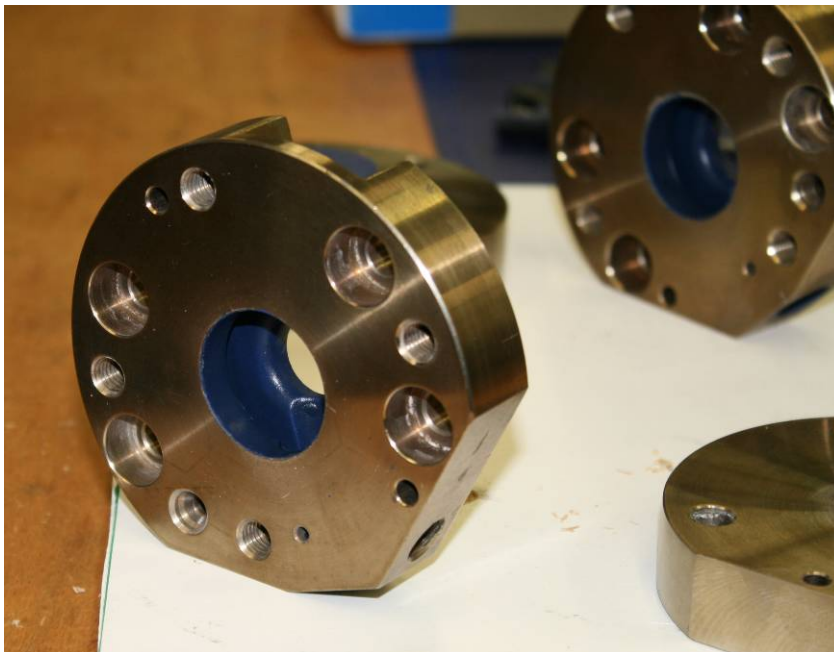


Abbildung 41: Zyklonflansch mit PTFE-Beschichtung (ca. 100 $\mu\text{m}$ )

Das Auslassventil für die flüssige Phase befindet sich eingebaut in einem Einsatz aus Messing im Zyklon (siehe Abbildung 42 oben). Wenn beim Ausschleiben der flüssigen Phase kaltes Wasser durch den Einsatz fließt, führt dies zu einer Auskühlung des Messingeingsatzes und in Folge dessen auch des Zyklons. Da eine Beschichtung hier nicht möglich war, wurde der Messingeingsatz durch einen Einsatz aus PTFE ersetzt (Abbildung 42 unten).

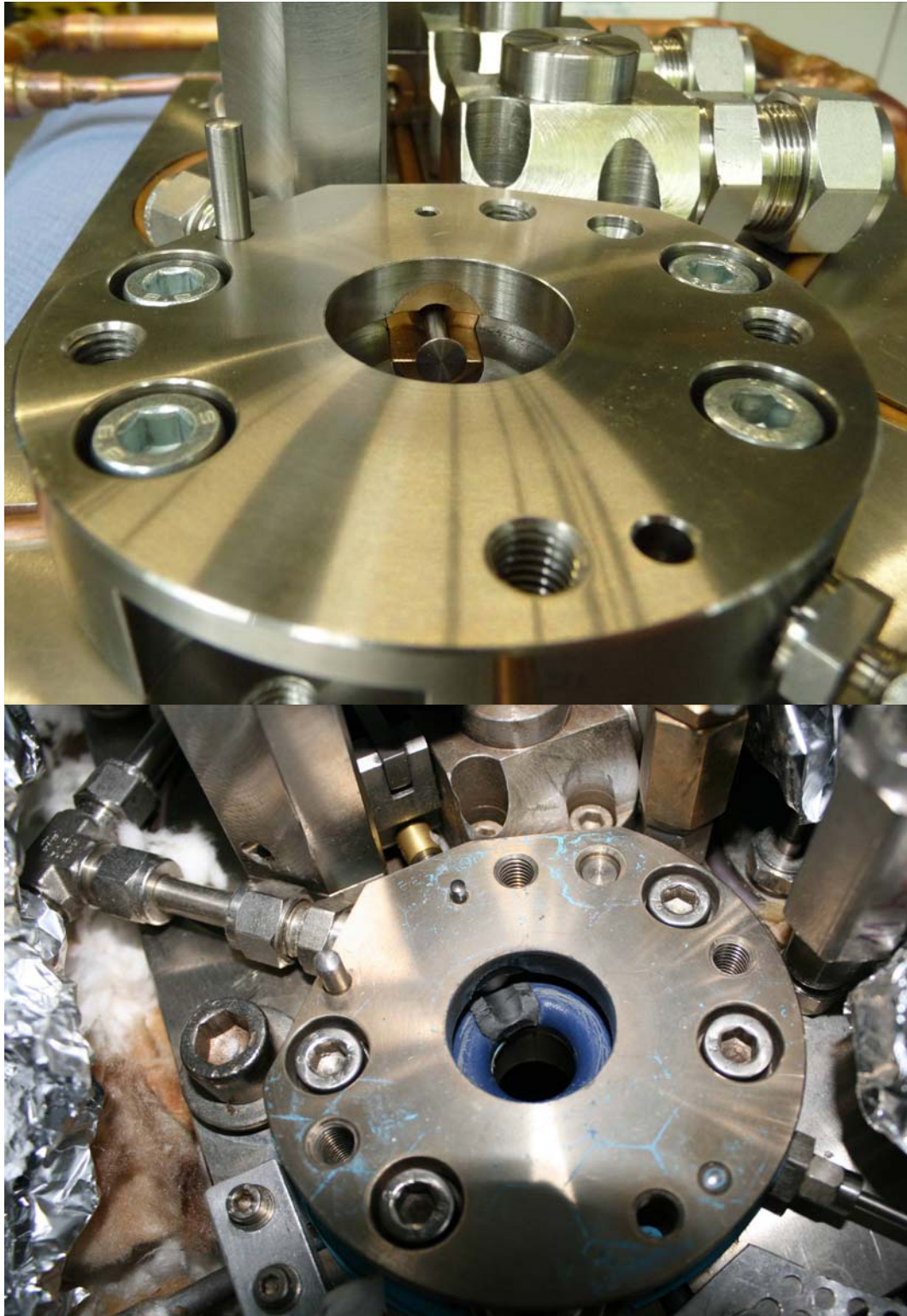


Abbildung 42: Zyklonflansch mit Messingeinsatz (oben) und PTFE-Einsatz (unten) für Flüssigkeitsauslass

#### 4.1.3 PTFE-Dorn und Dichtring

Das vor allem während der Einspritzung vorhandene Totvolumen im Zyklon führt, wie in Kapitel 3.8.1.1 gezeigt, zu großen Dissipationen im Prozess. In diesem Kapitel wird eine konstruktive Maßnahme vorgestellt, die zum einen das Totvolumen reduziert und

zum anderen den Zylinderraum vom Kolbenraum zum Zeitpunkt der Einspritzung räumlich trennt, um Tropfenmitriss in den Kolbenraum zu vermeiden.

Auf dem Kolben wird ein PTFE-Dorn mit den in Abbildung 43 angegebenen Maßen so angebracht, dass er am OT in den Zyklon eindringt. Dichtringe aus PTFE umschließen den Dorn damit nur ein geringer Spalt übrig bleibt, durch den der Zyklon mit dem Kolbenraum verbunden ist. Im Moment des Einspritzens, wenn der Totraum schlagartig mit heißem Dampf und flüssigen heißem Wasser ausgefüllt wird, kann nur sehr wenig Dampf direkt in den Kolbenraum übergehen und Tröpfchen mitreißen. Die Geometrie des Dorns ist derart ausgeführt, dass sich die Abdichtung über den kompletten Einspritzzeitraum erstreckt. Erst nach Ende der Einspritzung fährt der Dorn mit dem Kolben nach unten und gibt den gesamten Querschnitt frei. In Abbildung 44 ist der PTFE-Dorn (schwarz) mit Dichtring (weiß) im Zyklon dargestellt.

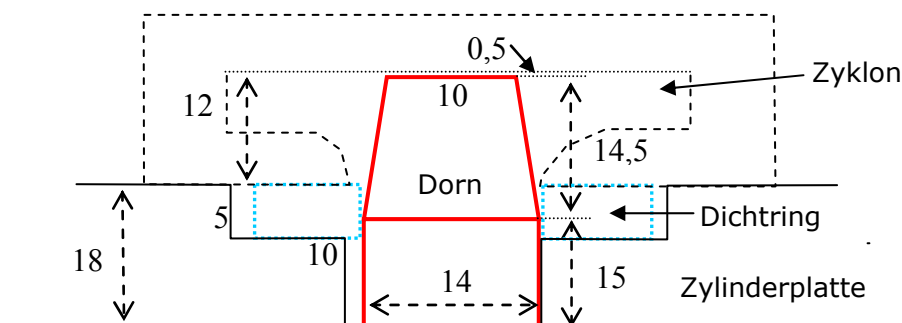


Abbildung 43: Schematische Darstellung des PTFE-Dorns am oberen Totpunkt (in den Zyklons hineinragend), Angaben in mm

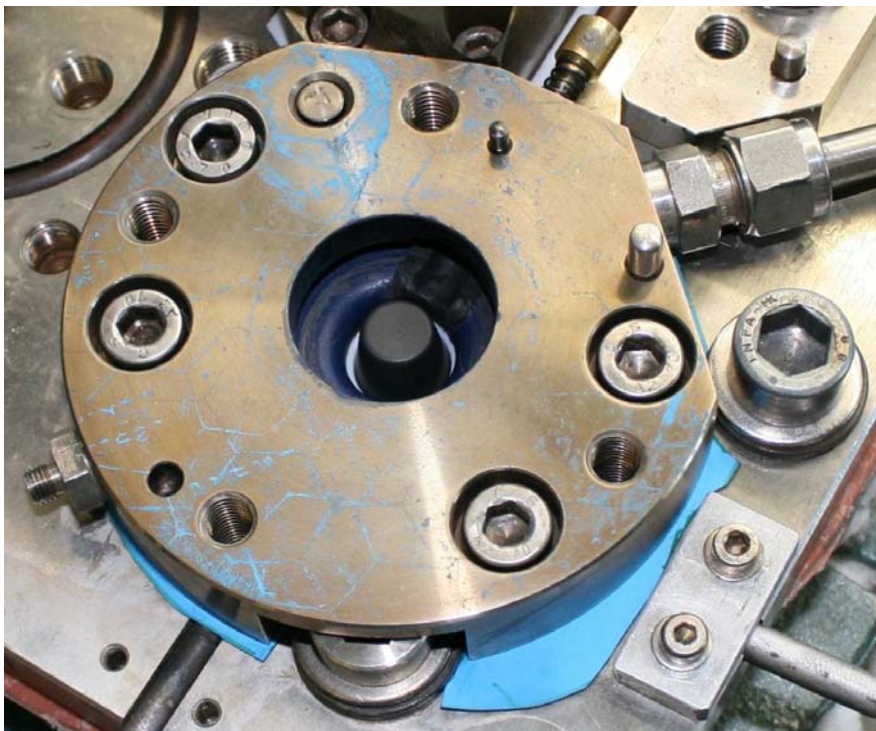


Abbildung 44: PTFE-Dorn (schwarz) mit PTFE-Dichtring (weiß) in Zyklon hineinragend



#### 4.1.4 Kol­ben­tem­pe­ra­tur

Der Zylinder und der Zylinderkopf werden aus thermodynamischen Gründen beheizt. Der Wasserdampf steht aber außerdem mit dem Kolben in Kontakt. Ist der Kolben zu kalt, kann Dampf an der Kolbenoberseite kondensieren und verdampfen, was sich nachteilig auf den Prozess auswirkt. Nachfolgend wird die Temperatur des Kolbens berechnet.

Der Kolben steht im Wärmeaustausch mit der Zylinderwand über Strahlung und über Wärmeleitung im Gasspalt. Außerdem steht der Kolbendeckel im Strahlungsaustausch mit dem Zylinderdeckel und im konvektiven Austausch mit dem Wasserdampf. Der Kolbenboden steht im Strahlungsaustausch mit dem Zylinderboden. Die Reibungswärme, die an der Kolbenstange auftritt verteilt sich hälftig nach oben auf den Kolben und auf den untenliegenden Kreuzkopf. Es werden stationäre Temperaturen untersucht. Wärmekapazitäten der Bauteile spielen bei der stationären Betrachtung keine Rolle.

Aus den thermischen Verhältnissen und aus der Tatsache, dass es sich bei thermischen Systemen in erster Näherung um lineare<sup>4</sup> zeitinvariante Systeme handelt, folgt das nachfolgend dargestellte Ersatzschaltbild.

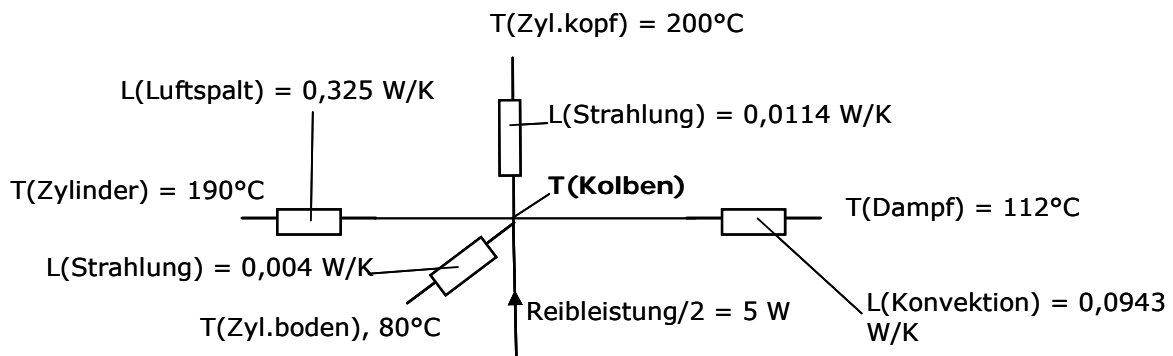


Abbildung 45: Ersatzschaltbild zur Bestimmung der Kolbentemperatur

Aus dem Ersatzschaltbild folgt der Knoten  $T_{\text{Kolben}}$ :

$$0 = L_{\text{Strahlung}} \cdot (T_{\text{Zyl.kopf}} - T_{\text{Kolben}}) + L_{\text{Luftspalt}} \cdot (T_{\text{Zylinder}} - T_{\text{Kolben}}) + L_{\text{Konvektion}} \cdot (T_{\text{Dampf}} - T_{\text{Kolben}}) + L_{\text{Strahlung}} \cdot (T_{\text{Zyl.boden}} - T_{\text{Kolben}}) + P_{\text{Reibl.}}/2 \quad (48)$$

Nach Auflösung nach  $T_{\text{Kolben}}$  erhält man:

$$T_{\text{Kolben}} = \frac{L_{\text{Strahlung}} \cdot T_{\text{Zyl.kopf}} + L_{\text{Luftspalt}} \cdot T_{\text{Zylinder}} + L_{\text{Konvektion}} \cdot T_{\text{Dampf}}}{L_{\text{Strahlung}} + L_{\text{Luftspalt}} + L_{\text{Konvektion}} + L_{\text{Strahlung}}} + \frac{L_{\text{Strahlung}} \cdot T_{\text{Zyl.boden}} + P_{\text{Reibl.}}/2}{L_{\text{Strahlung}} + L_{\text{Luftspalt}} + L_{\text{Konvektion}} + L_{\text{Strahlung}}} \quad (49)$$

In der folgenden Tabelle sind die Temperaturen und die Wärmeübergänge berechnet und dargestellt. Der Strahlungsaustausch ist mit dem Stefan-Boltzmann-Strahlungsgesetz berechnet. Im Luftspalt des Kolbens ist Wärmeleitung die dominierende Größe.

<sup>4</sup> die einzige nichtlineare Wärmeübertragung durch Strahlung wurde iterativ berechnet

Die Konvektion des Dampfes an die Kolbenoberfläche wurde mit mittleren Dichten und Geschwindigkeiten des Dampfes berechnet.

Tabelle 19: Daten zur Bestimmung der Kolbentemperatur

<b>Strahlung</b>									
Stefan-Bolzmann-K.	5,67E-08	W/m <sup>2</sup> (K <sup>2</sup> ) <sup>2</sup>							
Strahlungskoeffizient	1		P	alpha Str	A=	0,00785	m <sup>2</sup>		
	Th	Tkalt	in W/m <sup>2</sup>	in W/m <sup>2</sup> K	alpha*A=			Wärmeübertragung	
oben	200	181,94	28,60	1,58	0,0124	W/K		0,225 W	
unten	181,94	80	59,80	0,59	0,0046	W/K		-0,470 W	
Luftspalt	190	181,937	11,77	1,46	0,0151	W/K			
	Th	Tkalt							
<b>Luftspalt am Kolben</b>	190				Leitung und Strahlung	0,326	W/K	2,630 W	
Breite	0,033								
Fläche/ m <sup>2</sup>	0,010								
Höhe/m	0,00100								K4
Lambda Luft	0,03								
<b>Kolbenstange</b>		70			Leitung	0,0138	W/K	-1,547 W	
Länge/cm	33								
Durchm.	0,022								
Fläche/ m <sup>2</sup>	0,00038								
lambda Edels	12								
<b>Konvektion</b>	12	181,94	120	743,241	alpha Konv.	12	0,09425	W/K	-5,837 W
<b>Reibungsleistung</b>	Gesamtreibung: 300 W				0,4374				0,000 W
10 Watt									Kontrollsumme
Wärmeleitwert von der Stangenmitte		0,054	W/K						
Temperatur Stangenmi	256,40	°C			Iteration MAKRO				
<b>T(Kolben)=</b>	181,9	mit Reibung der Kolbenstange							

Mit den gezeigten Randwerten ergibt sich eine Kolbentemperatur von 182°C. Diese Temperatur liegt unter der Temperatur des Vorflashens (193 °C, siehe Abbildung 31). Der Kolben ist ausreichend heiß, im Hinblick darauf, dass die Zyklonoberflächen deutlich kälter sind und es zunächst dort zu Kondensation kommt. Die Kolbentemperatur erhöht sich geringfügig, wenn der Strahlungskoeffizient der Metalloberflächen verringert wird, die Betrachtung der Oberflächen als schwarze Strahler ist also der worst case (geringere Kolbentemperatur). Die Kolbentemperatur wird erst dann eine Rolle spielen, wenn die Temperatur nach der Einspritzung weniger stark absinkt, sondern oberhalb der Kolbentemperatur von 182 °C bleibt.

### 4.1.5 Beheizung mit Öl und elektrischer Heizung

Wie in Abbildung 38 zu sehen ist, wird die Bodenplatte zur Beheizung von Kupferrohren durchzogen. Abbildung 46 zeigt den genauen Verlauf der Heizschlägen in der Bodenplatte im Bereich um den Zyklon, da hier die Beheizung am notwendigsten ist.

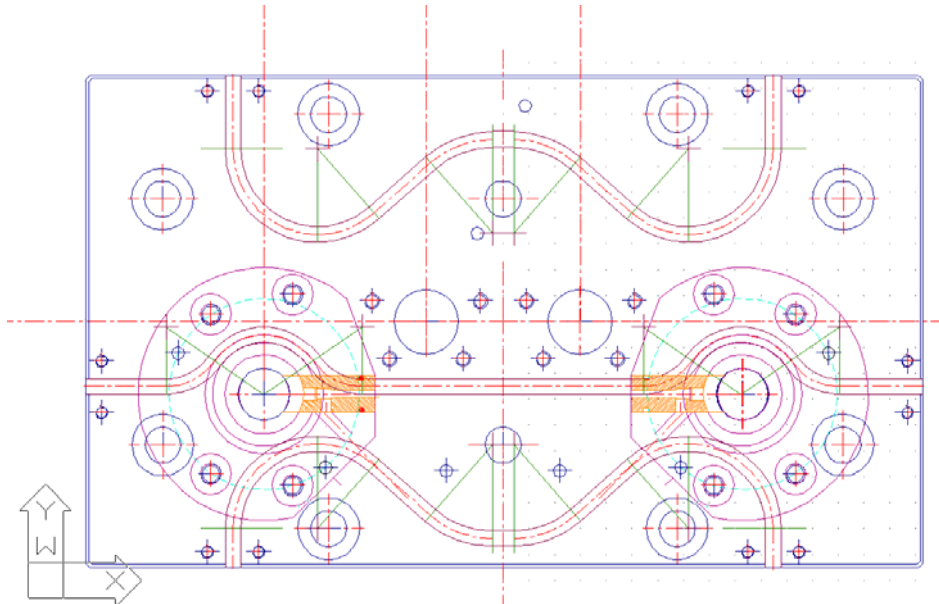


Abbildung 46: Verlauf der Heizschlägen (Kupferrohre) in der Bodenplatte

Der obere Bereich (die ersten drei Kühlrippen) der Kolbenmaschine wird ebenfalls über die Ölheizung beheizt (siehe Abbildung 48, rechts). Gerade im oberen Bereich hat der Dampf hohe Temperaturen und es muss sichergestellt werden, dass es nicht zu Kondensation kommt. Nach den ersten Versuchen, wurde im unteren Teil der Kolbenmaschine eine elektrische Heizung nachgerüstet, um sicherzustellen, dass es hier nicht zur Auskühlung aufgrund von Wärmeleitung kommt.

Weiterhin befindet sich zwischen Kolbenraum und dem darunter liegenden Gussbauteil (Laterne) eine 3mm dicke Teflonplatte, die ebenfalls den Wärmeverlust nach unten minimiert (siehe Abbildung 48).

## 4.2 Hilfsaggregate

### 4.2.1 Warmwasseranlage

Zur Bereitstellung des Arbeitsmittels Wasser bei geforderter Temperatur und Druck wird eine Warmwasseranlage der Firma *Single Temperiertechnik* eingesetzt. Die Eigenschaften dieser Anlage sind Tabelle 20 zu entnehmen.

Tabelle 20: Eigenschaften der Warmwasseranlage

Hersteller	Single Temperiertechnik
Heizleistung	40 kW
max. Temperatur	200 °C
max. Druck	25 bar
Fördermenge	300 L/h (bei 30 bar)
Schnittstellen	Druck: Ist- und Sollwert (je über 4 bis 20mA) Temperatur: Ist- und Sollwert (je über 4 bis 20mA)
Druckregelung, min. Druck	$p_s(T) + 5,5\text{bar}$ (konstruktiv bedingt)

#### 4.2.2 Kondensator

Das Prozessmedium Wasser wird im Kreislauf geführt. Hierfür wird ein Kondensator eingesetzt, der den Dampf aus der Entspannungsmaschine kondensiert und der Warmwasseranlage zuführt. Der Kondensator arbeitet bei Umgebungsdruck und wird mit Kühlwasser aus dem institutseigenen Kühlwasserkreislauf versorgt. Beide Anlagenkomponenten, Warmwasseranlage und Kondensator, sind Sonderanfertigungen und sind fest aufeinander abgestimmt.

#### 4.2.3 Ölheizung

Für die Beheizung von Zylinderkopf und Zylinder (siehe Kapitel 3.2.4) wird eine Ölheizung der Firma *Single Temperiertechnik* eingesetzt. Sie verfügt über eine Heizleistung von 12 kW und einen Temperaturbereich für das eingesetzte Wärmeträgeröl von 300 °C. Der Wärmeleitwert des Gesamtsystems beträgt 250 W/K.

### 4.3 Mess- und Regelungstechnik

#### 4.3.1 Messstellen / Sensoren

Verschiedene Messstellen an der Versuchsanlage zeichnen während des Versuchs Druck und Temperatur auf. Die Umwandlung, Verarbeitung und Speicherung der Daten wird in Kapitel 4.3.3 beschrieben.

Eine Übersicht der verwendeten Sensoren ist Tabelle 21 sowie Abbildung 47 und Abbildung 48 zu entnehmen.

Tabelle 21: Messstellen Prototyp

	Sensortyp	Art	Ort
T1	Thermoelement Typ K $\varnothing = 0,25 \text{ mm}$	Flüssigkeit	linker Zyklon
T2	Thermoelement Typ K $\varnothing = 0,25 \text{ mm}$	Flüssigkeit	rechter Zyklon
T3	Thermoelement Typ K $\varnothing = 1 \text{ mm}$	Flüssigkeit	Wasserverteiler („Würfel“)
T4	Thermoelement Typ K $\varnothing = 1 \text{ mm}$	Oberfläche	Bohrung im Zyklondeckel
T5	Thermoelement Typ K $\varnothing = 1 \text{ mm}$	Oberfläche	Magnetoberfläche
T6	Thermoelement Typ K $\varnothing = 1 \text{ mm}$	Oberfläche	Einschrauber, unterhalb Kolbenraum
T7	Thermoelement Typ K $\varnothing = 1 \text{ mm}$	Oberfläche	Kühlrippen unterhalb Ölheizung
$T_{\text{WWA}}$			Ist-Temperatur der Warmwasseranlage
p1	Drucksensor	Zylinderdruck	Zylinderkopf links
p2	Drucksensor	Zylinderdruck	Zylinderkopf rechts
$p_{\text{WWA}}$			Ist-Druck der Warmwasseranlage
$\dot{m}$	Massenstrom	Corioliskraft	zwischen WWA und Wasserverteiler
Lagesignal	Reflexlichtschranke	Position UT	am Schwungrad
P	Wattmeter	elektrische Leistung	Asynchronmotor

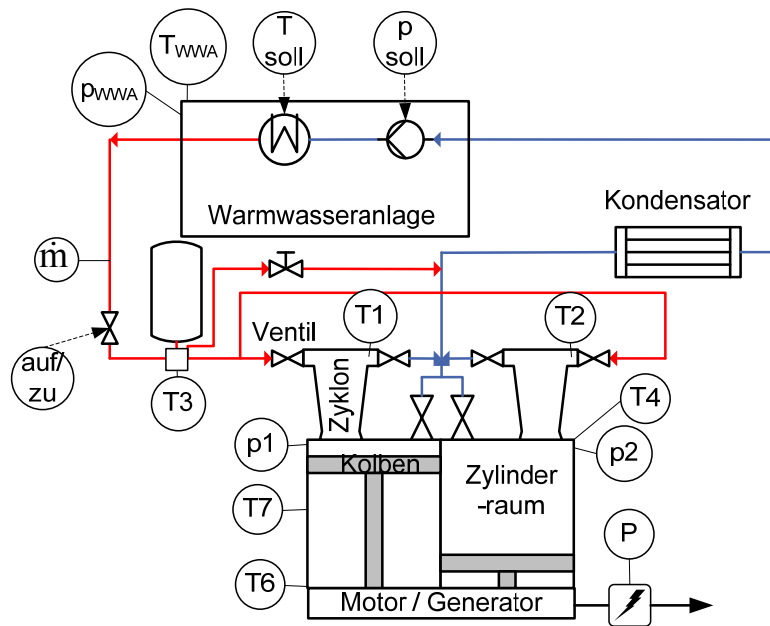
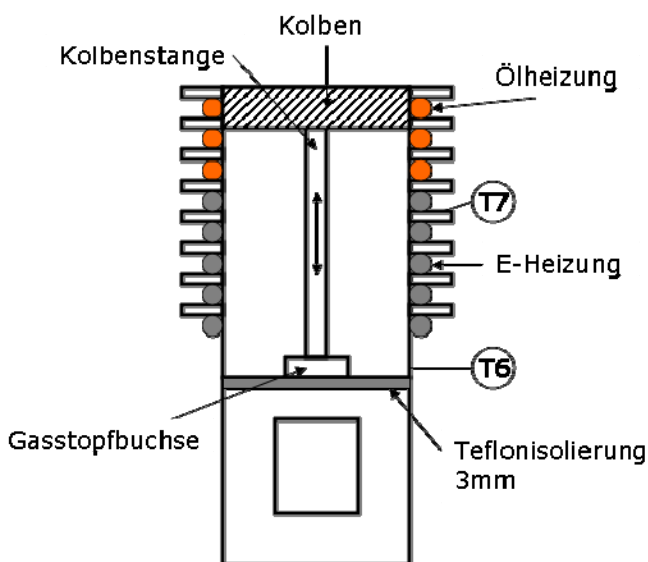


Abbildung 47: Versuchsaufbau mit Messstellen

Abbildung 48: Darstellung der Temperaturmessstellen  $T_6$  und  $T_7$  (die elektrische Heizung ist im rechten Bild nicht zu sehen)

Für die Messtechnik stellt die Temperaturmessung der sich sehr schnell abkühlenden flüssigen Phase eine große Herausforderung dar. Hierzu wurden in Kapitel 9.3 Berechnungen bzgl. der thermischen Trägheit durchgeführt.

#### 4.3.2 Hardware

Die Messtechnik wurde in Zusammenarbeit mit dem Elektrotechnischen Institut ETI des KIT entwickelt und aufgebaut.

Der Aufbau der Messtechnik umfasst die Messung der Temperaturen, Drücke, des Massenstroms, der Strom-Ausgänge sowie die Druckregelung der Warmwasseranlage und wurde im Rahmen einer Studienarbeit am ETI entwickelt [18].

Die Messtechnik besteht aus einem Schroffrahmen, in welchen verschiedene Messkarten eingesteckt werden:

- Temperaturmesskarte: Verstärkung von bis zu 7 Thermoelementen vom Typ K um den Faktor 1000. Die Verstärkung erfolgt über zwei hintereinander geschaltete Operationsverstärker, wobei der erste OP um den Faktor 100 und der zweite OP um den Faktor 10 das Spannungssignal der Thermoelemente verstärkt. Das Rauschen der Signale wurde durch einen Tiefpass mit der Eckfrequenz von 10 kHz am Ausgang der Verstärkerkarte unterdrückt. Die Temperaturen können mit Hilfe von LabView mit einer Abtastrate pro Kanal von bis zu 10 kHz abgetastet werden und haben eine Schwankungsbreite von  $\pm 0,25$  K. Zur Bestimmung der absoluten Temperatur ist weiterhin die Messung einer Vergleichstemperatur nötig. Diese wird mit Hilfe einer temperaturabhängigen Zehnerdiode bestimmt, die sich zusammen mit den Buchsen der Thermoelemente in einem Aluminiumblock befindet (thermische Kopplung).
- Druckmesskarte: Verstärkung der Spannungen der Drucksensoren um den Faktor 1000 (Verstärkerschaltung analog zur Temperaturmesskarte). Weiterhin müssen die Drucksensoren mit einer Referenzspannung von exakt 10,000 Volt versorgt werden.
- Pegelwandlerkarte: Die über einen Stromausgang (4...20 mA) von der Warmwasseranlage ausgegebenen Werte für die Ist-Temperatur und -Druck, sowie der Massendurchfluss des Massenstromsensors werden mit Hilfe dieser Messkarte in ein Spannungssignal von 0...10 Volt umgewandelt.
- Positionsbestimmung: Der Zeitpunkt des Erreichens des Kolbens am unteren Totpunkt (UT) muss bestimmt werden, da von dem kontinuierlich aufgezeichneten Drucksignal im Kolbenraum lediglich der Wert am UT für die Regelung von Interesse ist. Die Positionsbestimmung erfolgt mit Hilfe einer Reflexlichtschranke, welche am Schwungrad der Hubkolbenpumpe angebracht wird. Mittels einer UV-LED und einem photoempfindlichen Transistor, sowie einem kleinen Spiegel, der an der richtigen Stelle am Schwungrad angebracht ist, erfolgt die elektrotechnische Umsetzung. Bei Durchschreiten der Lichtschranke wird kurzzeitig eine Spannung von 10 Volt ausgegeben, wohingegen während der übrigen Zeit die Spannung 0 Volt anliegt.
- Treiberkarte: Funktion der Treiberkarte ist es die von der Messkarte ausgegebene Spannungswerte für Solldruck und -temperatur der Warmwasseranlage in ein Stromsignal umzuwandeln. Weiterhin wird mittels der Treiberkarte die Nullung des Massenstromsensors durchgeführt, welche bei Betriebstemperatur und geschlossenem Ventil durchgeführt werden muss. Als dritte Aufgabe gibt die Treiberkarte eine Spannung von  $\pm 12$  Volt aus, welche zum Öffnen und Schließen des Magnetventils benötigt wird. Die Ansteuerung des Ventils erfolgt über eine digitale Ansteuerung und die Treiberkarte wandelt die digitalen Signale in analoge Spannungssignale um.
- Rangierplatine: Über diese Platine werden die Signale der einzelnen Messkarten miteinander verbunden und die gebündelten Spannungssignale an die Messkarte weitergegeben. Der Anschluss erfolgt über ein 78-poliges Breitbandkabel.

Da die Spannungsausgänge der Temperaturmesskarte zu stark rauschten ( $> \pm 1$ K), war ein aufwändiger Umbau der Verstärkerschaltung notwendig. Die Belegung der Operationsverstärker wurde geändert und der oben beschriebene Tiefpass eingefügt. Des Weiteren wurden auch die Ausgänge der anderen Karten mit einem Tiefpass versehen, um Rauschen zu unterdrücken.

### 4.3.3 Software

Die Messgrößen, welche von der Messtechnik mittels Spannungssignalen bereitgestellt werden, müssen mit Hilfe einer Messkarte eingelesen und softwareseitig verarbeitet werden. Hierfür stehen zwei Messkarte der Firma Meilhaus sowie die Software LabView zur Verfügung. Weiterhin werden zwei verschiedene PCs eingesetzt, um zu

ge­währ­lei­sten, dass die Re­gelung der An­lage un­ab­hän­gig von der rei­nen Mess­wert­er­fas­sung durch­ge­führt wer­den kann.

Eine aus­führ­liche Be­schrei­bung der Pro­gram­mie­rung in LabView ist [19] zu ent­neh­men. Ge­gen­über der Quel­le wurde die Mess­wert­er­fas­sung um fol­gen­de Op­tio­nen er­wei­tert:

- Be­rech­nung und Aus­gabe der ak­tu­el­len Dreh­zahl auf Grund­lage der Posi­tions­be­stim­mung des Kol­bens
- Be­rech­nung und Aus­gabe der Eins­pritz­mas­se aus dem ge­mes­se­nen Mas­sen­strom und der ak­tu­el­len Dreh­zahl
- Be­rech­nung und Aus­gabe der Sät­ti­gung­tem­pe­ra­turen zu den ge­mes­se­nen Drü­cken
- Be­rech­nung und Aus­gabe des ak­tu­el­len Hub­vo­lu­mens auf Grund­lage der Posi­tions­be­stim­mung des Kol­bens und den Gleich­un­gen (31) bis (34) (Ka­pi­tel 3.3.2 und 3.6)

#### 4.3.4 Re­gelungs­kon­zept

Die Eins­pritz­mas­se in den Zy­klon muss ge­regelt wer­den. Wenn zu viel Mas­se ein­ge­spritzt wird, bleibt am En­de der Ent­span­nung ein Über­druck. Bei zu ge­rin­ger Eins­pritzung ent­steht ein Un­ter­druck [2].

Bei der ver­wen­de­ten Ven­til­steue­rung (siehe Ka­pi­tel 4.1.1) ist die Öff­nungs­zeit der Eins­pritz­ven­tile nur von der Kol­ben­be­we­gung und der Fre­quenz ab­hän­gig und somit im Be­triebs­fall kon­stant. Die Re­gelung der Eins­pritz­mas­se muss dem­nach über den Was­ser­druck er­fol­gen, der vor­gibt, wie viel Mas­se bei der (kon­stan­ten) Öff­nungs­zeit durch die Ven­tile in den Zy­klon ge­langt.

Die Mess­grö­ße ist der Druck im Zy­lin­der am UT, der mit Hilfe des La­ge­sen­sors am Schwun­grad be­stimmt wird. Über eine ma­thematische Funk­tion, bei der die P-, I- und D-Anteile des Re­glers soft­ware­sei­tig ei­ge­stellt wer­den könn­en, wird der Soll-Vor­druck der Warm­was­ser­an­lage be­rech­net und über den Steu­er­kanal aus­ge­ge­ben (siehe Ab­bil­dung 49).

Wie Ta­bel­le 20 ent­nom­men wer­den kann, ist der Re­gelungs­be­reich der Pum­pe der Warm­was­ser­an­lage bei 200 °C zwi­schen 21 bar und 25 bar ein­ge­sch­ränkt (statt 15,5 bar und 25 bar). Um trotz­dem einen nie­dri­ge­ren Eins­pritz­druck zu rea­li­sie­ren, wurde ein zu­sätz­liches Drossel­ven­til vor den Eins­pritz­ven­tilen ein­ge­baut, um den Druck zu ernie­dri­gen.

Auf­grund der bis­her nur kur­zen Ver­suchs­zei­ten, konnte das Re­gelungs­kon­zept noch nicht aus­rei­chend er­probt wer­den.



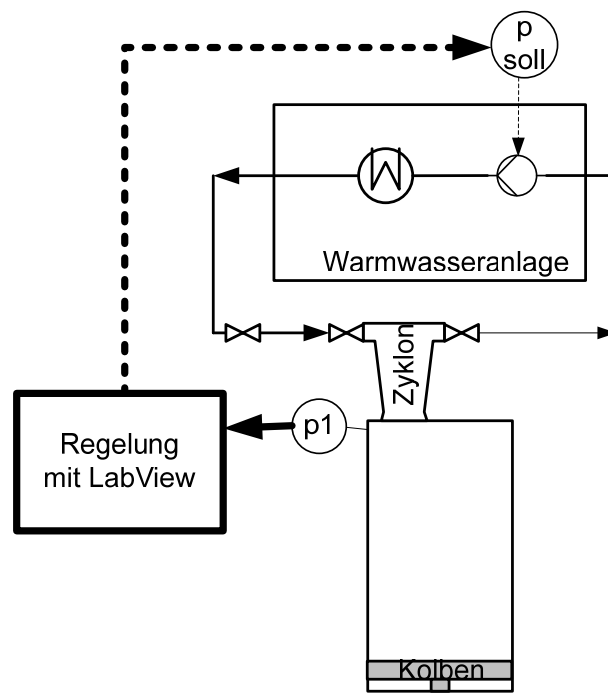


Abbildung 49: Regelungskonzept

## 5 Versuchsergebnisse

### 5.1 Bestimmung der Leerlaufleistung der Kolbenmaschine

Mit den im Folgenden beschriebenen Versuchen wurde die Leerlaufleistung des verwendeten Kolbenkompressors und Generator bestimmt. Die auftretenden mechanischen Verluste sind den Komponenten Generator (Asynchronmotor), Keilriemen, Stopfbuchsen und Lager, sowie den teflondichteten Kolben zuzuschreiben. Durch geschickte Versuchsdurchführung können die einzelnen Anteile teilweise getrennt von einander bestimmt werden. Die Verluste wurden durch Leistungsmessung (Wattmeter) des Asynchronmotors bestimmt.

Da beobachtet werden konnte, dass die Versuchsergebnisse von der Temperatur abhängig waren, wurden Messungen bei Umgebungstemperatur (kalt) und Betriebstemperatur (200 °C, heiß) durchgeführt.

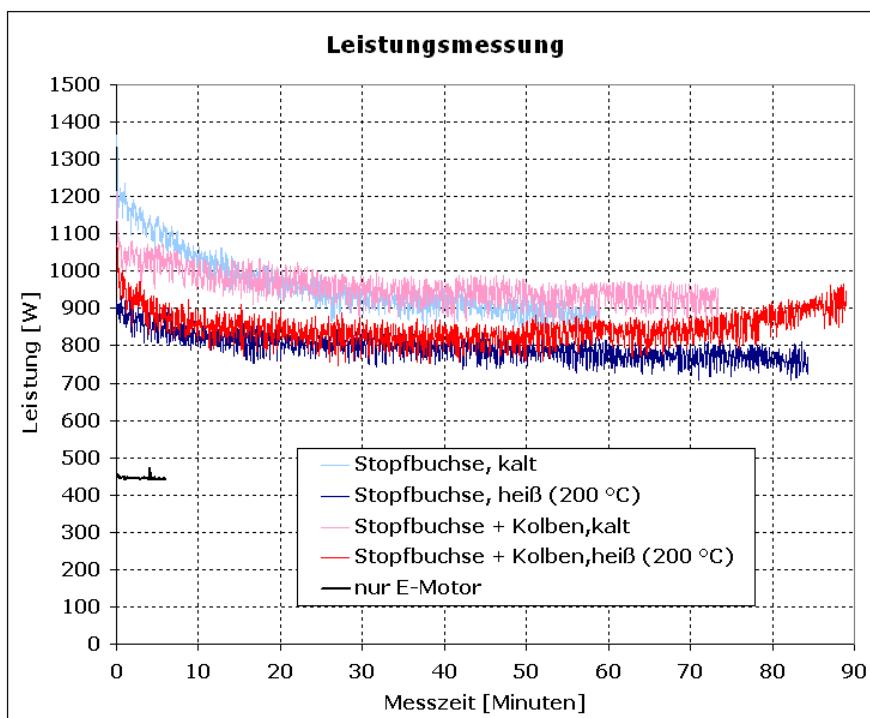


Abbildung 50: Messergebnisse der mechanischen Verluste

#### 5.1.1 Verluste im Generator (Asynchronmotor)

Um die Verluste des Asynchronmotors zu bestimmen wurde der Keilriemen zwischen Asynchronmotor und Kompressor entfernt. Wie der schwarzen Kurve in Abbildung 50 entnommen werden kann, betrug die Leistungsaufnahme des Asynchronmotors über einer Zeitdauer von 7 Minuten konstant 450 W. Eine Temperaturabhängigkeit kann ausgeschlossen werden.

#### 5.1.2 Verluste bei Keilriemen, Stopfbuchsen und Lager

Der Asynchronmotor war über den Keilriemen mit dem Kompressor verbunden. Die Kolbenstangen rieben in den Stopfbuchsen, jedoch waren die Kolben nicht auf den Kolbenstangen montiert, sodass deren Reibung nicht mitgemessen wurde. Die Ergebnisse der Leistungsmessung sind als blaue Kurven in Abbildung 50 dargestellt. Die hellblaue Kurve zeigt den Versuch bei Umgebungstemperatur (kalt), wohingegen die dunkelblaue Kurve den Versuch bei 200 °C (heiß) darstellt. Beide Versuche zeigen zu Beginn der Messung einen steil abfallenden Verlauf, der sich später asymptotisch

dem stationären Wert annähert. Die Komponenten benötigen offensichtlich eine gewisse Zeit (ca. 20 Minuten) bis Sie auf Betriebstemperatur gebracht wurden bzw. bis sie sich eingelaufen haben. Die mechanischen Verluste betragen für die Messung bei Umgebungstemperatur 880 W und für die Messung bei 200 °C 770 W. Die Leistungen beinhalten die Verluste des Generators (siehe Kapitel 5.1.1). Somit entfallen auf Keilriemen, Stopfbuchen und Lager 430 W (kalt) bzw. 320 W (heiß).

### 5.1.3 Verluste am Kolben

Die Versuchsdurchführung war analog zu Kapitel 5.1.2, jedoch wurde der Kolben auf die Kolbenstange montiert. Die zusätzliche Reibung der teflondichteten Kolben erhöht die Reibung und somit die Verluste. Dies zeigt sich anhand der in Abbildung 50 dargestellten roten Kurven. Es wurden Leistungen von 920 W (kalt) bzw. 820 W (heiß) gemessen. Die Verluste die auf die Kolbenreibung zurückzuführen ist beträgt (abzüglich der Verluste des Asynchronmotors, des Keilriemen, der Stopfbuchsen und der Lager) 40 W (kalt) bzw. 50 W (heiß).

Wie der Verlauf der dunkelroten Kurve in Abbildung 50 zeigt, steigt die Leistung ab einer Messzeit von ca. 50 Minuten stark an. Dies ist nicht auf die Zeitdauer der Messung zurückzuführen, sondern auf die Tatsache, dass während des Versuchs die Temperatur anstieg. Diese Beobachtung der temperaturabhängigen Reibleistung der Kolben wurde in einem weiteren Versuch genauer betrachtet. In Abbildung 51 sind die Ergebnisse dieser Untersuchung dargestellt (die Beschreibung der Messstellen T6 und T7 sind Abbildung 48 in Kapitel 4.3 zu entnehmen). Die gemessene Leistung (rote Kurve) zeigt ein Minimum für einen Temperaturbereich von:  $160^{\circ}\text{C} < T7 < 172^{\circ}\text{C}$  und  $125^{\circ}\text{C} < T6 < 140^{\circ}\text{C}$ . Bei weiter ansteigender Temperatur steigt die Leistung sehr stark an und es sind deutlich klopfende Betriebsgeräusche zu hören. Für die spätere Versuchsdurchführung war es wichtig den hier identifizierten idealen Temperaturbereich einzuhalten.

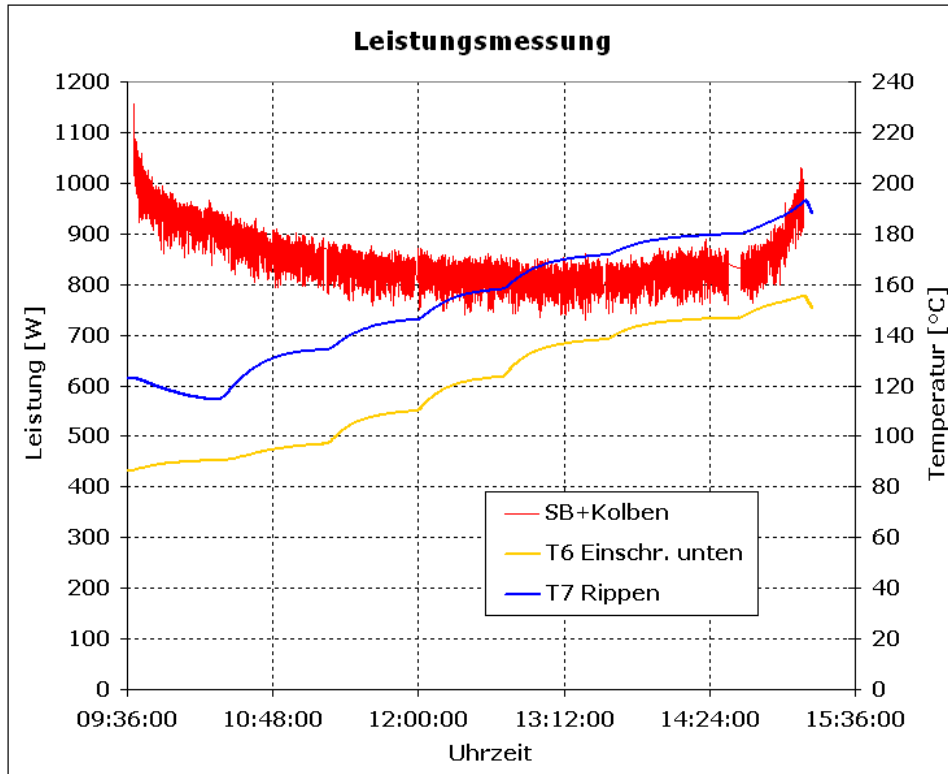


Abbildung 51: Leistungsmessung in Abhängigkeit der Temperatur

## 5.2 Versuchsergebnisse mit Wasser

In diesem Kapitel werden Versuchsergebnisse der Kolbenmaschine mit Wassereinspritzung gezeigt: Zunächst Versuchsergebnisse mit und ohne PTFE-Beschichtung (20  $\mu\text{m}$ ), anschließend Versuchsergebnisse mit PTFE-Beschichtung (100  $\mu\text{m}$ ) und PTFE-Dorn. Bei zuletzt genannter Konfiguration können sowohl Ergebnisse im Motorbetrieb bei 10 Hz als auch im Selbstlauf bei ca. 3 Hz gezeigt werden. Beim Selbstlauf der Kolbenmaschine wird der Motor bei laufender Einspritzung abgeschaltet und die Kolbenmaschine verlangsamt aufgrund von Reibung.

### 5.2.1 Versuchsergebnisse mit und ohne PTFE-Beschichtung

Nach Fertigstellung der Versuchsanlage wurden ca. 300 Versuche mit Wasser und Stickstoff durchgeführt, um mit der Versuchsdurchführung vertraut zu werden. Anhand der Versuche mit Stickstoff konnte zu Beginn festgestellt werden, dass die neuartige Ventilsteuerung verlässlich funktioniert. Im Folgenden werden die aktuellsten Versuchsergebnisse vorgestellt, die anhand der Auswertung der Vorversuche die verlässlichsten Aussagen liefern.

Aufgrund der Vorversuche (siehe [6, 7]) und der Theorie der Flashentspannung wurde eine sprunghafte Abkühlung des eingespritzten Wassers während der Entspannungsverdampfung erwartet. Diese wurde nicht beobachtet. Die in diesem Kapitel vorgestellten Messungen im Motorbetrieb (10 Hz) zeigen aufgrund von hoher Wärmeleitung vom Wasser in die Zyklonwand aus Edelstahl und der geringen Einspritzmasse noch keine zufriedenstellenden Ergebnisse. Charakteristisch für die Messungen ist, dass die Temperaturfühler in der flüssigen Phase einen Hub von ca. 20 K anzeigen. Dieser Hub müsste deutlich höher bei ca. 50-60 K liegen.

Außerdem sollten die im Zyklon gemessenen Temperaturen direkt nach der Einspritzung der Temperatur T3 entsprechen. Der große Unterschied macht deutlich,

dass sich das eingespritzte Wasser bereits stark abgekühlt hat, bevor es die Temperatursensoren erreicht.

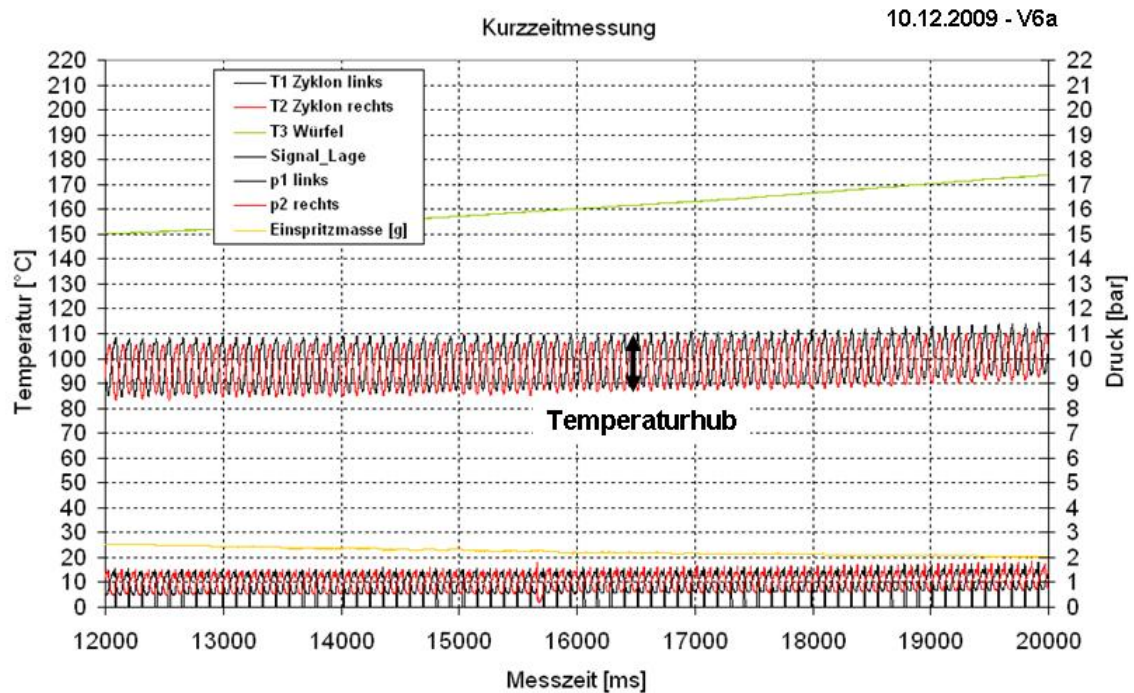


Abbildung 52: Versuchsergebnis ohne Beschichtung, Temperaturhub = 20 K

Eine deutliche Verbesserung gelang mit einer Teflonbeschichtung (ca. 0-20  $\mu\text{m}$ ) des Zyklons. Hierdurch wurde ein Temperaturhub von 30 K gemessen, was eine Erhöhung um 50% bedeutet (siehe folgende Abbildung).

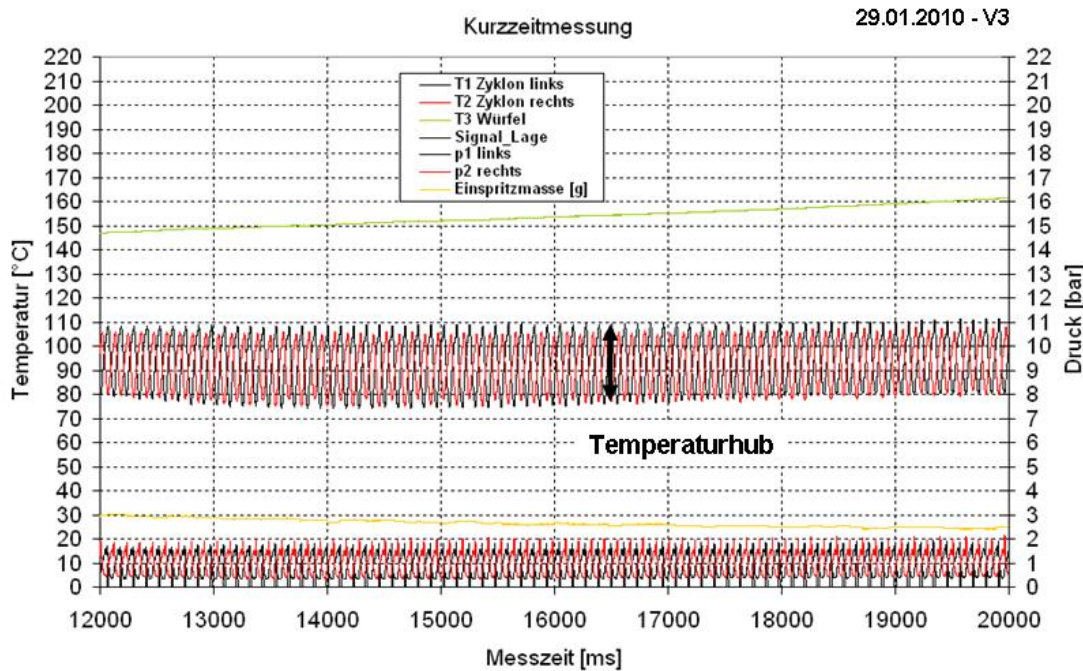


Abbildung 53: Versuchsergebnis mit Beschichtung, Temperaturhub = 30 K

Berechnungen in Kapitel 3.4 zeigen, dass die ausgeführte Teflonbeschichtung noch zu dünn ist und eine Mindestdicke von 110  $\mu\text{m}$  erforderlich ist, um die übertragene Wärme drastisch zu reduzieren.

### 5.2.2 Ergebnisse mit PTFE-Dorn

Zur Vermeidung von Wassertransport in den Zylinder bei der Einspritzung wurde ein PTFE-Dorn auf den Kolben montiert, welcher im OT in den Zyklon hineinragt. Durch den Dorn wird erreicht, dass der bei der ersten Druckwelle entstehende Wasserdampf keine Wassertröpfchen mit in den Zylinder reißt (vgl. Kapitel 4.1.3).

In Abbildung 54 ist der Ausschnitt einer Messung im Motorbetrieb mit Wasser-einspritzung dargestellt. Die Eintrittstemperatur der flüssigen Phase (T3) beträgt 180  $^{\circ}\text{C}$ , der Motor hat eine Drehzahl von 9 Hz und die Einspritzmasse pro Zyklon beträgt 1,2 g. Gemessene Druck- und Temperaturverläufe werden als schwarze bzw. rote Kurven für die jeweiligen Arbeitsräume dargestellt. Die aus dem Druckverlauf berechneten Gleichgewichtstemperaturen sind in hellrot bzw. grau im Diagramm eingezeichnet.

Beim Verlauf der aus dem Druck berechneten Gleichgewichtstemperatur und der gemessenen Temperatur, besonders des linken Arbeitsraums, ist eine sehr gute Übereinstimmung festzustellen. Vor allem die ansteigende Flanke, bei welcher, aufgrund von Druckerhöhung beim Ausschleiben, Kondensation des Dampfes in der Flüssigkeit stattfindet, und der untere Bereich der Entspannungskurve beweisen, dass grundsätzlich mit keiner nennenswerten Flashverzögerung zu rechnen ist. Dass sich der Temperaturpeak bei der Einspritzung nicht im Druckverlauf zeigt, ist teilweise auf den PTFE-Dorn zurückzuführen, der den Zyklon- und Kolbenraum zu diesem Zeitpunkt trennt. Zur genauen Klärung des Sachverhalts ist jedoch weiterer Forschungsbedarf vorhanden.

Im rechten Arbeitsraum (rote Kurven) weist der Temperaturverlauf eine höhere Trägheit auf, was auf den geringeren Peak und die geringere Steigung der Einspritzflanke zurückzuführen ist.

Im Motorbetrieb ist bereits der charakteristische Verlauf einer Flashentspannung zu sehen. Nach einem deutlichen Einspritzpeak im Temperaturverlauf folgt eine Abkühlung während der Flashverdampfung. Nach Erreichen des UT wird die eingespritzte Masse ausgeschoben, wobei sich aufgrund des zu geringen Auslassquerschnitts bei gegebener Ausschbiegeschwindigkeit des Kolbens eine Druckdifferenz von ca. 1 bar einstellt. Folglich wird die durch Entspannung gewonnene Arbeit in etwa von der für den Ausschbiebevorgang benötigten Arbeit kompensiert.

Verglichen mit den im vorangegangenen Kapitel vorgestellten Versuchsergebnissen ohne PTFE-Dorn und dünner Beschichtung, konnte durch die genannten Maßnahmen eine deutliche Verbesserung erzielt werden. Jedoch reichen aufgrund der zu geringen Einspritzmasse im Motorbetrieb die Temperaturpeaks nicht an die im Zulauf gemessene Temperatur (T3 Würfel, grüne Kurve, 180°C) heran. Eine deutliche Steigerung diesbezüglich zeigt der Selbstlauf (ohne Motorantrieb), welcher im Folgenden, anhand von Versuchsergebnissen, erläutert wird.

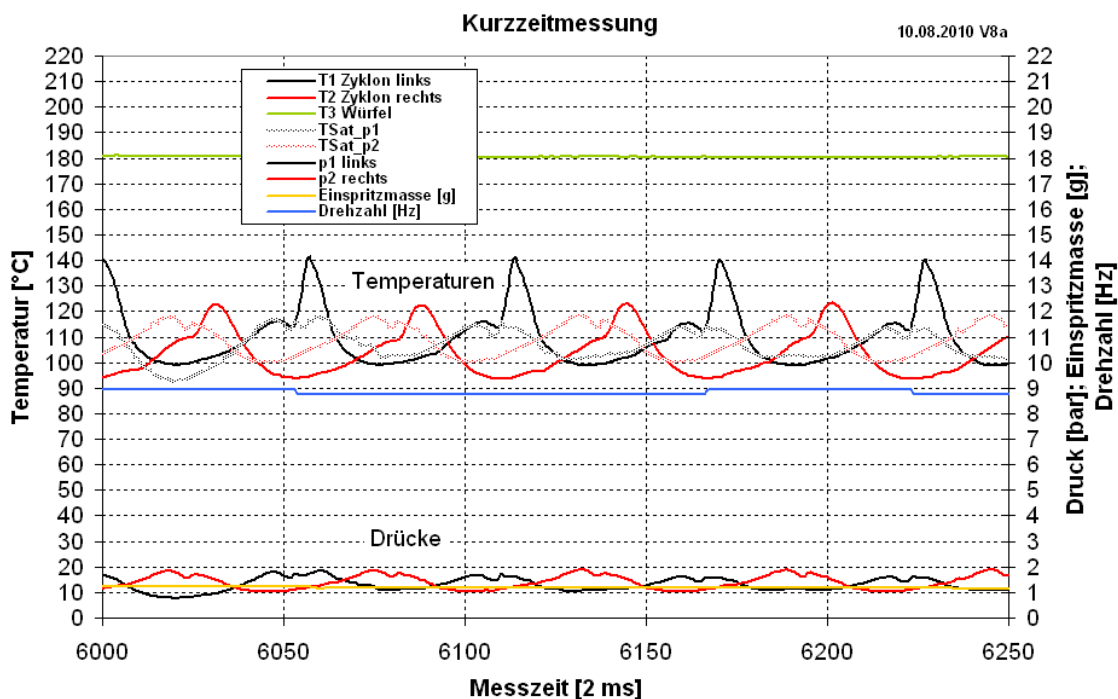


Abbildung 54: Versuchsergebnis im Motorbetrieb

Nach Abschaltung des Motors bei laufender Einspritzung geht die Maschine in den Selbstlauf über. In Abbildung 55 ist dieser Übergang anhand der abnehmenden Drehzahl (blaue Kurve) gut zu erkennen. Die Problematik beim Selbstlauf ist die, dass durch die an die Drehzahl gekoppelte Einlasssteuerung bei langsam drehender Maschine mehr Wasser eingespritzt wird. Bei Versuchsreihen ohne PTFE-Dorn konnte keine Selbstlauf realisiert werden, da die Dissipationen so groß waren, dass die Maschine zu langsam lief und zu viel Wasser eingespritzt wurde - die Folge waren Wasserschläge.

Die in Abbildung 55 dargestellten Druck- und Temperaturverläufe zeigen eine deutliche Veränderung in ihrer Charakteristik zwischen Motor- und Selbstlauf. Beim Ausschieben bei niedrigen Drehzahlen verschwindet mit abnehmender Drehzahl die Druckerhöhung. Das Ausschieben findet dann, wie vorgesehen bei konstantem Druck statt. Weiterhin erhöhen sich die Einlasspeaks im Temperaturverlauf.

Hinweis zum Drucksensor p1: Aufgrund der Auskühlung des Sensors während der Entspannungsverdampfung verschiebt sich der Offset und der Sensor weicht ab. Der Offset von Drucksensor p2 besitzt keine Temperaturabhängigkeit.

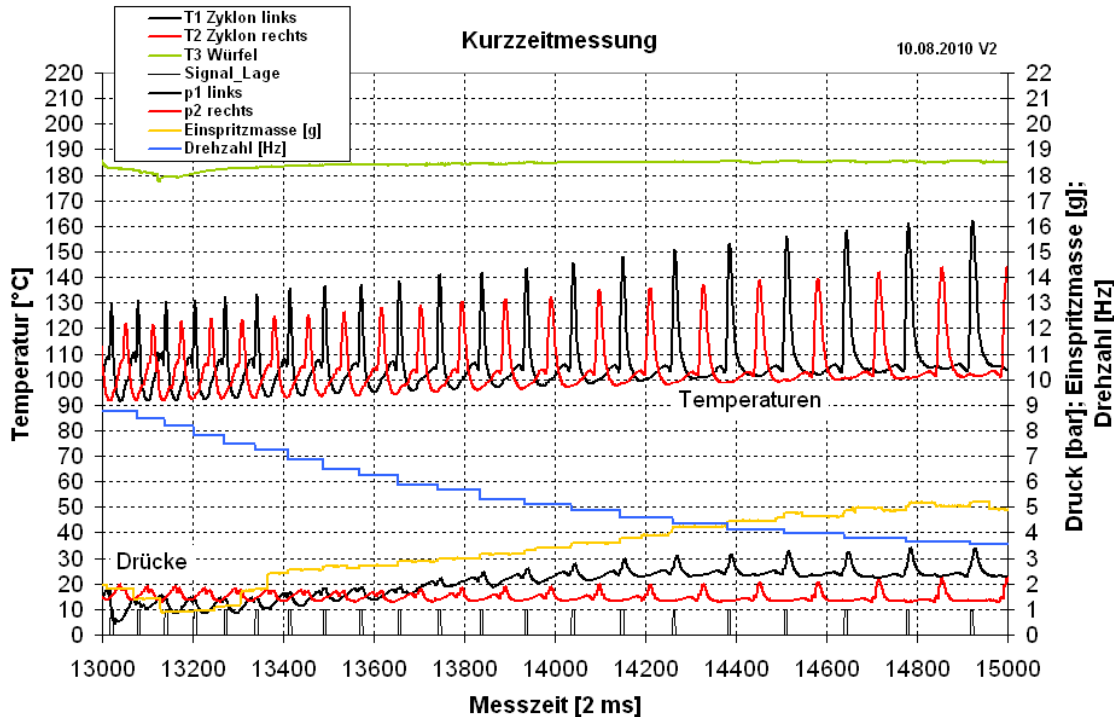


Abbildung 55: Versuchsergebnis beim Übergang vom Motorbetrieb in den Selbstlauf

In Abbildung 56 ist ein Ausschnitt des gemessenen Prozessverlaufs im Selbstlauf mit Wassereinspritzung dargestellt. Die Einspritzmasse liegt bei 4,1 g, die Einlass­temperatur bei 185 °C und die Drehzahl bei 3 Hz. Im Temperaturverlauf zeigen sich die für den Prozess erwarteten Verläufe: Nach dem Ausschleiben steigt die Temperatur im Zyklon während der Einspritzung sprunghaft an und fällt während der Entspannungs­verdampfung ab. Während des Ausschleibens bleiben die Temperatur und der Druck konstant. Bei Öffnen der Auslassventile fallen Druck und Temperatur nicht auf 1 bar bzw. 100 °C ab (Hinweis: Bei Drucksensor p2 verschiebt sich aufgrund von Auskühlung am Sensor der Offset; die Druckmessung ist demnach nicht verlässlich. Die Druckmessung für p1 ist verlässlich). Dies wird zum gegenwärtigen Kenntnisstand darauf zurückgeführt, dass es während des Ausschleibens zur Nach­verdampfung im Kolbenraum kommt, da davon ausgegangen werden muss, dass flüssiges Wasser im gesamten Arbeitsraum verspritzt.

Diese Annahme begründet sich zum einen darauf, dass es immer wieder zu messbaren Druckschlägen ( $p > 22$  bar) kommt, was auf flüssiges Wasser im Kolbenraum zurückzuführen ist. Zum anderen konnte volumetrisch bei zahlreichen Versuchen gemessen werden, dass 60-70 % aus den beiden Dampfauslassventilen und nur 30-40 % des eingespritzten Wassers aus den Flüssigkeitsauslassventilen kommen. Theoretisch wird jedoch bei gegebenen Bedingungen ein Dampfanteil von lediglich 14 % erwartet, wonach 86 % der eingespritzten Masse durch den Flüssigkeitsauslass kommen müssten. Diese Beobachtungen zeigen deutlich, dass flüssige Phase nicht vollständig im Zyklon verbleibt, sondern sich teilweise im gesamten Arbeitsraum verteilt.

Eine Folge davon, dass Wasser im gesamten Arbeitsraum verspritzt, ist, dass die gemessenen Drücke zu gering sind und nicht im Gleichgewicht mit den gemessenen Temperaturen stehen. Offensichtlich kommt es im Arbeitsraum zu Kondensation des gebildeten Dampfes an kalten Oberflächen (Wand oder flüssige Phase), wodurch der Druck nicht steigen kann. Diese Problematik ist zum gegenwärtigen Zeitpunkt noch nicht geklärt.



Die folgende Abbildung zeigt den letztgenannten vermuteten Zusammenhang. Die rote Kurve (gemessene Wassertemperatur im Zylinder) steigt bei der Einspritzung praktisch synchron mit der zum Zylinderdruck gehörenden Gleichgewichtstemperatur (hellrot) von 105°C bis 125°C an. Offensichtlich mischt sich das eintretende Wasser (ca. 160°C) mit dem nach dem Ausschleiben im Zylinder befindlichen Wasser (105°C). Diese Vermischung tritt erst ein, nachdem der Dorn den Zugang des eingespritzten Wassers (160°C) zu dem abgekühlten Wasser im Zylinder (102°C) öffnet. Die Vermischung (Wärme- und Stofftransport zwischen eingespritztem Wasser und im Zylinder befindlichem Wasser) wird durch das im System wirkende heat-pipe Prinzip ermöglicht.

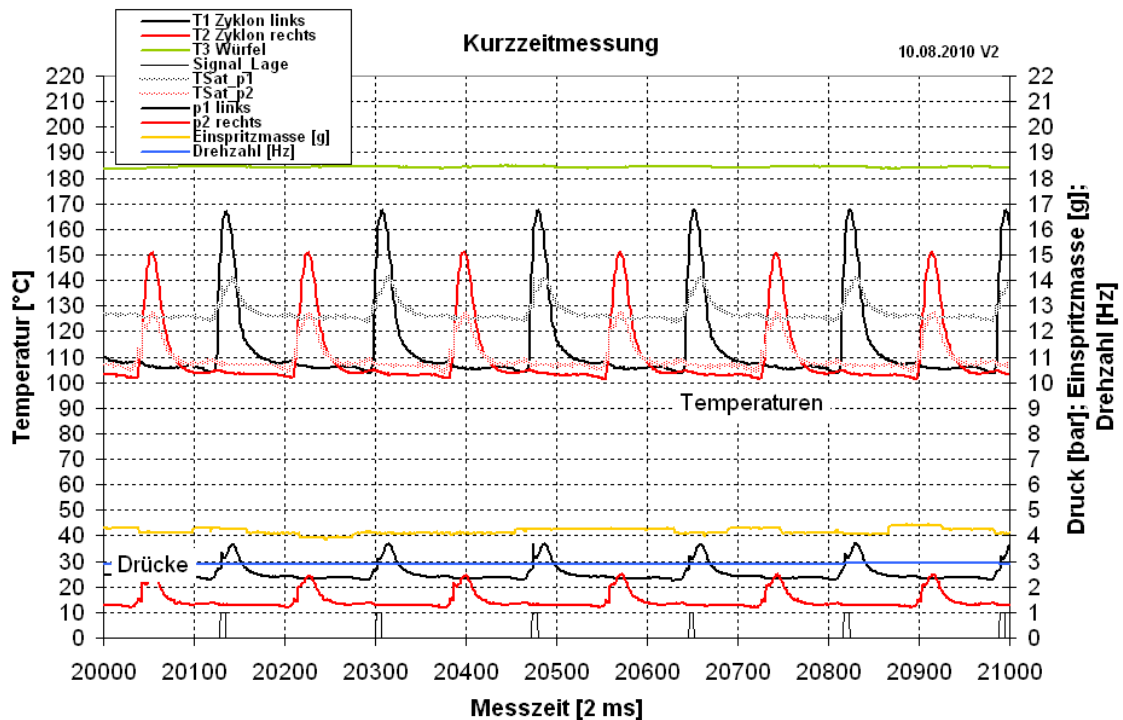


Abbildung 56: Versuchsergebnis im Selbstlauf

Aus den Versuchen wurden folgende erforderliche Systemveränderungen ermittelt:

1. Der Massenstrom durch das Wasserauslassventil muss vergrößert werden
2. Eine Einspritzung von mehr als 3,5 g muss vermieden werden, sonst gelangt Wasser zwangsweise vom Zyklon in den Zylinder

## 6 Aspekte der Wirtschaftlichkeit

Die Wirtschaftlichkeit wird anhand recherchierter Quellen untersucht.

Zunächst werden Grafiken über Kraft-Wärme-Kopplung gezeigt, die jeweils eine Einordnung des Dreiecksprozesses erlauben.

Dann werden anhand von Quellen erste wirtschaftliche Randbedingungen für den Betrieb der Kolbenmaschine gesammelt, wie z.B. Investitionskosten und zu erwartende Wartungskosten.

Mit den wirtschaftlichen Randwerten wird eine erste vergleichende wirtschaftliche Analyse anhand einer Moody's<sup>5</sup> Studie ausgeführt. Die Analyse soll im Rahmen einer Diplomarbeit detailliert weitergeführt werden.

Es folgen weitere Aspekte zur Wirtschaftlichkeit, die ebenfalls im Rahmen einer Diplomarbeit genauer untersucht werden sollen.

### 6.1 Einordnung des Dreiecksprozesses (KWK)

#### 6.1.1 Elektrische und thermische Leistungen bei KWK

Die folgende Abbildung 57 zeigt die thermischen und mechanischen Leistungen einer Vielzahl von KWK-Anlagen. Bei der Nutzung des Dreiecksprozesses würden Punkte erreicht, die rechts (Faktor 1,5, 50% besser als ORC/CRC) von und unter (Faktor 0,7, geringere Wärmeabgabe aufgrund höheren Wirkungsgrades) der Hauptdiagonalen lägen (höhere el. Leistung, ==> geringere thermische Leistung verfügbar). Die gestrichelt eingezeichnete Linie entspricht den derzeit antizipierten Daten. Die el. Leistung wird meistens als wertvoller betrachtet, so dass diese Verlagerung eine positiv zu bewertende Bedeutung für die wirtschaftliche Verwertung des Dreiecksprozesses hat.

---

<sup>5</sup> Moody's, eine der weltweit führenden Ratingagenturen, veröffentlicht Ratings, Research und Risikoanalysen zu festverzinslichen Wertpapieren und deren Emittenten. <http://www.moody's.com/deutschland/mdcsPage.aspx?template=about&mdcsId=4>

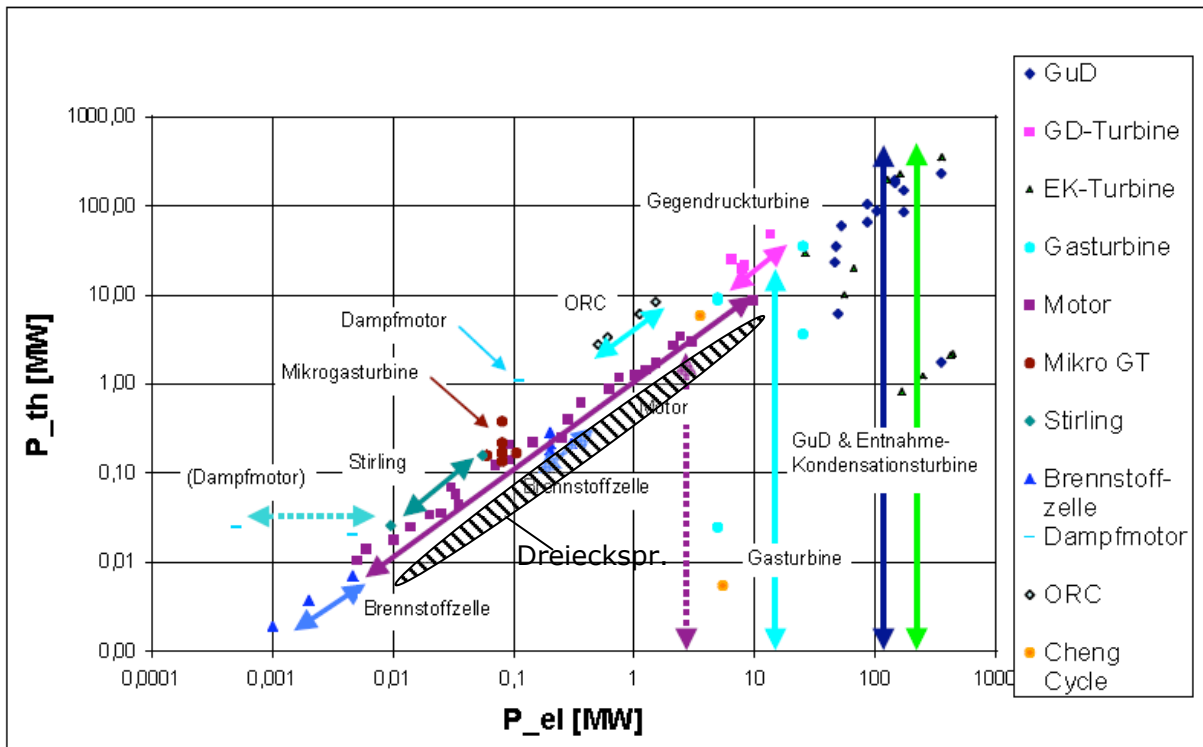


Abbildung 57: Ausgekoppelte Wärme in Abhängigkeit von der elektrischen Leistungsgröße für die verschiedenen KWK-Technologien (Datengrundlage sind Betriebsdaten von KWK-Anlagen in Österreich, Herstellerangaben, Auslegungsdaten, Abnahmemessungen und Literaturangaben) KWK Potentialstudie [20]

### 6.1.2 Temperatur der ausgekoppelten Wärme (Wärmesenke)

Die Temperatur der ausgekoppelten Wärme ist beim Dreiecksprozess variabel und der jeweiligen Situation der Wärmesenke anpassbar. Aus ökonomischen Gesichtspunkten (da el. Energie wertvoller ist als thermische) wird man die ausgekoppelte Temperatur so gering wie möglich einstellen.

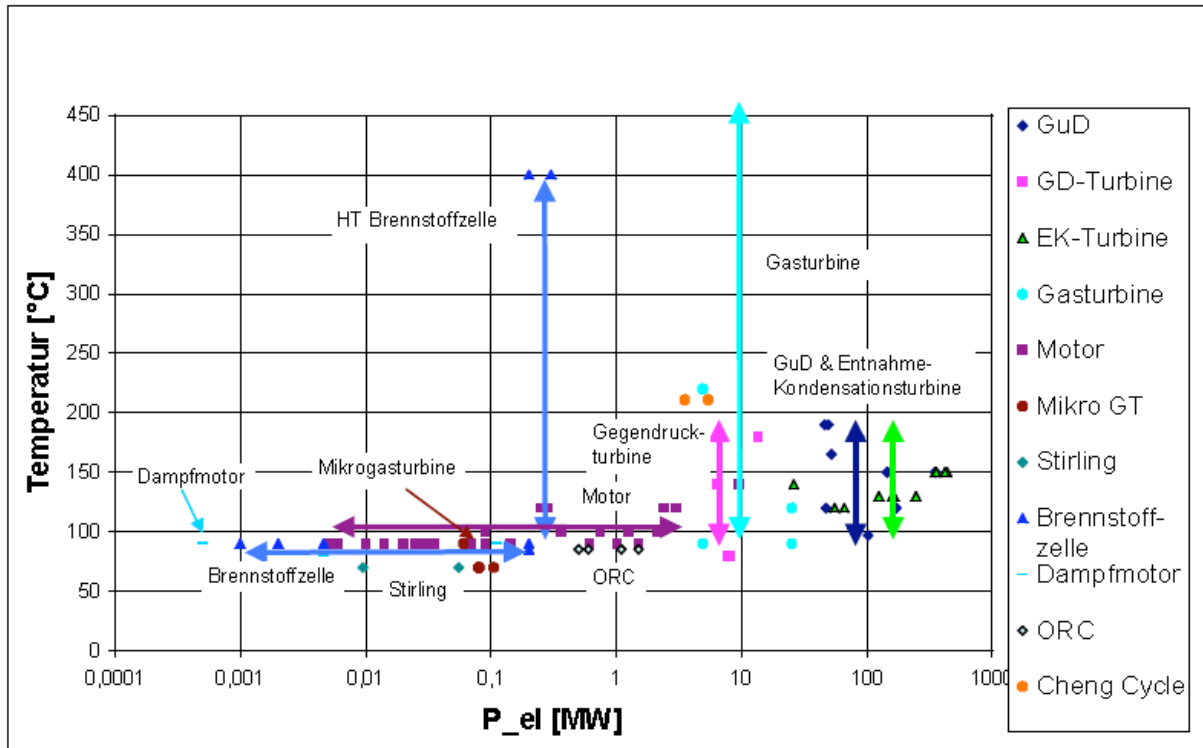


Abbildung 58: Temperatur der ausgekoppelten Wärme in Abhängigkeit von der elektrischen Leistungsgröße für die verschiedenen KWK-Technologien (Datengrundlage sind Betriebsdaten von KWK-Anlagen in Österreich, Herstellerangaben, Auslegungsdaten, Abnahmemessungen und Literaturangaben) KWK Potentialstudie [20]

### 6.1.3 Elektrischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Leistungsgröße

Grundlage des Deiecksprozesses sind Kolbenmaschinen. Diese sind im Bereich von ca. 1 Liter Hubraum bis zu mehreren  $m^3$  Hubraum verfügbar. Bei einer angenommenen Leistungsdichte  $LD$  von 1 bis 30 kW/L (siehe Kapitel 3.7) entsprechen diese Hubräume Leistungen von 1 kW bis mehreren 10 MW. Oberhalb von ca. 1 bis 10 MW wird man aufgrund fehlender Kolbenmaschinen mehrere Maschinen kaskadieren.

Der Wirkungsgrad von großen Kolbenmaschinen ist im Verhältnis zu kleineren größer, da die Leistung mit dem Hubvolumen in der dritten Potenz wächst, Reibungswerte in erster Näherung nur linear (z.B. Kolbenreibung). Bis zur Maschinengröße von ca. 10 MW ist mit einem Anwachsen des Wirkungsgrades zu rechnen, darüber wegen Kaskadierung mit einem konstanten Wirkungsgrad. Wie hoch diese Wirkungsgrade sind, ist noch nicht bekannt und hängt von den Temperaturverhältnissen ab. Von einer Darstellung von zu erwartenden Werten in der folgenden Abbildung wird daher abgesehen.

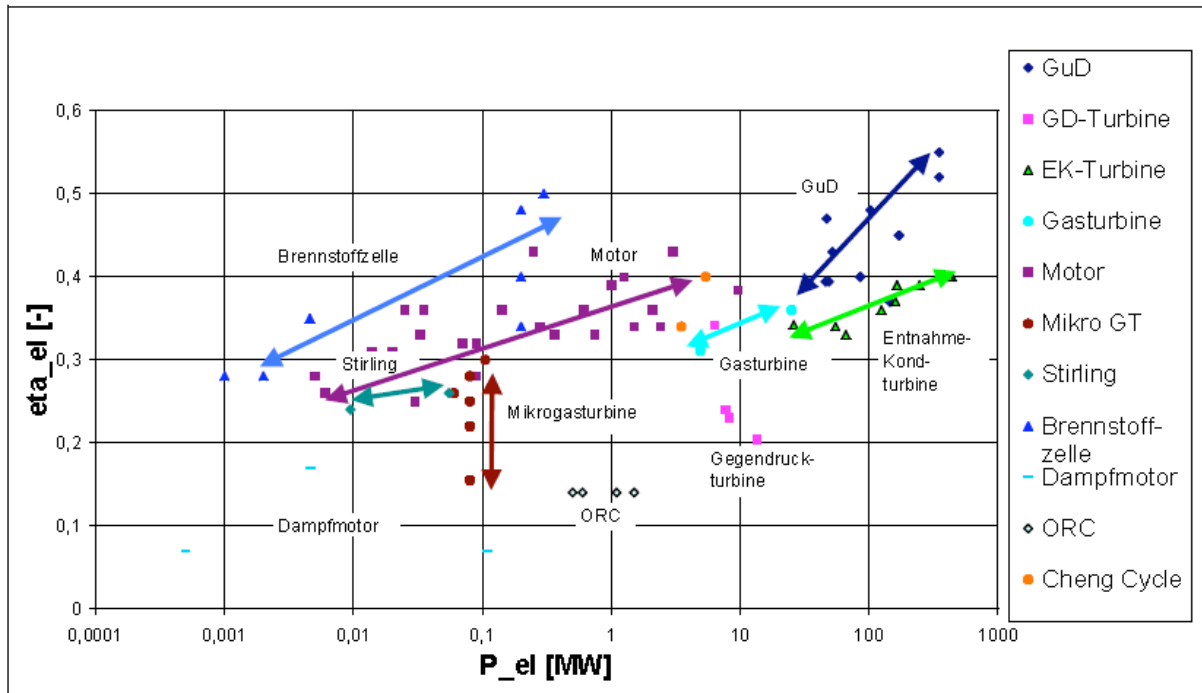


Abbildung 59: Elektrischer Wirkungsgrad (Gesamtwirkungsgrad) in Abhängigkeit von der elektrischen Leistungsgröße für die verschiedenen KWK-Technologien (Datengrundlage sind Betriebsdaten von KWK-Anlagen in Österreich, Herstellerangaben, Auslegungsdaten, Abnahmemessungen und Literaturangaben) KWK Potentialstudie [20]

### 6.2 Kostensituation

Der Vollständigkeit halber wird zunächst die Wirtschaftlichkeit der Mehrer-Maschine dargestellt.

Besonders interessant erscheint die Verwendung von Serien-Kolbenmaschinen aus der Automobilbranche zur Flashentspannung. Es wird ein Beispiel aufgezeigt.

Es wurden mehrere Quellen ermittelt, die Angaben über Gesamtkosten bei KWK enthalten. Diese werden gezeigt.

Die folgende Tabelle enthält u.a. Gesamtinvestitionskosten für KWK für variierende Anlagengrößen. Bei den späteren genaueren Berechnungen zur Wirtschaftlichkeit werden pessimistische Gesamtinvestitionskosten von 4000 €/kW (500 kW) angesetzt [21] und optimistische von 2000 €/kWh.

Tabelle 22: Gesamtinvestitionskosten ([20], Seite 65)

Wirtschaftlichkeit	Kleinst-KWK	Klein-KWK	KWK	KWK	Einheiten
	< 50 kW <sub>el</sub>	50 kW <sub>el</sub> bis 1.000 kW <sub>el</sub>	> 1.000 kW <sub>el</sub>	> 5.000 kW <sub>el</sub>	
spez. Investitionskosten	1.200 - 2.400	800 - 1.200	400-800	400-800	€/kW <sub>el</sub>
Einbindungskosten	120 - 2.400	80-1.200	40-800	40-800	€/kW <sub>el</sub>
Gesamte Investmentkosten	1.320-4.800	880 - 2.400	440 - 1.600	440 - 1.600	€/kW <sub>el</sub>

#### 6.2.1 Mehrer-Kompressor

Der für den Prototyp eingesetzte Kompressor der Firma Mehrer kostet 7 T€. Mit serienmäßigem Umbau des Zylinderkopfs ca. 8 T€ (Schätzung).

Dieser Kompressor liefert ggf. ca. 1 kW el. Leistung unter Berücksichtigung von auftretenden Verlusten (siehe Tabelle 18). Hieraus resultieren leistungsspezifische Investitionskosten von 8 €/W.

Gemessen an Turbinen, die ca. 1 €/W Investitionskosten verursachen, ist die Mehrer-Maschine nicht konkurrenzfähig. Es muss aber beachtet werden,

- dass die Mehrer-Maschine nicht als Serienmaschine gedacht ist (Demonstrator)
- dass Turbinen erst ab einer Leistung von ca. 200 kW<sub>el</sub> am Markt verfügbar sind
- dass Turbinen wesentlich weniger Wärme in el. Energie umwandeln (geringere thermischer Wirkungsgrad)
- dass andere Arbeitsmittel wesentlich größere Leistungsdichten aufweisen (Eine um Faktor 4 höhere Leistungsdichte bedeutet im Beispiel spezifische Kosten von 2 €/W).

### 6.2.2 Serienkolbenmaschine

Serienkolbenmaschinen haben Produktionskosten von ca. 400 € (Polo-Motor, [22]), inklusive Aggregate, die für den Dreiecksprozess nicht erforderlich sind (Schaltgetriebe, Kraftstoffsystem, Zündsystem, Kühlsystem, etc.).

Für die Umrüstung auf den Dreiecksprozess sind ein modifizierter Zylinderkopf, Zylinderheizung und modifizierte Ventile erforderlich. Als grobe Schätzung kann bei einer Kolbenmaschine (1,5 Liter Hubraum) mit ca. 500 bis 1000 € Investitionskosten gerechnet werden.

Die Leistungsdichte hängt wesentlich vom Temperaturbereich und vom Arbeitsmittel ab. Bei geeigneter Auswahl des Arbeitsmittels kann mit einer Leistungsdichte von 5 bis 10 kW/l bei 3000 U/min (einfach wirkend) ausgegangen werden.

Im besten Fall betragen die Investitionen 3,3 ct/W im schlechtesten Fall 13,3 ct/W. Diese Werte erscheinen sehr niedrig, beinhalten aber noch nicht die Kosten für die Wärmetauscher, die Einbindung und die Regelung.

### 6.2.3 Wartungskosten, Maschinenlaufzeit

Zu den Wartungskosten für die Flashentspannungsmaschine liegen noch keine Daten vor. Man kann aufgrund der fast identischen Technik die Wartungskosten von Dampfentspannungsmaschinen zugrunde legen, welche bei ca. 20 \$/MWh liegen ([21], Seite 43, 1\$ = 10 ATS).

Die Maschinenlaufzeit von Dampfkolbenmaschinen wird mit 200.000 h angegeben (23 Jahre, [21], Seite 45).

Bezüglich der Maschinenlaufzeit können die im Vergleich zur Verbrennungskolbenmaschinen sehr günstigen Randbedingungen aufgezählt werden.

1. Die maximale Temperatur im Zylinder beträgt ca. 100°C bis 300°C (ca. 2500°C bei Verbrennungsmotoren)
2. Der maximale Druck im Zylinder beträgt ca. 2 bar bis 30 bar (ca. 100 bar bei Verbrennungsmotoren). Entsprechend gering sind die Kräfte auf Pleuel, Kurbelwelle und Lager.
3. Es befinden sich keinerlei Ruß oder Partikel im Zylinder.
4. Der Dreiecksprozess wird überwiegend stationär betrieben.

Alle genannten Randbedingungen weisen auf geringere Wartungskosten (z.B. durch längere Ölwechselzyklen) und größere Lebensdauern der Maschinen mit

Dreiecksprozess im Vergleich zu Verbrennungskolbenmaschinen hin (üblich bei Verbrennungskraftmaschinen ca. 20 bis 30 kh bei KFZ bzw. 45 kH bei BHKW [23], teilweise auch bis 80 kh [24])

Da Dampf­mo­to­ren wesent­lich ge­rin­ge­ren Drü­cken, Tem­pe­ra­tu­ren und kei­nen Abgas­rück­stän­den aus­ge­setzt sind, sind die Werte von 200 kh für Dampf­mo­to­ren erklär­bar [21].

Hinweis: Bei der Kolbenmaschine mit Flashentspannung sind ölfreie Kolben-Zylinder-Konzepte machbar [25]. Mit diesen kann der Wartungsaufwand (z.B. für Ölwechsel) reduziert werden.

### 6.3 Wirtschaftliche Bilanz, Moody's Studie

Die wirtschaftliche Bilanz der Kolbenmaschine mit Flashentspannung wird mit den verfügbaren Kosten-Daten und anhand einer Moody's Studie nachvollzogen [26]. Die Studie gilt für den amerikanischen Markt, die rechnerische Vorgehensweise ist auf andere Märkte übertragbar.

Die nachfolgend dargestellte Wirtschaftlichkeitstabelle wird verwendet, um den Dreiecksprozess mit gängigen Techniken zur Stromerzeugung zu vergleichen (Strom aus Gas, Kohle, Wind Fotovoltaik und Uran). Hierzu wird der Rechenweg der Wirtschaftlichkeitstabelle entschlüsselt und die bisher ermittelten ökonomischen Randwerte der Dampfentspannungsmaschine eingesetzt.

Bei den Berechnungen wird angenommen, dass alle Energieerzeugungsanlagen jährlich 10% des Investitionsvolumens als Gewinn abwirft (Return of Equity = 10%). Der berechnete Marktpreis muss erzielt werden, um diese Vorgabe zu erfüllen. Beispielweise muss man im Fall der Windkraftanlagen auf dem Markt 125,54 \$/MWh erzielen, um ein ROE von 10% zu erreichen.

Die beiden folgenden Aspekte kennzeichnen den ökonomischen Zusatzwert der Stromproduktion aus Abwärme mit Dreiecksprozessen, die in der hier dargestellten ökonomischen Betrachtung jedoch nicht einfließen.

1. Kolbenmaschinen können innerhalb von Sekunden angefahren werden. Dieser Sachverhalt erlaubt den ökonomisch wertvollen Einsatz der Maschine zur Stabilisierung von Netzen.
2. Thermische Abwärme ist (wie Solarwärme) mit Regeneratoren speicherbar. Abwärme kann dadurch in Schwachlastzeiten gespeichert und bei Bedarf in Strom umgewandelt werden. Diese Maßnahme erlaubt die Kompensation von Fluktuationen bei regenerativen Stromquellen wie Wind und Solarstrom in noch zu evaluierendem Umfang.

Tabelle 23: Tabelle der Wirtschaftlichkeit<sup>6</sup>**Table 9: Illustrative Economic Comparison  
Revenues (\$ / MWh) targets 10% ROE**

	Natural Gas	Scrubbed Coal	Wind	Solar	Nuclear
Size (MW's)	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Capital cost (\$/kw)	\$1,500	\$4,000	\$2,000	\$3,000	\$7,500
Capital cost (\$)	\$1,500,000	\$4,000,000	\$2,000,000	\$3,000,000	\$7,500,000
Debt	60%	70%	80%	60%	70%
Interest rate	7%	7%	7%	7%	7%
Equity	40%	30%	20%	40%	30%
Depreciation (years)	30	40	20	20	50
Fuel (\$/MWh)	\$56.00	\$30.00	\$-	\$-	\$5.00
Variable O&M (\$/MWh)	\$5.00	\$7.00	\$7.00	\$7.00	\$10.00
Fixed O&M (\$/kw-year)	\$25.00	\$35.00	\$35.00	\$35.00	\$250.00
Capacity factor	45.0%	80.0%	30.0%	20.0%	90.0%
Volume (MWh's)	3,942,000	7,008,000	2,628,000	1,752,000	7,884,000
Market price (\$/MWh)	\$120.56	\$111.85	\$125.54	\$294.98	\$150.83
Revenue (\$ millions)	\$475	\$784	\$330	\$517	\$1,255
Less: Fuel	221	210	-	-	42
Less: VOM	20	49	18	12	83
Less: FOM	25	35	35	35	250
EBITDA	\$210	\$490	\$277	\$470	\$880
Less: D&A	50	100	100	150	150
EBIT	\$160	\$390	\$177	\$320	\$730
Less: interest	63	196	112	126	368
EBT	\$97	\$194	\$65	\$194	\$363
Less: Taxes at 38%	\$37	74	25	74	138
Net income	\$60	\$120	\$40	\$120	\$225
After-tax ROE	10%	10%	10%	10%	10%

Im Fall der Flashentspannung werden folgende Randwerte verwendet:

Spez. Investitionskosten: **2000 bzw. 4000 \$/kW** (Dampfkolbenmaschine, 500 kW el.: 2000 \$/kW, [21] S. 43; plus geschätzte Anbindungskosten: weitere 2000 \$/kWh für Kondensatoreinheit, Brenner und Wärmeübertrager)

Spez. Wartungskosten: **20 \$/MWh** (Dampfkolbenmaschine)

Energiekosten **0 bzw. 5 \$/MWh** (kostenlos bzw. wie bei Atomenergie)

Auslastung **85%** (Abwärme sei ständig verfügbar)

Die Werte der Moody's Studie wurden in eine Excel-Tabelle kopiert und der Rechenweg entschlüsselt (siehe Spalte „Test“ in Tabelle 24). Ausgehend von den genannten Randwerten für die Kosten der Dampfentspannungsmaschine ergeben sich die in der folgenden Tabelle dargestellten Daten für die Wirtschaftlichkeit.

<sup>6</sup> Hinweis: In der Tabelle wurde ein Fehler entdeckt: In der Zeile capacity factor muss bei Nuclear 95% stehen. 90%, wie in Moodys dargestellt, führt zu anderen Ergebnissen.



Tabelle 24: Erweiterte Tabelle der Wirtschaftlichkeit, **gelb**: Eingabefelder; **grün**: markante Ergebnisfelder

	Eingabebereich				Nuclear	Nuklear	Serienmotor	Österr.-Studie		
	Gas	Coal	Wind	Solar		Test	Dreieck 1	Dreieck 2		
1										
2	Size	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	MW
3	Capital cost	1,5	4	2	3	7,5	7.500	2.000	4.000	\$/kW
4	Capital cost	1500000	4000000	2000000	3000000	7500000	7500000000	2000000000	4000000000	\$
5	Debt	60%	70%	80%	60%	70%	70%	70,00%	70%	
6	Interest rate	7%	7%	7%	7%	7%	7%	7%	7%	
7	Equity	40%	30%	20%	40%	30%	30%	30%	30%	
8	Depreciation (years)	30,00	40,00	20,00	20,00	50,00	50,00	40,00	40,00	Jahre
9	Fuel costs	56,00	30,00	0,00	0,00	5,00	5,00	0,00	5,00	\$/MWh
10	Var. O&M	5,00	7,00	7,00	7,00	10,00	10,00	10,00	15,00	\$/MWh
11	Fixed O&M	25,00	35,00	35,00	35,00	250,00	250,00	0,00	0,00	\$/kW-year
12										
13	Capacity factor	45,0%	80,0%	30,0%	20,0%	90,0%	95%	85%	85%	
14	Volume (MWh's)	3942000	7008000	2628000	1752000	7884000	8322000	7446000	7446000	
15	<b>Market price</b>	<b>120,56</b>	<b>111,85</b>	<b>125,54</b>	<b>294,98</b>	<b>150,83</b>	<b>150,833</b>	<b>42,873</b>	<b>85,746</b>	\$/MWh
16	Revenue (\$ millions)	475	784	330	517	1255	1255,23	319,23	638,47	Mio\$
17	Less: Fuel	221	210	-	-	42	41,61	0,00	37,23	Mio\$
18	Less: VOM	20	49	18	12	83	83,22	74,46	111,69	Mio\$
19	Less: FOM	25	35	35	35	250	250,00	0,00	0,00	Mio\$
20	EBITDA	210	490	277	470	880	880,40	244,77	489,55	Mio\$
21	Less: D&A	50	100	100	150	150	150,00	50,00	100,00	Mio\$
22	EBIT	160	390	177	320	730	730,40	194,77	389,55	Mio\$
23	Tax: <b>38%</b>									
24	Less: interest	63	196	112	126	368	367,50	98,00	196,00	Mio\$
25	EBT	97	194	65	194	363	362,90	96,77	193,55	Mio\$
26	Less: Taxes at 38%	37	74	25	74	138	137,90	36,77	73,55	Mio\$
27	Net income \$	60	120	40	120	225	225,00	60,00	120,00	Mio\$
28	After-tax ROE	<b>10%</b>	<b>10%</b>	<b>10%</b>	<b>10%</b>	<b>10%</b>	<b>10%</b>	<b>10%</b>	<b>10%</b>	
29	CFO (inc+depr.)	110	220	140	270	375	375,00	110,00	220,00	Mio\$
30	CFO / debt	12%	8%	9%	15%	7%	7,14%	7,86%	7,86%	
31	CFO / equity	18%	18%	35%	23%	17%	16,7%	18,3%	18,3%	
32	CFO+int./int.	270%	210%	230%	310%	200%	202%	212%	212%	

Die Spalte Dreieck 2 (ganz rechts) zeigt die Werte und Ergebnisse, bei den o.g. pessimistischen Randwerten. Die Spalte Dreieck 1 (daneben) zeigt ein Szenario, bei dem optimistische Randwerte gesetzt werden (Kolbenmaschine ist Massenprodukt aus der Automobilindustrie, Verschleißteile sind optimiert, Abwärme ist kostenlos).

Ergebnis: Im Fall der realistischen Randwerte beträgt der Energiepreis 86 \$/MWh und im optimistischen Fall 43 \$/MWh. Verglichen mit den anderen Energieerzeugungstechnologien sind diese Werte sehr niedrig, die Marktchancen sind entsprechend als sehr gut einzustufen.

Umgerechnet in €<sup>7</sup> betragen die Marktpreise 33 €/MWh bis 67 €/MWh. Die Energiepreise am europäischen Power Spot-Markt betragen zurzeit 41,5 €/MWh<sup>8</sup>.

Zur detaillierten Betrachtung der ökonomischen Verhältnisse wurde gemeinsam mit dem Institut für Industriebetriebslehre und Industrielle Produktion (IIP) eine Diplomarbeit ausgeschrieben [27].

<sup>7</sup> 1€ = 1,2879\$ (19.08.2010)

<sup>8</sup> <http://www.eex.com/de>, Datum: 19.08.2010

**Berechnung der Tabellenzeilen:**

Zeile 7, Equity (Eigenkapital):	$Z7=1-Z5$
Zeile 14, Volume (Energie pro Jahr):	$Z14=Z2 \cdot 8760 \cdot Z13$
Zeile 15, Market price (Marktpreis der Energie):	$Z15=(Z28 \cdot Z4 \cdot Z7 / (1 - \text{tax}) + H4 \cdot H5 \cdot H6 + H4 / H8 + H2 \cdot H11 \cdot 1000) / H14 + 9 + H10$
Zeile 16, Revenue (Einnahmen):	$Z16=Z14 \cdot Z15 / 1.000.000$
Zeile 17, Less fuel:	$Z17=Z14 \cdot Z9 / 1.000.000$
Zeile 18, Less VOM:	$Z18=Z14 \cdot Z10 / 1.000.000$
Zeile 19, Less FOM:	$Z19=Z14 \cdot Z11 / 1.000.000$
Zeile 20, EBITDA:	$Z20=Z16 - Z17 - Z18 - Z19$
Zeile 21, less D&A:	$Z21=Z4 / Z8 / 1.000.000$
Zeile 22, EBIT:	$Z22=Z20 - Z21$
Zeile 24, less interest:	$Z24=Z4 \cdot Z5 \cdot Z6 / 1.000.000$
Zeile 25, EBT:	$Z25=Z22 - Z24$
Zeile 26, less taxes:	$Z26=Z25 \cdot \text{tax}$
Zeile 27, net income:	$Z27=Z25 - Z26$
Zeile 29, CFO (inc.+depr.):	$Z29=Z21 + Z27$
Zeile 30, CFO/debt:	$Z30=Z29 / (Z4 \cdot Z5) \cdot 1.000.000$
Zeile 31, CFO/equity:	$Z31=Z29 / (Z4 \cdot Z7) \cdot 1.000.000$
Zeile 32, (CFO + int.)/int.:	$Z32=(Z24 + Z29) / Z24$

**6.4 Weitere Aspekte der Wirtschaftlichkeit und Anwendungen<sup>9</sup>**

Aus den bisher genannten Randbedingungen ergeben sich Anwendungsfälle für Dreiecksprozesse, die in den folgenden Unterkapiteln beschrieben werden.

**6.4.1 Nachrüstung bestehender WärmeKraftmaschinen mit Turbinen, „top cycle“, „bottom cycle“**

Die dissipativen Verluste bei Prozessen mit Turbinen (CRC, ORC) können durch Überordnung eines Dreiecksprozesses zwischen Wärmequelle und Verdampfer („top cycle“) bzw. durch Nutzung der sensiblen Restwärme des Wärmeträgermediums („bottom cycle“) mit Dreiecksprozessen deutlich verringert werden. Die folgende Abbildung zeigt die Lage der genannten Dreiecksprozesse im T-s-Diagramm eines ORC.

<sup>9</sup> Die Anwendungsfälle setzen voraus, dass die Dreiecksprozesse mit ca. 75% exergetischem Wirkungsgrad und bei 3000 U/min machbar sind.

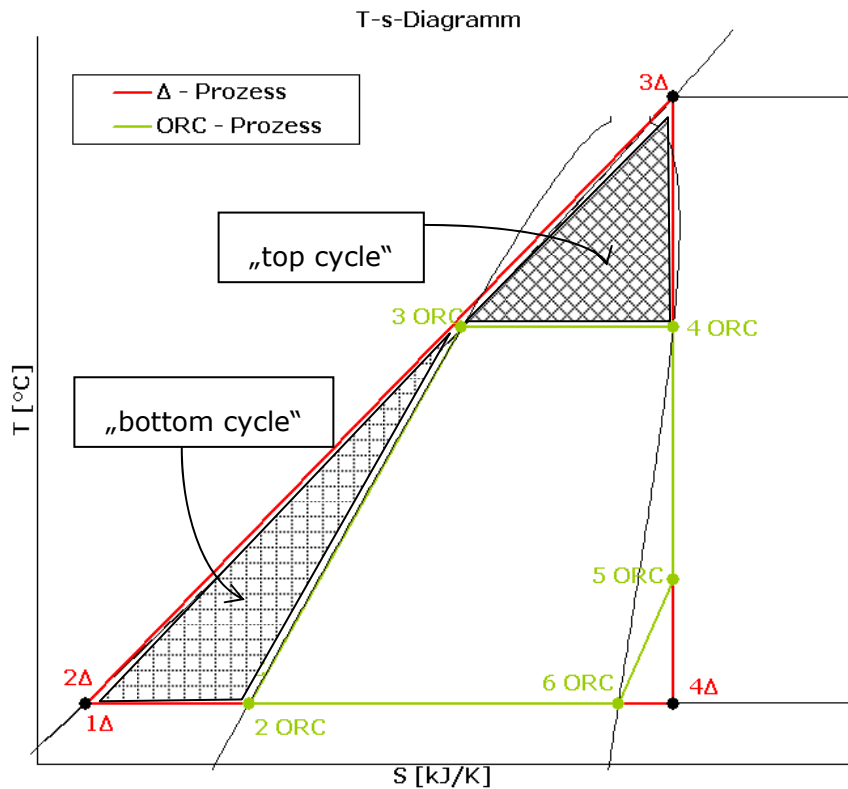


Abbildung 60: Beispiel für „top cycle“ und „bottom cycle“ bei einem ORC-Prozess

Abhängig vom Temperaturniveau der Wärmequelle können die drei Prozesse „top cycle“, Turbinenentspannung und „bottom cycle“ mit einem oder mit mehreren Arbeitsmitteln betrieben werden. Folgende Kombinationen sind denkbar:

Tabelle 25: Varianten der Arbeitsmittel

	Top cycle	Turbine	Bottom cycle
Variante 1	Wasser	Wasser	Pentan
Variante 2	Wasser	Pentan	Pentan

Die folgenden drei Abbildungen zeigen die Blockschaltbilder von Wärmekraftanlagen mit einem Clausius-Rankine Zyklus CRC sowie die in der Tabelle dargestellten Varianten 1 und 2. Die Temperaturangaben dienen zur Orientierung und sind vorläufig.

Legende:	
blau	Wasser
rot	Pentan
hell	niedrige Temperatur
dunkel	hohe Temperatur
----	gasförmig
—	flüssig

Abbildung 61: Legende zu den folgenden Abbildungen

Wärme­kraft­ma­chine mit Flash­ver­damp­fung

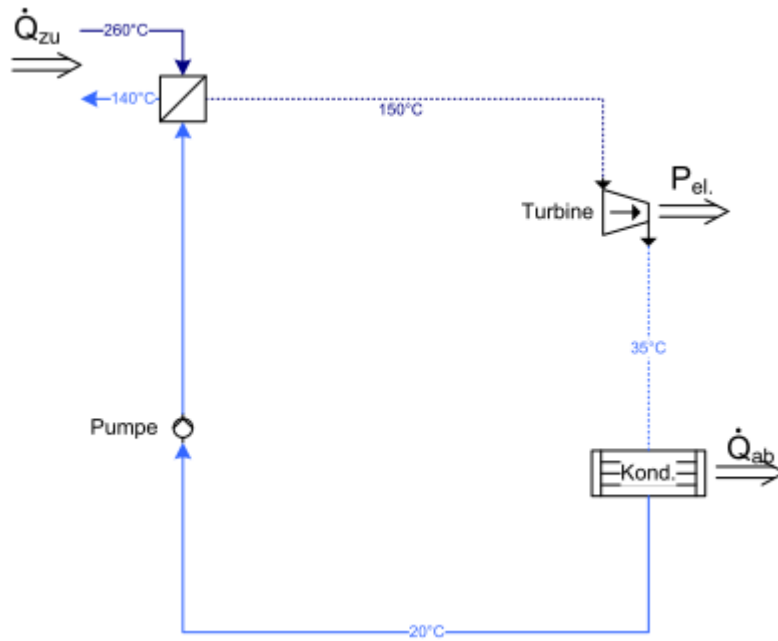


Abbildung 62: CRC ohne Erweiterungen

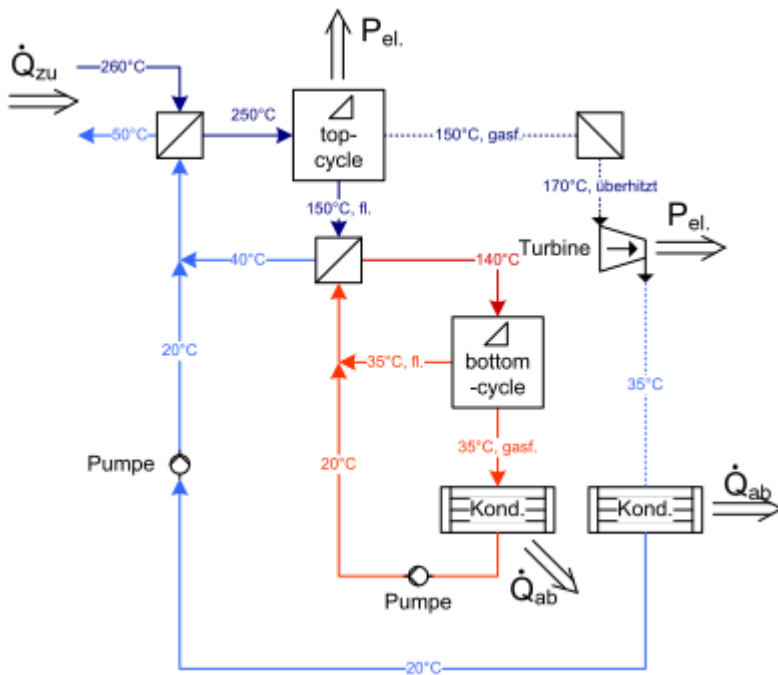


Abbildung 63: Erweiterung des CRC durch top cycle und bottom cycl, Variante 1

Die theoretische Leistungsdichte der „top cycle“ beträgt bei den angegebenen Temperaturen und bei der Drehzahl 3000 U/min ca.  $33,6 \text{ kW/L} \cdot 75\% = 25 \text{ kW/L}$ . Für 1 MW mechanische Leistung wäre folglich eine Kolbenmaschine mit insgesamt 40 Liter Hubraum erforderlich. Die theoretische Leistungsdichte der „bottom cycle“ beträgt bei den angegebenen Temperaturen und bei der Drehzahl 3000 U/min ca.  $13 \text{ kW/L} \cdot 75\% = 9,8 \text{ kW/L}$ . Für 1 MW mechanische Leistung wäre folglich eine Kolbenmaschine mit 100 Liter Hubraum erforderlich.

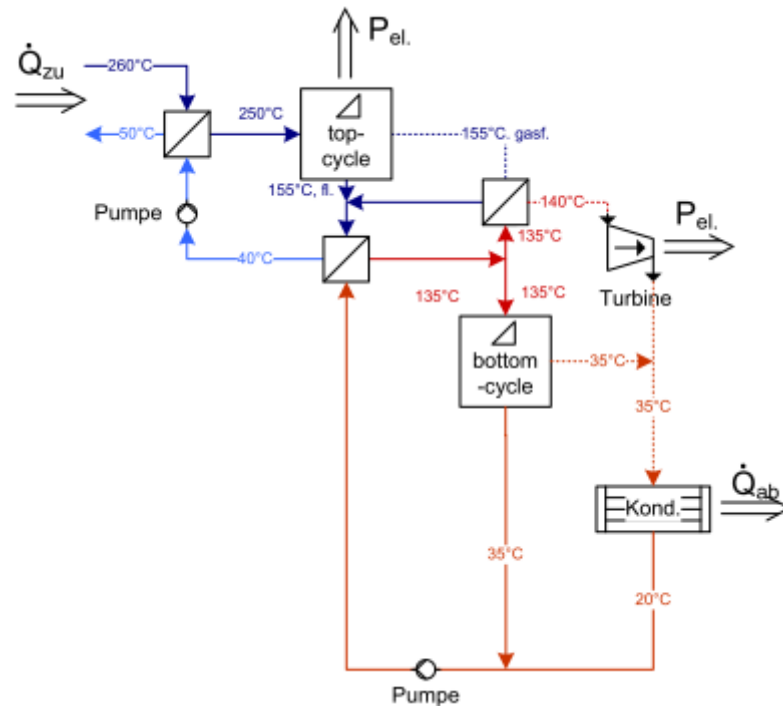


Abbildung 64: Erweiterung durch top cycle und bottom cycle, Variante 2

Ergebnisse aus der Betrachtung:

1. Bestehende Wärmekraftanlagen können mit wenig Aufwand mit einem top cycle nachgerüstet werden. Neben der Entspannungsmaschine ist lediglich der Austausch des Verdampfers durch einen Gegenstrom-Wärmeübertrager erforderlich.
2. Ebenso kann ein bottom cycle vorgesehen werden. Dieser erfordert jedoch einen zusätzlichen Gegenstrom-Wärmetauscher und einen weiteren Kondensator.
3. Je nach Temperaturniveau der Wärmequelle können top cycle, Turbine und bottom cycle mit angepassten Arbeitsmitteln betrieben werden.

## 6.4.2 Thermische Speicherung von elektrischer Energie

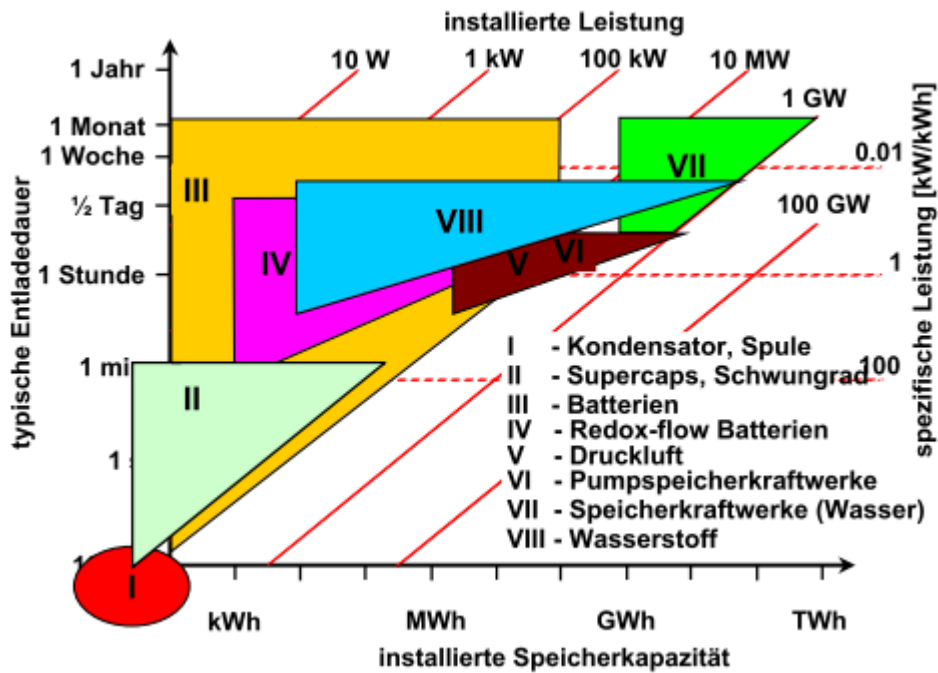
### 6.4.2.1 Stand der Technik

Elektrische Energie aus Wind und Sonne steht unregelmäßig zur Verfügung [28]. Mit zunehmendem Anteil der fluktuierenden Energiequellen steigt der Bedarf an Regelleistung und Energiespeicherung im Netz. Pumpspeicherkraftwerke im Süden Deutschlands oder in den Alpen [29] können dabei nur verlustreich und begrenzt elektrische Energie zwischenspeichern.

Seit mehreren Jahren werden Energiespeicher verstärkt erforscht. Tabelle 26 und Abbildung 65 geben den Stand der Technik für Energiespeicher wieder.

Tabelle 26: Randwerte verfügbarer Energiespeicher [30]

Verfahren <sup>[1]</sup>	Normaler Kondensator	EDLC	supraleitende Spule	Schwungrad (Stahl, alte Bauart) 3.000 1/min	Schwungrad (aufgewickelter kohlefaserverstärkter Kunststoff) 80.000 1/min	Akku	Pumpspeicherkraftwerk	Druckluftspeicherkraftwerk	Wasserstoff verflüssigt
max. Leistung (MW)	0,01	0,1	7	15	50	17 <sup>[2]</sup>	1060	290	0,2
Lebensdauer (Zyklen)	100 Mio	0,5 Mio	1 Mio	1 Mio	1 Mio	2000	?	?	30'000 h <sup>[3]</sup> (Brennstoffzelle)
Wirkungsgrad (%)	95	90	90	90	95	80	80	42 <sup>[4]</sup> -54 <sup>[5]</sup>	18,2
Selbstentladung (%/h)	0,01	0,2	?	3–20	0,1–10	0,01	?	?	0,1
Investitionskosten (€/kWh)	200.000	10.000	30–2000	5000	?	100	71	Versuchsanlagen	Versuchsanlagen <sup>[6]</sup>
Energiedichte (kWh/t)	0,03	5	0,03	6	50 <sup>[7]</sup>	30–120	0,4	9	33'300 <sup>[8]</sup>
Typ. Zeit der Entladung bei üblicher Baugröße	0,01 s	100 s	0,01 s	100 s	100 s	1 h	8 h	2 h	0,5 h



Wasserstoffspeicher bilden aufgrund des geringen Gesamtwirkungsgrades keine gute Alternative zur Energiespeicherung, wie in der folgenden Abbildung zu ersehen ist.

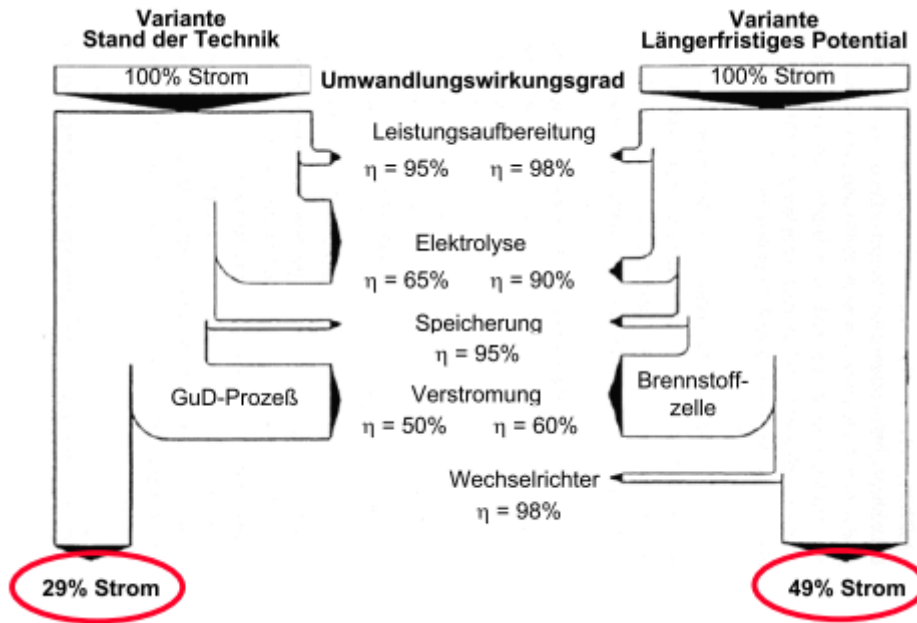


Abbildung 66: Speicherung el. Energie mit Wasserstoff [31]

Die Umwandlung der elektrischen Energie in Wärme mit einer Wärmepumpe und die Rücktransformation in el. Energie mit einer Wärme­kraft­ma­chine (CRC, ORC oder Kalina-Prozess) scheidet bisher aufgrund des geringen Gesamtwirkungsgrades von ca. 25 % aus.

#### 6.4.2.2 Energiespeicher mit Dreiecksprozessen

Werden bei der Umwandlung Dreiecksprozesse verwendet (Wärmepumpe<sup>10</sup> [32] und Wärme­kraft­ma­chine), kann der Gesamtwirkungsgrad deutlich gesteigert werden. Die folgenden Abbildungen zeigen zwei alternative Systeme zur Energiespeicherung.

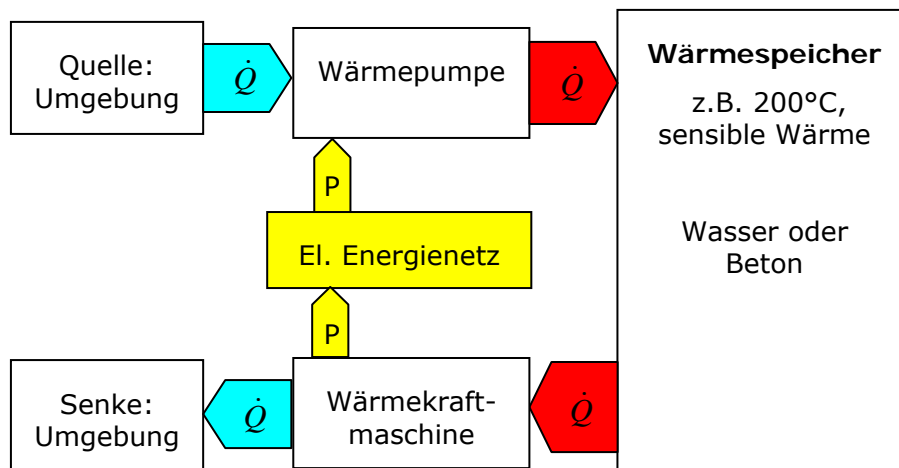


Abbildung 67: Speicherung el. Energie, Kopplung mit der Umgebung

Der Wärmebezug und die Wärmeabgabe an die Umgebungsluft oder an Flusswasser sind gängige Verfahren bei Wärmepumpen und Wärme­kraft­ma­schinen. Nachteil bei

<sup>10</sup> Hochtemperatur-Wärmepumpen sind ggf. mehrstufig, mit unterschiedlichen Arbeitsmitteln und mit Zwischenspeichern auszuführen.

Luft ist der schlechte Wärmeübergang und dadurch die Erfordernis von großen Ventilatoranlagen mit entsprechenden Aufwendungen an el. Energie.

Ökologisch nachteilig bei Flusswasser ist die Anhebung bzw. Absenkung der Temperatur um einige Kelvin.

Alternativ kann ein Latentwärmespeicher als Quelle und Senke verwendet werden. Die folgende Abbildung zeigt das System, welches von der Umgebung entkoppelt ist.

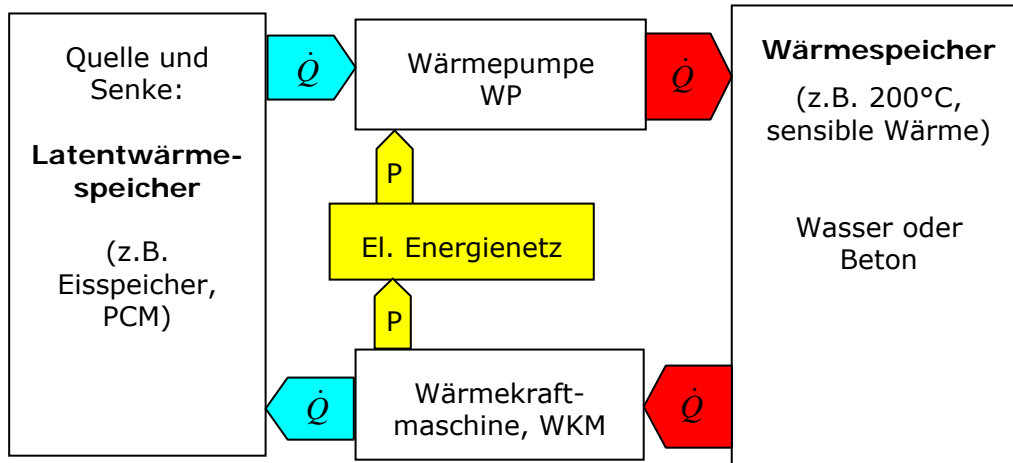


Abbildung 68: Speicherung el. Energie, Kopplung mit einem Latentwärmespeicher<sup>11</sup>

Die folgende Tabelle zeigt, dass der gesteigerte Gesamtwirkungsgrad mit Dreiecksprozessen unter Umständen zu konkurrenzfähigen Energiespeichern führen kann.

<sup>11</sup> Aufgrund von Dissipationen muss der Latentwärmespeicher gekühlt werden. Dadurch verringert sich die Leistung in der Beispielrechnung um ca. 15%. Wärmeverluste durch die Speicherdämmung wurden nicht berücksichtigt.



Tabelle 27: Bilanz bei thermischer Speicherung von elektrischer Energie

Prozess	Prozesse (eta exerget.)	Zyklus- Wirkungsgrad	Zyklen ca.
<b>Stand der Technik</b>			
Batteriesysteme	chemisch	80%	2000
Pumpspeicher	gravitatorisch	80%	beliebig
Druckluftspeicher	physikalisch	40% bis 50%	beliebig
Wasserstoffspeicher	chemisch	20% bis 50%	30 kh

**verfügbare Prozesse**

Wärmepumpe	Kaltdampf 50%-70%		
Wärme­kraft­ma­schine	CRC, ORC, Kalina 50%		
<b>Zyklus: Laden-Entladen</b>		<b>25% bis 35%</b>	<b>beliebig</b>

**Dreiecksprozesse**

Wärmepumpe, mehrstufig	Kaltdampf 60% bis 80%		
Wärme­kraft­ma­schine	Dreiecksprozess 70% bis 80%		
<b>Zyklus: Laden-Entladen</b>		<b>42% bis 64%</b>	<b>beliebig</b>

Abschätzung der ökonomischen Randwerte für die Energiespeicherung mit Dreiecksprozessen:

**Dimensionierungsbeispiel** für  $E_{el.} = 1 \text{ kWh} * 10\text{h} = 10 \text{ kWh}$ ,  $T_h = 250^\circ\text{C}$ ,  $T_k = 0^\circ\text{C}$  (Eisspeicher)

- Eta exerget. (WP und WKM): 75%
- Zykluswirkungsgrad ideale WKM: 29,0%; Arbeitszahl ideale WP: 3,45
- Zykluswirkungsgrad reale WKM: 21,75%; Arbeitszahl reale WP: 2,59
- Ergebnisse: Gesamtwirkungsgrad: 56,25%
- Größe, Wärmespeicher für 46,0 kWh: 158 kg Wasser, Speicherdichte: 63 Wh/l oder 245 Liter Beton.
- Größe, Latentspeicher: 36,0 kWh, 389 kg Wasser (bzw. Eis)

**Erste grobe Kostenschätzung:**

- Kolbenmaschinen als WP und als WKM verwendbar: 3000 €
- Wärmespeicher (Druckspeicher, 150 l Wasser oder Beton, drucklos, 200l mit Wärmetauscher-Rohren): 1000 €
- Eisspeicher (Drucklos mit WT-Rohren, 400l): 1000 €
- **Gesamtkosten: 5000 € / 10 kWh = 500 €/kWh**

Tabelle 28: Darstellung der ersten Ergebnisse im Vergleich

System:	Installations-Kosten /kWh	Eta gesamt <sup>12</sup>	Anzahl Zyklen	Lokal speicherbar	Speicher-dichte
Batterie [33]	600 € bis 1200 €	80%	1000 bis 5000	+	30-50 Wh/l
Pumpspeicher	71 €	70-85%	beliebig	-	1,66 <sup>13</sup> Wh/l
Druckluftspeicher	?	< 55% <sup>14</sup> ( < 70%)	beliebig	-/+ Salzspeicher	0,63 Wh/l <sup>15</sup>
Dreiecksprozesse	ca. 500 €	ca. 56%	beliebig	+	30-80 Wh/l

**Ergebnisse:**

- Aus den ersten Ermittlungen und Schätzungen folgt eine Einordnung der thermischen Speicherung von elektrischer Energie nach den Installationskosten zwischen Pumpspeicher und Batteriespeicher.
- Der Gesamtwirkungsgrad ist geringer als bei Batteriespeicher und Pumpspeicher.
- Thermische Speicher können überall errichtet und theoretisch beliebig oft beladen und entladen werden. Dadurch stellt sich eine gute Verwendbarkeit als Zwischenspeicher für Wind- und Solarenergie dar.
- Eine Untersuchung der laufenden Kosten wäre interessant. Hierbei stehen sich im Wesentlichen die Neuanschaffungskosten bei Batteriespeichern (z.B. alle 6 Jahre eine komplette Neuanschaffung der Batterien) und die Wartungskosten bei den Systemen Dreiecksprozesse (Turbinen, Getriebe) und Pumpspeicher (Kolbenmaschine) gegenüber.

**6.4.3 Nachrüstung bestehender Verbrennungskraftmaschinen**

Die dissipativen thermodynamischen Verluste bei Verbrennungskolbenmaschinen und Gasturbinen bestehen im Wesentlichen aus zwei Zweigen:

<sup>12</sup> Es wurde anhand der Quellen nicht deutlich, wo die Systemgrenzen in Bezug auf den Gesamtwirkungsgrad liegen. Beispielsweise, ob Wechselrichter- und Gleichrichterwirkungsgrade bei den Batterien einbezogen werden und ob die Netz-Übertragungsverluste quer durch Deutschland bei den Pumpspeicherkraftwerken berücksichtigt werden.

<sup>13</sup> Höhendifferenz: 600 Meter

<sup>14</sup>

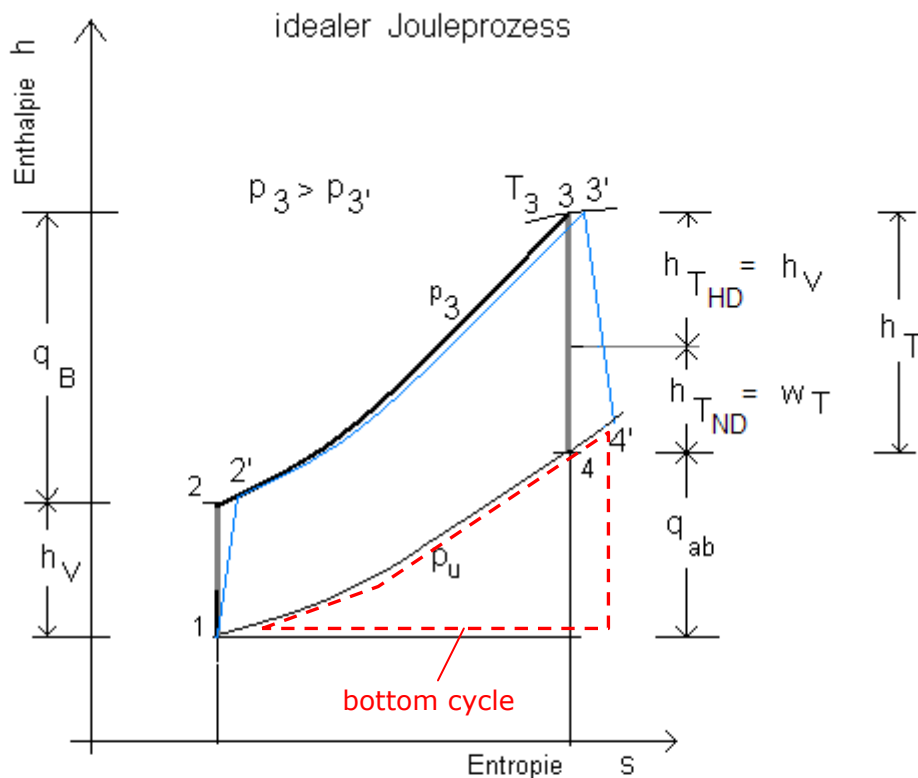
<http://www.rwe.com/web/cms/de/183732/rwe/innovationen/stromerzeugung/energiespeicherung/druckluftspeicher/>

<sup>15</sup> 9 Wh/kg \* 70 kg/(m<sup>3</sup> Luft) = 0,63 Wh/l,

1. Abgasverluste: die Wärme im Abgas (ca. 200°C bis 600°C) wird nicht genutzt
2. Kühlungsverluste: Das Arbeitsgas gibt seine Wärme an die Wände der Brennkammer ab, wo sie vom Kühlsystem bei ca. 80°C bis 100°C abgeführt wird.

Bei Kolbenmaschinen kann dabei von einem Verhältnis Nutzleistung : Abgaswärme : Kühlsystemwärme von 1 : 1 : 1 ausgegangen werden.

Gasturbinenprozesse (z.B. Joule-Prozess) haben einen ähnlichen Verlauf im T-s-Diagramm wie Otto- und Dieselprozesse. Die folgende Abbildung zeigt einen Joule-Prozess [<http://de.wikipedia.org/wiki/Gasturbine>].



spezifische Arbeit/Energie .....

$h_V$	Verdichterarbeit	$T_3$	Turbineneintrittstemperatur
$h_T$	Turbinenarbeit	$p_u$	Umgebungsdruck
	HD, Hochdruck-,		
	ND Niederdruck-Turbine	$w_T$	technische Arbeit (an Generator)
$q_B$	in der Brennkammer zugeführte Energie		
$q_{ab}$	im Abgas fortgeführte Wärme		
—	realer Prozess		

Abbildung 69: idealer Jouleprozess mit bottom cycle

**Nutzung der Abgaswärme**

Wärme­kraft­ma­schinen mit Dreiecksprozessen können die sensible Wärme des Abgases bei Otto- Diesel- und Turbinenprozess über einen Gegenstromwärmetauscher nutzen.

### Nutzung der Abwärme des Kühlsystems

Zur effizienteren Nutzung der Abwärme kann das Kühlsystem beim Diesel- und beim Otto­prozess verändert werden. Es sollte geprüft werden, ob eine höhere Kühltemperatur vorgesehen werden kann. Auch eine Umgestaltung des Kühlsystems ist denkbar, bei der das Kühlmedium auf höhere und dadurch besser nutzbare Temperaturen gebracht werden.

#### 6.4.4 Traktion

Bei KFZ, LKW, Dieseltriebwagen und Schiffen sind die eben genannten Abwärmenutzungskonzepte denkbar.

**Bei KFZ und LKW** sind weitere Konzepte denkbar. Aus jetziger Sicht ergibt sich im Zusammenhang mit den Möglichkeiten der Dreiecksprozesse eine Traktionsvariante, die mehrere günstige Eigenschaften vereint. Diese Variante soll nachfolgend beschrieben werden.

Zurzeit befinden sich mehrere Hybrid-Traktionskonzepte in der wissenschaftlichen und öffentlichen Diskussion. Im Zusammenhang mit der Verwendung von Dreiecksprozessen wird das Konzept eines kleinen Verbrennungsmotors herausgegriffen, das zur Ladung von Akkumulatoren und Kondensatoren und für Elektrotraktion eingesetzt wird.

Der Verbrennungsmotor liefert dabei die erforderliche konstante Dauerleistung, die Akkumulatoren liefern mittlere Leistung für schnelle Fahrten oder Berganstiege und die Kondensatoren liefern Spitzenleistung für kurzzeitige Beschleunigungen. Ebenso dienen im Generatorbetrieb die Akkumulatoren als Speicher bei längeren Bergabfahrten und die Kondensatoren als Speicher bei kurzzeitigen Bremsvorgängen.

Dreiecksprozesse sind aufgrund ihrer Baugrößenbegrenzung bei KFZ und der dadurch bedingten begrenzten Leistungsdichte nur für mittlere Lasten geeignet. Im Beispiel könnten die Akkumulatoren durch Dreiecksprozesse mit thermischen Speichern ersetzt werden (siehe 6.4.2 Thermische Speicherung el. Energie). Randwerte:

- 1000 Höhenmeter m Bergfahrt; erforderliche Größe des Speichers: 108 Liter bei 250 °C/50°C ( $\eta_{\text{exerg.}} = 75\%$ ), Dämmung des Speichers erforderlich
- Nachteil gegenüber Akkus: nur 40% bis 65% anstatt 80% Wirkungsgrad
- Vorteil gegenüber Akkus: beliebig hohe Zyklenzahl anstatt 1000 (3 Jahre!) bei Akkus, geringere Speicherkosten

**Bei Diesellokomotiven und Schiffen** können Dreiecksprozesse zur direkten mechanischen Unterstützung des Antriebs verwendet werden. Treibstoffeinsparungen um 30% sind möglich.

## 7 Fazit

Es konnte theoretisch und anhand des Prototyps einer Kolbenmaschine mit Flashentspannung gezeigt werden, dass ein Prozessverlauf machbar ist, der sich ideal einer Wärmequelle anpasst (Dreieck im T-s-Diagramm). Damit ist ein Prozess gegeben, der im Vergleich zu Clausius-Rankine- (CRC), Organic Rankine- (ORC) und Kalina-Zyklus deutliche Effizienzsteigerungen aufweist. Die theoretisch ermittelte Steigerung um 50% bis 80% wird aufgrund von Dissipationen in der Kolbenmaschine experimentell zunächst nicht erreicht. Bei optimierten Maschinen kann nach dem derzeitigen Stand des Wissens dennoch von einer deutlichen Steigerung ausgegangen werden.

Bei bereits bestehenden Wärmekraftanlagen kann die Ausgangsleistung durch Hinzufügen von Dreiecksprozessen deutlich gesteigert werden (top und bottom cycle).

Die Mess­er­geb­nis­se der er­fol­grei­chen Test­läu­fe mit dem auf­ge­bau­ten Pro­to­typ zei­gen, dass die Kinetik der Flash­ent­span­nung aus­reicht, um eine Ent­span­nungs­ma­schine bei niedri­gen Dreh­zah­len an­zu­trei­ben. Das Er­rei­chen hö­he­rer Dreh­zah­len wird der­zeit we­ni­ger von der Ent­span­nungs­ki­netik als viel­mehr von me­chanischen Pro­ble­men wie Rei­bung oder Was­ser­schlä­gen ver­hin­dert.

Ein ent­schei­den­der Nach­teil der gängi­gen Pro­zes­se (CRC- bzw. ORC-) ist, dass Tur­bi­nen bis­her erst ab einer thermischen Leistung von ca. 100 kW ein­ge­setzt wer­den könn­en. Ab­wär­me­quel­len mit ge­rin­ge­rer Leistung könn­en da­her bis­lang nicht zur Strom­er­zeu­gung ge­nutzt wer­den<sup>16</sup>. Die Nut­zung der Ab­wär­me­quel­len mit dem Dreiecks­pro­zess kann mit thermischen Leistungen ab we­ni­gen kW er­fol­gen.

Durch die Mark­teinführung von Wärme­kraft­ma­schinen mit Dreiecks­pro­zes­sen im Bereich ge­rin­ger Leistungen er­gibt sich ein gro­ßes Po­ten­tial zur Reduzierung des CO<sub>2</sub> Aus­sto­ßes sowie der Ein­sparung von Primärenergie.

Beim spä­te­ren Ein­satz der Ma­schine ist die Ver­wen­dung von an­de­ren Arbeits­mit­tel­n als Was­ser be­deut­sam. Mit den Arbeits­mit­tel­n R134a (gwp = 1300) oder R1234hf (gwp = 3) ist bei­spiels­wei­se die Nut­zung von Ab­wär­me mit einer Tem­pe­ra­tur un­ter 100°C mög­lich, wo­bei die Ma­schinen aus um­ge­bau­ten Serien­Kol­ben­ma­schinen be­stehen könn­en und die Leistungsdichten theoretisch an die von Verbrennungs­mo­to­ren her­an­rei­chen. Diese Zu­sam­men­hänge un­ter­strei­chen die wirt­schaf­tliche Ver­wert­bar­keit des Pro­zes­ses für weite Be­rei­che der Ab­wär­me­quel­len, die zur­zeit kaum oder nicht ge­nutzt wer­den.

Für nötig er­ach­te­te Ar­bei­ten:

1. Ermittlung einer maximalen Drehzahl bzw. des Siedeverzugs/Überhitzung bei höheren Drehzahlen. Die Drehzahl wirkt sich unmittelbar auf die Leistungsdichte der Maschine aus und ist somit für die Wirtschaftlichkeit der Wärmenutzung von besonderer Bedeutung. Mit einem Drehzahlsteller sollten an der Labormaschine am ITTK Versuche mit variierender Drehzahl gefahren werden.
2. Die Regelung der Einspritzmenge ist der wichtigste Parameter zur Einstellung des Arbeitspunktes. Es sollten für die Vielzahl der Anwendungsfälle alternative Möglichkeiten der Regelung ermittelt, getestet und bewertet werden.
3. Ausweitung der Anwendung auf große Maschinen: der Prozess ist mit kleinen Hubkolbenmaschine (ca. 1 Liter Hubraum) ebenso umzusetzen wie mit großen Maschinen (Gasmotoren oder Schiffsdiesel mit mehreren m<sup>3</sup> Hubraum). Für alle Konzepte müssen Regelungen, Ventilsteuerungen und Zyklone konzipiert und umgesetzt werden.
4. Suche nach Partnern für die Anwendungsbereiche: Abwärmenutzung, Motorenabwärme, Solarthermie, Geothermie, Speicherung. Suche nach Partnern zur Herstellung der Maschinen: Motorenhersteller (Serienmaschinen, große Hubvolumina), Ventilhersteller, Regelungstechnik, Wärmeübertrager.
5. Untersuchung alternativer Arbeitsmittel für alle machbaren und vorkommenden Temperaturbereiche. Beispiele: Solarthermie bis 200°C, Motorenabwärme 100°C (Kühlsystem) und 300°C (Abgas), Industrielle Abwärme 60°C bis 350°C.
6. Umsetzung der bisherigen konstruktiven Erfahrungen bei weiteren Aufbauten: Aufbau optimierter Ventilgeometrien/ -steuerungen, Zylinderanordnung, Zyklongeometrie, -material. Einsatz von dämmenden Materialien wie PTFE, um Wärmeübergänge zu minimieren.

---

<sup>16</sup> Der Hersteller von  $\mu$ -KWK-Anlagen „Sunmaschine“ hat 2010 Konkurs angemeldet: <http://www.all-in.de/nachrichten/allgaeu/kempton/Kempton;art2760,771496>

7. Nutzung der Freiheitsgrade bei der Optimierung der Kolbenmaschine. Im Vergleich zu Verbrennungskraftmaschinen treten beim Dreiecksprozess geringere Belastungen auf: geringes Druckniveau, geringe Temperaturbelastung, keine Abgase, kein Ruß, ölfreies System. Mit diesen Randbedingungen können kostenoptimierte Kolbenmaschinen konzipiert und aufgebaut werden (z.B. großflächige leichte Kolben, Kolbenringe aus Teflon...).
8. Ausweitung der Anwendung auf Serien-Kolbenmaschinen. Serien-Kolbenmaschinen haben ein geringes Kostenniveau erreicht. Gelingt es, eine solche Maschine für den Dreiecksprozess nutzbar zu machen, verbessern sich die Randbedingungen der Wirtschaftlichkeit.
9. Entwicklung von Heizkonzepten für Kolben/Zylinder. Es sollten Konzepte zur Beheizung und Dämmung der Zylinder und Kolben untersucht werden.
10. Thermische Speicherung von elektrischer Energie: durch Umkehrung des Prozesses kann elektrische Energie hocheffektiv in Wärme umgewandelt werden (Wärmepumpe mit Dreiecksprozess). Im Zusammenspiel mit der WärmeKraftmaschine und einem thermischen Speicher kann Wind- oder Solarstrom gespeichert und bei Bedarf abgerufen werden. Es können kleine dezentrale Speicherkonzepte dargestellt werden, die kommunal die täglichen Strombedarfsschwankungen ausgleichen. Ebenso sind semizentrale Lösungen darstellbar, die durch Zwischenspeicherung der Energie Windflauten oder einstrahlungsarme Zeiten in situ kompensieren. Eine detaillierte Untersuchung des Konzepts in technischer und ökonomischer Hinsicht ist erforderlich.
11. Das Potenzial dieser Nachrüstung bestehender Kraftwerke durch Dreiecksprozesse („top cycle“ und „bottom cycle“) muss erforscht werden.

Die genannten Arbeiten sollten in der nächsten Dekade ausgeführt werden. Da die Erfahrungen aus jedem Teilprojekt für die anderen Teilprojekte nutzbar sind, sollte eine zentrale Instanz die Teilprojekte koordinieren und die Erfahrungen und Ergebnisse sammeln, aufbereiten und verbreiten.

## 8 Literaturverzeichnis

---

- [1] Quickfield: simulation software for electromagnetics, heat transfer and stress analysis, [www.quickfield.com](http://www.quickfield.com).
- [2] S. Herdel: Ermittlung geeigneter Ventiltechniken für die Umsetzung eines neuartigen thermodynamischen Prozesses, Studienarbeit, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Universität Karlsruhe (TH), 2008.
- [3] A. Kühner: Konzeptentwicklung und Aufbau einer Ventilsteuerung mit Nockenwelle für einen Dampfprozess, Studienarbeit, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Universität Karlsruhe (TH), 2008.
- [4] B. P. Kliem: Grundlagen des Zweiphasen-Schraubenmotors, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Dortmund, 2005
- [5] M. K. Löffler: Flash Evaporation in Cyclones, Chem. Eng. Technol., Volume 31, Issue 7/2008, Pages 1062 - 1065.
- [6] J. Diem: Messtechnische Untersuchung an einem Dampfprozess, Studienarbeit, Institut für Technische Thermodynamik und Kältetechnik (ITTK), Universität Karlsruhe (TH), 2005.
- [7] J. Hinkeldey: Messtechnische Untersuchung an einem Dampfprozess, Studienarbeit, Institut für Technische Thermodynamik und Kältetechnik (ITTK), Universität Karlsruhe (TH), 2005.

- 
- [8] NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP), National Institute of Standards and Technology (NIST), (<http://www.nist.gov/srd/nist23.htm>).
- [9] Programm *Cool Pack*, Technical University of Denmark, Department of Mechanical Engineering (<http://www.et.web.mek.dtu.dk/Coolpack/UK/download.html>), 2010.
- [10] M. Löffler: Kreisprozess mit Flashverdampfung im Arbeitsraum eines Kolbenmotors, VGB PowerTech, 2007.
- [11] Stephan, Schaber, Stephan, Mayinger: Thermodynamik, Band 1: Einstoffsysteme, 17. Auflage, Springer.
- [12] Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieure (GVC): VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang 8. Auflage, 1997.
- [13] H.D. Baehr, K. Stephan: Wärme- und Stoffübertragung, 5. Auflage, Springer, 2006.
- [14] K.-H. Grote, J. Feldhusen: Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, 22. Auflage, 2007.
- [15] F. Schmitt: Ermittlung geeigneter Beschichtungstechniken für die Umsetzung eines neuartigen thermodynamischen Prozesses, Studienarbeit, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Universität Karlsruhe (TH), 2008.
- [16] A. Wildgen, J. Straub: The boiling mechanism in superheated free jets. In: Journal of multiphase flow, Vol. 15, No. 2, pp. 193-209, 1989.
- [17] F.C. Hooper, A.H. Abdelmessih: The flashing of liquids at higher superheats, Proc. 3<sup>rd</sup> International Conference of Heat Transfer, Chicago, IV, 44-50, August 1966.
- [18] A. Schmitt: Entwurf und Aufbau eines Messvorverstärkers für schnell veränderliche Temperatur- und Drucksignale, Studienarbeit, Elektrotechnisches Institut (ETI), Universität Karlsruhe (TH), 2008.
- [19] M. Rohmer: Wärme­kraft­ma­chine mit Flash­ver­damp­fung, Report III, 27.07.09.
- [20] E. Smole, J. Büchner, T. Tuerkucar, W. Nick, u.a.: Endbericht, Studie über KWK-Potentiale in Österreich, E-Bridge Consulting GmbH, Villach, 2005.
- [21] energytech.at: TechnologiePortrait Kraft-Wärme-Kopplung, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Wien, 2002, (<http://energytech.at/kwk/portrait.html>).
- [22] persönliche Mitteilung von Dr. Uwe Wager, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Universität Karlsruhe (TH), 2009.
- [23] Forschungsverbund Energie Niedersachsen, <http://www.fven.de/index.php?pid1=2&pid2=8>
- [24] Deutsche Energie-Agentur (dena) <http://www.thema-energie.de/energie-erzeugen/blockheizkraftwerke/technologien/verbrennungsmotoren-bhkw.html>.
- [25] T. Johann: Ermittlung geeigneter ölfreier Kolben-Zylinder-Systeme für die Umsetzung eines neuartigen thermodynamischen Prozesses, Studienarbeit, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Universität Karlsruhe (TH), 2008.
- [26] Moody's Corporate Finance, Special Comment, New Nuclear Generating Capacity, 2008 (moody's.com).

- 
- [27] Analyse der wirtschaftlichen Randbedingungen eines neuartigen thermodynamischen Prozesses, Institut für Industriebetriebslehre und Industrielle Produktion, IIP, 2010. (<http://www.iip.kit.edu/797.php>).
- [28] Thomas Große Böckmann, Hermann-Josef Wagner: „Sinkendes Grundlastband“. In: BWK, Das Energie Fachmagazin Band 62 (2010), Seite 24-26.
- [29] Janet Witt, Ruth Offermann, Martin Kaltschmitt: „Europas grüner Akku“. In: BWK, Das Energie Fachmagazin Band 62 (2010), Seite 65-68.
- [30] Wikipedia.de: Suchbegriff „Energiespeicher“, <http://de.wikipedia.org/wiki/Energiespeicher>.
- [31] Prof. Dr. Dirk Uwe Sauer: Optionen zur Speicherung elektrischer Energie in Energieversorgungssystemen mit regenerativer Stromerzeugung, Kontakt: [sr@isea.rwth-aachen.de](mailto:sr@isea.rwth-aachen.de), Jägerstrasse 17/19, 52066 Aachen, [http://www.eurosolar.de/de/images/stories/pdf/Sauer\\_Optionen\\_Speicher\\_regenerativ\\_okt06.pdf](http://www.eurosolar.de/de/images/stories/pdf/Sauer_Optionen_Speicher_regenerativ_okt06.pdf)].
- [32] Löffler, Michael: Getakteter Betrieb bei Heizsystemen mit Wärmepumpe, in: KI 8/2009, S. 34-36.
- [33] Ralf Köpke, Marlies Uken: Die Sonne als Zeitschaltuhr, in: VDI-Nachrichten v. 28. Mai 2010, Nr. 21, Seite 12.



## 9 Anhang

### 9.1 Studienarbeiten/Diplomarbeiten

1. A. Schmitt: Entwurf und Aufbau eines Messvorverstärkers für schnell veränderliche Temperatur- und Drucksignale, Studienarbeit, Elektrotechnisches Institut (ETI), Universität Karlsruhe (TH), 2008.
2. J. Diem: Messtechnische Untersuchung an einem Dampfprozess, Studienarbeit, Institut für Technische Thermodynamik und Kältetechnik (ITTK), Universität Karlsruhe (TH), 2005.
3. J. Hinkeldey: Messtechnische Untersuchung an einem Dampfprozess, Studienarbeit, Institut für Technische Thermodynamik und Kältetechnik (ITTK), Universität Karlsruhe (TH), 2005.
4. F. Schmitt: Ermittlung geeigneter Beschichtungstechniken für die Umsetzung eines neuartigen thermodynamischen Prozesses, Studienarbeit, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Universität Karlsruhe (TH), 2008.
5. S. Herdel: Ermittlung geeigneter Ventiltechniken für die Umsetzung eines neuartigen thermodynamischen Prozesses, Studienarbeit, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Universität Karlsruhe (TH), 2008.
6. A. Kühner: Konzeptentwicklung und Aufbau einer Ventilsteuerung mit Nockenwelle für einen Dampfprozess, Studienarbeit, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Universität Karlsruhe (TH), 2008.
7. T. Johann: Ermittlung geeigneter ölfreier Kolben-Zylinder-Systeme für die Umsetzung eines neuartigen thermodynamischen Prozesses, Studienarbeit, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Universität Karlsruhe (TH), 2008.
8. CFD-Simulation der schnellen Abkühlung einer Flüssigkeit und deren Einfluss auf die Wandtemperatur (ITTK), Universität Karlsruhe (TH), 2010.
9. Analyse der wirtschaftlichen Randbedingungen eines neuartigen thermodynamischen Prozesses, Institut für Industriebetriebslehre und Industrielle Produktion (IIP), Universität Karlsruhe (TH), 2010.

### 9.2 Berechnungen zur Leistung der Ölheizung

Der abgegebene Wärmestrom setzt sich aus zwei Anteilen zusammen. Zum ersten der (Nutz-) Wärmestrom an den Zyklon zum zweiten der (Verlust-) Wärmestrom an die Umgebung.

Allgemein gilt:

$$Q = kA \cdot \Delta T \quad (50)$$

Für den Wärmeleitwert  $kA$  des Wärmeübergangs von Ölheizung an den Zyklon gilt:

$$kA = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{Öl}} A_{\text{Öl}}} + \frac{1}{\alpha_a \cdot A_{\text{WÜ}}} + \frac{r_a - r_i}{\lambda_S A_{\text{m,S}}} + \frac{s_{\text{PTFE}}}{\lambda_{\text{PTFE}} \cdot A_{\text{WÜ}}} \right)^{-1} \quad (51)$$

Der Wärmeleitwert von Ölheizung zum Dampf wird wie folgt berechnet:

$$kA = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{Öl}} A_Z} + \frac{1}{\alpha_D \cdot A_Z} + \frac{s_Z}{\lambda_{\text{GG}} A_Z} \right)^{-1} \quad (52)$$

Für den Wärmeleitwert des Wärmeübergangs an die Umgebung gilt vereinfacht die Annahme eines Quaders:

$$kA = \left( \frac{s_{\text{Iso}}}{\lambda_{\text{Iso}} A_{\text{m,Iso}}} \right)^{-1} \quad (53)$$

Für den Wärmeverlust durch Wärmeleitung nach unten ergibt sich:

$$kA = \left( \frac{s_{\text{L}}}{\lambda_{\text{GG}} A_{\text{L}}} \right)^{-1} \quad (54)$$

Tabelle 29: Stoffwerte für die Berechnung der Ölheizungsleistung

	Wert	Bedeutung
$\alpha_{\text{Öl}}$	10 000 W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient zw. Kupferrohr und Edelstahl
$A_{\text{Öl}} = 2\pi \cdot r_a L$	0,004618 m <sup>2</sup>	eff. WÜ-Fläche zwischen Kupferrohr und Edelstahl
$\alpha_a$	300 000 W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient zw. Oberfläche und siedender Flüssigkeit
$A_{\text{WÜ}}$	0,0025 m <sup>2</sup>	flüssigkeitsbedeckte Zyklonoberfläche
$r_a$	35 mm	Radius der Ölheizung
$r_i$	20 mm	Zyklonradius
$\lambda_s$	14,7 W/mK	Wärmeleitfähigkeit Edelstahl
$A_{m,S} = 2\pi \cdot L \cdot \frac{r_a - r_i}{\ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right)}$	0,003537 m <sup>2</sup>	eff. WÜ-Fläche für Wärmeleitung
$s_{\text{PTFE}}$	110 µm	Beschichtungsdicke
$\lambda_{\text{PTFE}}$	0,2 W/mK	Wärmeleitfähigkeit PTFE
$L$	21 mm	Projektionslänge WÜ
$s_{\text{Iso}}$	7 cm	Dicke der Isolierung
$\lambda_{\text{Iso}}$	0,05 W/mK	Wärmeleitfähigkeit Isolierung
$A_{m,\text{Iso}}$	0,82 m <sup>2</sup>	eff. WÜ-Fläche für Verlustwärmestrom
$s_L$	0,24 m	Abstand zwischen Bodenplatte und Messstelle T <sub>7</sub>
$\lambda_{\text{GG}}$	50 W/mK	Wärmeleitfähigkeit Zylindergehäuse
$A_L$	0,005 m <sup>2</sup>	eff. WÜ-Fläche für Wärmeleitung
$A_Z$	0,0314 m <sup>2</sup>	eff. WÜ-Fläche
$\alpha_D$	21 W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient zw. Oberfläche Dampf
$s_Z$	0,02 m	Dicke der Zylinderwand

### 9.3 Dynamik Thermoelement

Die Temperatur der flüssigen Phase im Zyklon kühlt sich während der Entspannungsverdampfung stark ab (siehe Abbildung 4). Innerhalb von 50 ms wird eine Abkühlung um bis zu 100 K erwartet, die mittels geeigneter Temperaturmessstellen mit geringer Verzögerung gemessen werden muss. Hierfür kommt je ein Thermoelement pro Zyklon mit einem Durchmesser (an der Messspitze) von 0,25 mm zum Einsatz.

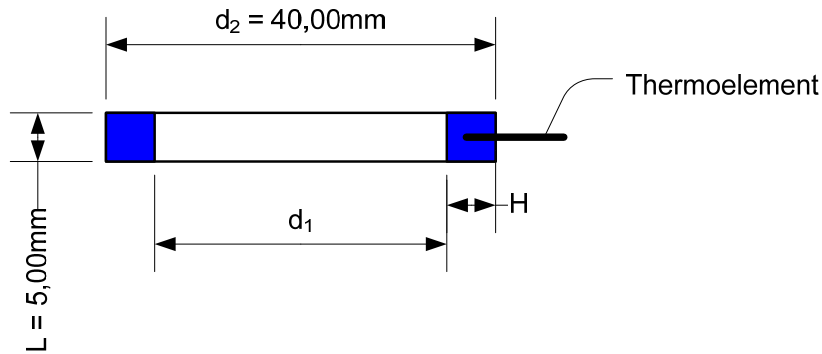


Abbildung 70: Temperaturmessstelle für flüssige Phase im Zyklon

Folgende Berechnung zeigt, mit welcher Messverzögerung auf Grund Wärmeübergang ans Thermoelement und Wärmeleitung innerhalb des Thermoelements zu rechnen ist.

Zunächst wird der Wärmeübergang ans Thermoelement betrachtet und die Oberflächentemperatur am Thermoelement berechnet (12 Abschnitt Ec 9).

Berechnung der dimensionslosen Oberflächentemperatur:

$$\theta_o(\tau) = \frac{\bar{\theta}}{1 + \frac{\text{Bi}}{\text{Nu}_t(\tau)}} \quad (55)$$

Berechnung der kalorischen Mitteltemperatur:

$$\bar{\theta}(\tau) = \exp\left(-\frac{a_v^* \tau}{\frac{1}{\text{Bi}} + \frac{1}{\text{Nu}(\tau)}}\right) \quad (56)$$

Überlagerung der Asymptoten:

$$\text{Nu}_t = \sqrt{\text{Nu}_\infty^2 - b_t^2 + (\text{Nu}_{0t} + b_t)^2}; \quad b_t = -0,2 \quad (57)$$

Langzeitasymptote:

$$\text{Nu}_\infty = \frac{a_v^* + 2 + \text{Bi}}{1 + a_v^* \frac{\text{Bi}}{m_1^2}}; \quad m_1 = 2,4048 \quad (58)$$

Kurzzeitasymptote (Momentanwert):

$$\text{Nu}_{0t} = \frac{2,3\sqrt{\pi} + 2\text{Bi}\sqrt{\tau}}{2(2,3 + \text{Bi}\sqrt{\pi\tau})} \cdot \frac{1}{\sqrt{\tau}} \quad (59)$$

Überlagerung der Asymptoten

$$\text{Nu} = \sqrt{\text{Nu}_\infty^2 - b^2 + (\text{Nu}_0 + b)^2}; \quad b = 0,2 \quad (60)$$

Kurzzeitasymptote (Mittelwert):

$$Nu_0 = \frac{\sqrt{\pi} + 10Bi\sqrt{\tau}}{1 + 5Bi\sqrt{\pi\tau}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\tau}} \quad (61)$$

Normierte Temperatur:

$$\theta = \frac{\vartheta - \vartheta_\infty}{\vartheta_A - \vartheta_\infty} \quad (62)$$

Mit den Formeln (55) bis (62) und den Stoffdaten in Tabelle 30 lässt sich die Oberflächentemperatur des Thermoelements in einer Strömung mit der Temperatur  $\vartheta_\infty$  berechnen.

*Tabelle 30: Stoffwerte für die Berechnung der Oberflächentemperatur des Thermoelements*

	Wert	Bedeutung
$Bi = \frac{\alpha_a R}{\lambda}$	7,653	Biot Zahl, Verhältnis von äußerem zu innerem Wärmeübergang
$a_V^*$	2	
$\tau = \frac{at}{R^2}$	$2,346 \cdot 10^{-2}$	Fourier-Zahl
$a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$	$3,754 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	Temperaturleitfähigkeit
$\lambda$	14,7 W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit Edelstahl
$\rho$	7800 kg/m <sup>3</sup>	Dichte von Edelstahl
$c_p$	0,502 kJ/(kgK)	Wärmekapazität von Edelstahl
R	0,125 mm	Radius des Thermoelements
t	0,0977 ms	Zeit (pro Zeitschritt; 1024 Zeitschritte pro 100 ms)
$\alpha_a$	1 158 707 W/(m <sup>2</sup> K)	äußerer Wärmeübergangskoeffizient (Berechnung nach Gleichung (67))

Der äußere Wärmeübergangskoeffizient wird nach folgendem Ansatz berechnet (12 Abschnitt Gf 1):

$$\alpha_a = \frac{Nu\lambda}{l} \quad (63)$$

$$Nu = 0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (64)$$

$$Nu_{lam} = 0,664\sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad (65)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 Re^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re^{-0,1} \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (66)$$

Tabelle 31: Stoffdaten zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten

	Wert	Bedeutung
$Re = \frac{wl}{\nu}$	1 761 624	Reynolds-Zahl
$Pr = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda}$	0,07885	Prandtl-Zahl
w	60 m/s	Strömungsgeschwindigkeit
$l = \frac{\pi}{2} d$	0,3927 mm	charakteristische Länge
d	0,25 mm	Durchmesser Thermo­element
$\nu$	$1,338 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$	Viskosität Wasser bei $\vartheta_m$
$\rho$	949,52 kg/m <sup>3</sup>	Dichte Wasser bei $\vartheta_m$
$c_p$	4,23 kJ/kgK	Wärmekapazität Wasser bei $\vartheta_m$
$\lambda$	0,6818 W/mK	Wärmeleitfähigkeit bei $\vartheta_m$
$\vartheta_m$	111,86 °C	mittlere Flüssigkeitstemperatur (siehe Kapitel 9.4)

Analog zu Kapitel 3.2.5 wird für jeden Zeitschritt die Temperatur an der Thermo­elementoberfläche berechnet. Die Temperatur  $\vartheta_A$  entspricht jeweils der Temperatur des vorangegangenen Zeitschritts (für den ersten Zeitschritt gilt:  $\vartheta_A = T_K$ , da das Thermo­element vom vorangegangenen Zyklus abgekühlt ist) und  $\vartheta_\infty$  der Wassertemperatur des aktuellen Zeitschritts.

Abbildung 71 zeigt den Temperaturverlauf der Oberfläche des Thermo­elements in der Flüssigkeitsströmung mit der in Kapitel 3.2.5 berechneten Temperatur. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Oberfläche bereits nach 0,6 ms die Temperatur der Flüssigkeit angenommen hat und dieser exakt folgt. Dies ist auf den sehr hohen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_a$  zurückzuführen.

Da die Messstelle (Löt­punkt der beiden NiCr-Ni Adern) in der Mitte des Thermo­elements liegt, muss die Wärme von der Oberfläche in dorthin geleitet werden. Je nach Wärmeleitfähigkeit der Feststoffe kommt es dabei zu einer zeitlichen Verzögerung.

Es gilt die eindimensionale Energiebilanz für den Wärmestrom von der Oberfläche zur Mitte des Thermo­elements:

$$\dot{Q} = kA(T_O - T_M) = cm \frac{dT}{dt} \quad (67)$$

nach Integration über einen Zeitschritt, bei dem sich die Temperatur  $T_M$  von  $T_{M,n-1}$  nach  $T_{M,n}$  ändert folgt:

$$T_{M,n} = T_{O,n} - (T_O - T_{M,n-1}) \exp\left(-\Delta t \frac{\text{kA}}{\text{cm}}\right) \quad (68)$$

Gleichung (68) kann jedoch nicht direkt angewandt werden, da die Kapazität  $c$  und die Masse  $m$  für jede Schicht unterschiedlich sind. Es muss also von Schicht zu Schicht gerechnet werden, wobei die Gleichungen (69) bis (72) mit den in Tabelle 32 dargestellten Stoffdaten gelten.

$$T_{St,n} = T_{O,n} - (T_{O,n} - T_{St,n-1}) \exp\left(-\Delta t \left(\frac{\text{kA}}{\text{cm}}\right)_{St}\right) \quad (69)$$

$$T_{MgO,n} = T_{St,n} - (T_{St,n} - T_{MgO,n-1}) \exp\left(-\Delta t \left(\frac{\text{kA}}{\text{cm}}\right)_{MgO}\right) \quad (70)$$

$$T_{M,n} = T_{MgO,n} - (T_{MgO,n} - T_{M,n-1}) \exp\left(-\Delta t \left(\frac{\text{kA}}{\text{cm}}\right)_{Ni}\right) \quad (71)$$

$$\frac{\text{kA}}{\text{cm}} = \frac{2\lambda \frac{r_a - r_i}{\ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right)}}{(r_a - r_i)c\rho(r_a^2 - r_i^2)} \quad (72)$$

Tabelle 32: Stoff- und geometrische Daten

	Edelstahl	MgO	Ni
$\lambda \left[ \frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$	14,7	1	91
$c_p \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$	0,502	0,9	0,444
$\rho \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	7800	3585	8908
$r_a \text{ [mm]}$	0,125	0,095	0,05
$r_i \text{ [mm]}$	0,095	0,05	-
$\Delta t \text{ [ms]}$	0,0977		

Das Ergebnis der Berechnung der Wärmeleitung von der Thermo­element­ober­fläche zu Mitte des Thermo­elements ist anhand der Temperaturverlaufs der Mit­tem­peratur  $T_M$  in Abbildung 71 dargestellt. Es zeigt sich eine Verzögerung des Temperaturmaximums von 3 ms und eine Dämpfung von 193 °C auf 185 °C.

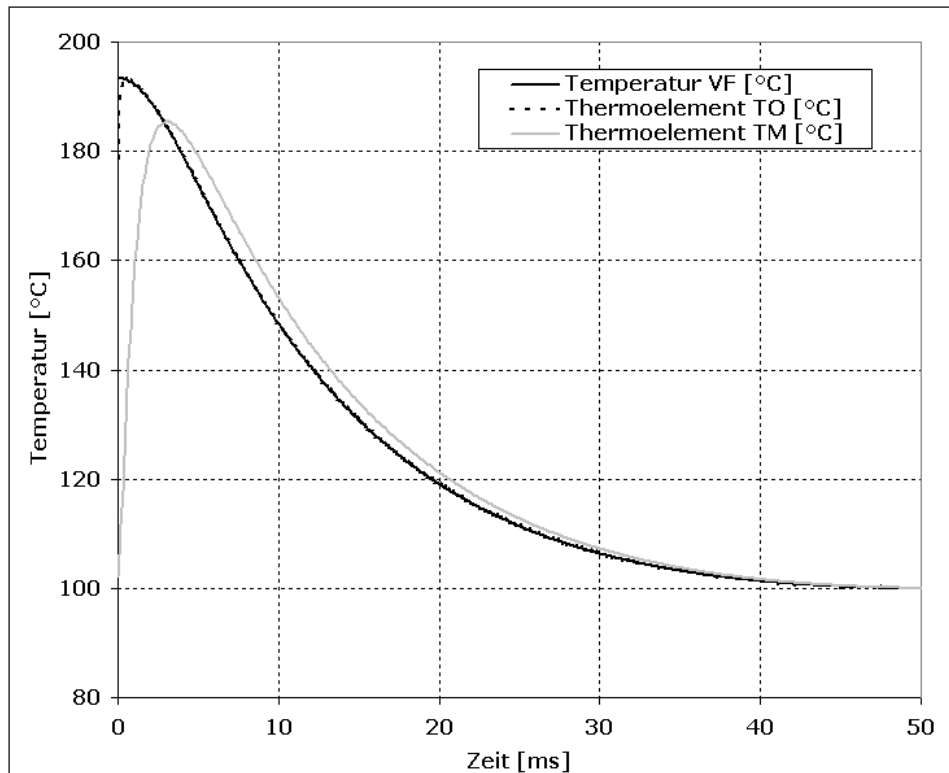


Abbildung 71: Temperaturen an der Oberfläche ( $T_O$ ) und in der Mitte ( $T_M$ ) des Thermoelements in der Flüssigkeit unter Berücksichtigung des Vorflashens

Das gezeigte Berechnungsverfahren kann auf beliebige Temperaturverläufe angewandt werden. So zeigt Abbildung 72 den Temperaturverlauf des Thermoelements ( $T_M$  und  $T_O$ ) unter Berücksichtigung des Abkühlverlauf der Flüssigkeit nach Abbildung 33 (Vorflashen und Einspritzverzögerung am OT). Die Dynamik des Thermoelements für diesen realistischen Fall ist deutlich besser im Vergleich zu Abbildung 71, da zu Beginn kein sprunghafter Anstieg der Flüssigkeitstemperatur stattfindet, dem das Thermoelement nicht folgen kann.



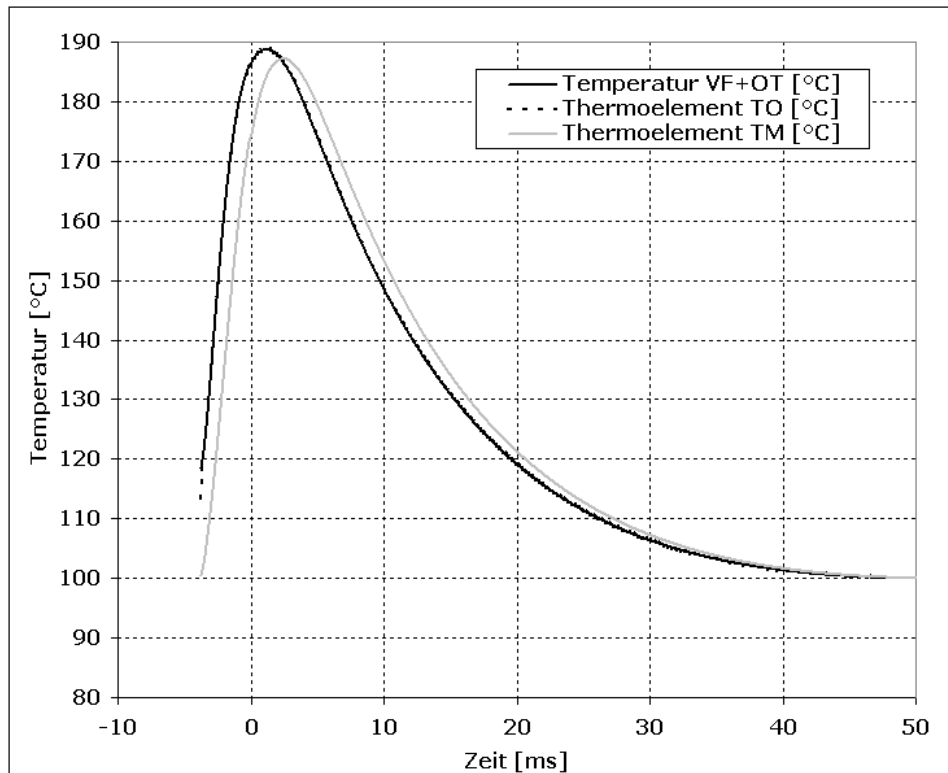


Abbildung 72: Temperaturen an der Oberfläche ( $T_O$ ) und in der Mitte ( $T_M$ ) des Thermoelements in der Flüssigkeit unter Berücksichtigung des Vorflashens und der Einspritzverzögerung am OT

Aus den Berechnungen folgt, dass die Dynamik des Thermoelements hoch genug ist, um dem Verlauf der Flüssigkeitsabkühlung beim Flashvorgang zu folgen. Es wird jedoch keine Aussage darüber getroffen, ob die Temperatur der Flüssigkeit an der Messspitze tatsächlich der Gleichgewichtstemperatur zum gemessenen Druck entspricht.

#### 9.4 Fourieranalyse des Temperaturverlaufs

Der in Abbildung 4 dargestellte Temperaturverlauf lässt sich mit Hilfe einer Fourieranalyse weiter charakterisieren. Hierfür wurde der Temperaturverlauf an  $2^n$  ( $n=10$ ) Zeitschritten berechnet (vgl. Kapitel 3.2.5) und anschließend mit Hilfe von MS Excel 2003 (Analysefunktionen) eine Fourieranalyse durchgeführt. Diese liefert  $2^{n-1}$  komplexe Zahlen, welche in die Polarkoordinaten Betrag ( $r$ ) und Argument ( $\varphi$ ) zerlegt werden. Zu jeder Polarkoordinate gehört eine Frequenz, die sich aus der  $n$ -fachen Drehzahl berechnet. Zu jeder Frequenz wird eine Kosinus-Funktion  $r \cdot \cos(2\pi f t + \varphi_{FFT})$  berechnet; aus der Summer aller Funktionen ergibt sich wieder der Temperaturverlauf. In Tabelle 33 sind die Zahlenwerte der ersten 6 Funktionen dargestellt, welche über der Zeit aufgetragen den in Abbildung 73 dargestellten Verlauf zeigen.

Tabelle 33: Auszug aus der Wertetabelle zur Berechnung der Kosinus-Funktionen

Nummer	Betrag $r$ [°C]	Argument $\varphi_{FFT}$ [rad]	Frequenz $f$
0.	112,11	0	0
1.	21,15	-0,590	10
2.	15,03	-1,006	20
3.	10,69	-1,192	30
4.	8,27	-1,303	40
5.	6,61	-1,372	50
...			...
512.	0,09	0	5120

Den Beitrag 0. Ordnung, der keine Abhängigkeit der Zeit aufweist, wird Gleichanteil genannt und kann als Mittelwert des Temperaturverlaufs interpretiert werden. Dieser Wert (112,11 °C) spielt vor allem bei der Berechnung der stationären Wärmeübertragung eine wichtige Rolle.

Der Frequenzgang der Fourieranalyse ist in Abbildung 74 dargestellt. Mit steigender Frequenz nehmen die Beträge ab.

Mit Hilfe der einzelnen Kosinusfunktionen kann die instationäre Wärmeleitung bei periodischer Änderung des Umgebungszustands berechnet werden (siehe Kapitel 3.4 und 12 Abschnitt Ec)

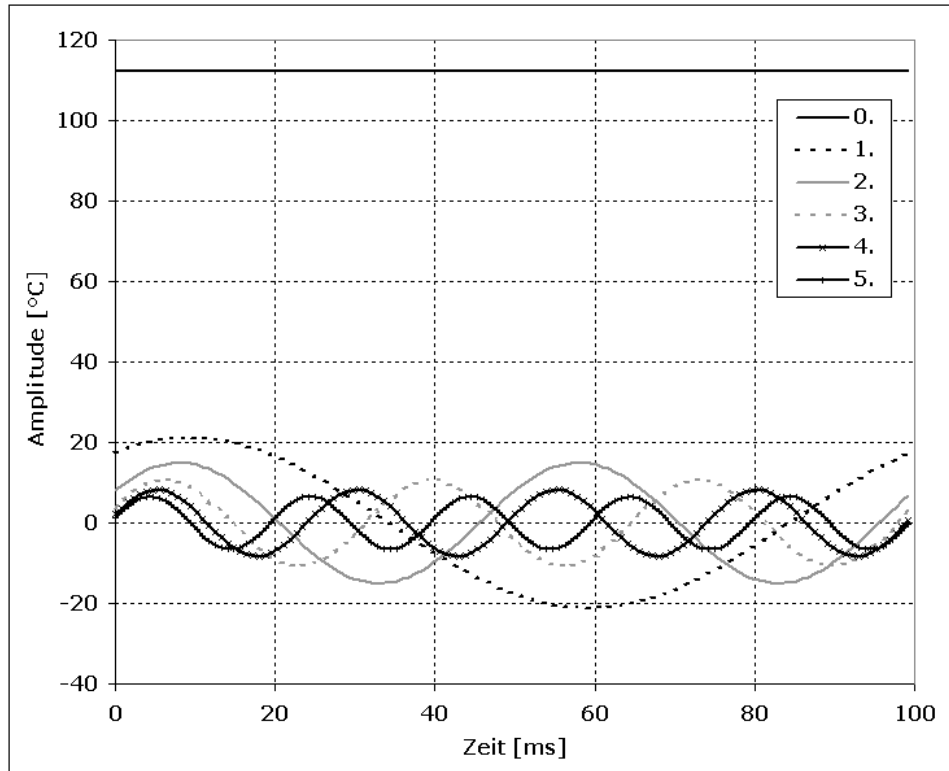


Abbildung 73: Amplitudengang der ersten 6 Anteile der Fourieranalyse

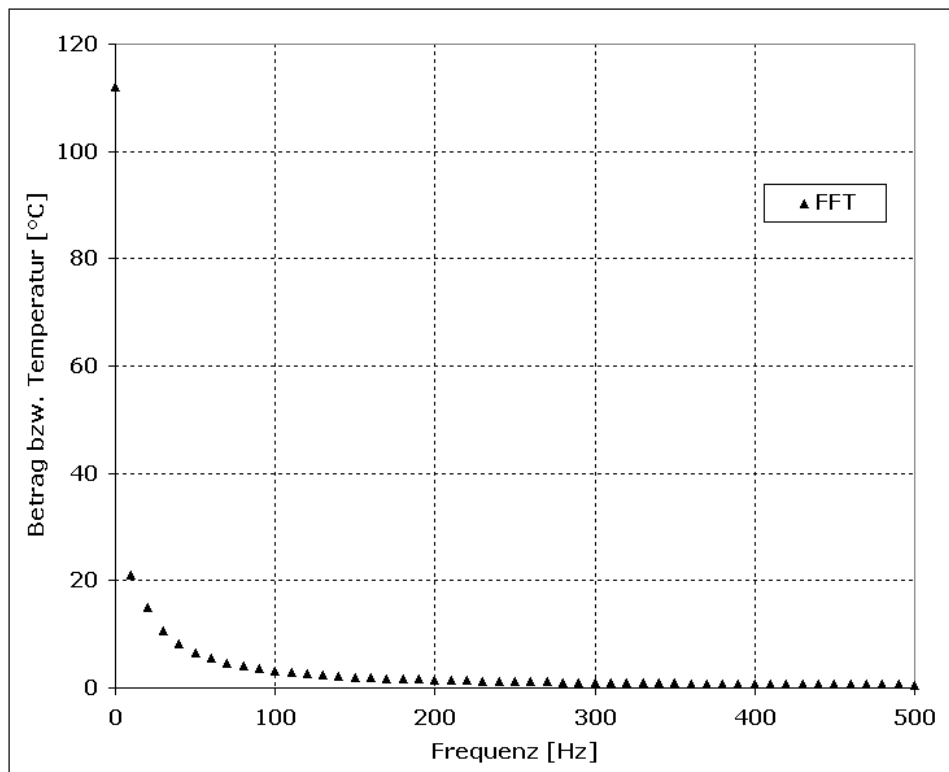


Abbildung 74: Frequenzgang der Fourieranalyse des Temperaturverlaufs (Ausschnitt)