

G. A. Röders GmbH & Co. KG

Soltau



G. A. Röders
Formvollendet

Institut für Füge- und Schweißtechnik

Abteilung Leichtmetall-Druckguss

Technische Universität Braunschweig



Abschlussbericht

Optimierung der Energiebilanz

beim Aluminium-Druckguss



Entwicklungsprojekt
gefördert unter dem **Az: 22197**
Deutsche Bundesstiftung Umwelt

Dipl.-Ing. G.Röders

Dipl.-Ing. (FH) C. Indorf

Prof.Dr.-Ing. K.Dilger

Dr.-Ing. H.Pries

Dipl.-Ing. U. Anders

September 2006

Inhaltsverzeichnis

ABBILDUNGSVERZEICHNIS	2
TABELLENVERZEICHNIS	4
VERZEICHNIS VON BEGRIFFEN, ABKÜRZUNGEN UND DEFINITIONEN	5
1 EINLEITUNG.....	7
2 HAUPTTEIL	11
2.1 Ermittlung des Energieverbrauches im Produktionsbetrieb	11
2.2 Ermittlung der systemspezifischen Energieverluste.....	15
2.3 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung von Öfen- und Gießrinnenkonzepte	18
2.4 Laborversuche an Gießformmodellen	22
2.4.1 Variation des Durchmessers.....	25
2.4.2 Konstruktion des Steigbohrungsversuchstandes	30
2.4.3 Variation der Einsätze.....	36
3 PRAXISTEST	40
3.1 Simulation.....	41
3.2 Produktionsbetrieb	43
3.3 Gießversuche mit den Trennstoffen	46
4 FAZIT	51
4.1 Zusammenfassung.....	51
4.2 Weiterführende Forschungsansätze.....	55
4.3 Erfolgte und geplante Veröffentlichungen	56
5 UNTERSCHRIFTEN.....	57
6 LITERATURVERZEICHNIS	58
7 ANHANG.....	61

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Energieflüsse beim Aluminium-Druckgießen.....	8
Abbildung 2: Aufteilung auf die Anlagen- und Peripheriegeräte (E 53 B).....	13
Abbildung 3: Übersicht unterschiedlicher Anlagen im Produktionsbetrieb, angeordnet nach steigender Schließkraft.....	14
Abbildung 4: Energieaufteilung auf die Anlagen und Peripheriegeräte (ifs)	15
Abbildung 5: Energiebilanz des Gießprozesses (ifs).....	17
Abbildung 6: Thermografieaufnahme eines Dosierofens mit geöffneter Klappe.....	20
Abbildung 7: Thermografieaufnahme einer metallischen Gießrinne.....	21
Abbildung 8: Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit vom Durchmesser	26
Abbildung 9: Temperatursimulationsbild der Versuchskörper 10 sec.....	26
Abbildung 10: Abhängigkeit zwischen Durchflussmenge und Druck in Korrelation zum Durchmesser	27
Abbildung 11: Mindestdurchflussmenge für turbulente Strömung in Abhängigkeit des Bohrungsdurchmessers, Transtherm 617 bei 140°C	28
Abbildung 12: Temperaturabhängige Mindestdurchflussmenge für turbulente Strömung in Abhängigkeit des Bohrungsdurchmessers, Transtherm 617	28
Abbildung 13: Leitungsverluste zwischen Temperiergerät und Form	30
Abbildung 14: Versuchskörper der Steigbohrungsversuche	31
Abbildung 15: Versuchsaufbau der Steigbohrungsversuche.....	32
Abbildung 16: Thermografiebild der Erwärmung beim Verteilrohr, nach 90 sec.....	32
Abbildung 17: Temperaturverlauf am Kopf der Steigbohrung	33
Abbildung 18: Temperaturverlauf in der Mitte der Steigbohrung	33
Abbildung 19: Durchflussmenge unterschiedlicher Einschübe.....	34
Abbildung 20: Druck unterschiedlicher Einschübe	34
Abbildung 21: Schematischer Einbau des Jet-Cooling in einem Kern (Fa. Lethiguel) .	35
Abbildung 22: Temperaturreduzierung durch Jet-Cooling (Fa. Honsel)	36
Abbildung 23: Schematischer Versuchsaufbau ohne Thermografiekamera.....	37
Abbildung 24: Temperaturdifferenzen zwischen Einschub und Bohrung ohne Einschub	38
Abbildung 25: Bewegliche Formhälfte des Motorträgers.....	40
Abbildung 26: Temperaturverteilung der Festen Formhälfte für einen Durchfluss von 10 l/min (links: ohne Isolation; rechts: mit Isolation).....	42
Abbildung 27: Temperaturverteilung der Festen Formhälfte für einen Durchfluss von 25 l/min (links: ohne Isolation; rechts: mit Isolation).....	42

Abbildung 28: Versuchsaufbau für den Praxistest (mit Isolation)	44
Abbildung 29: Thermographie beim Praxistest (links ohne, rechts mit Isolierung)	45
Abbildung 30: Temperaturverlauf während der Aufwärmung	45
Abbildung 31: Wärmebilder der Gießversuche	48

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Dokumentationsparameter der Laborversuche	25
Tabelle 2: Daten der Versuchskörper	25
Tabelle 3: Daten des Versuchskörpers mit Einschüben.....	37
Tabelle 4: Übersicht der ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten α bei 85°C	39
Tabelle 5: Leistungsdaten der Wärmeisolationsplatten.....	41
Tabelle 6: Parameter der Gießversuche	47
Tabelle 7 Übersicht der Bauteiluntersuchungen	50

Verzeichnis von Begriffen, Abkürzungen und Definitionen

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
A	Strahlfläche	m^2
A_s	Spannungsquerschnitt	m^2
c	Lichtgeschwindigkeit	ms^{-1}
c_1	1. Plancksche Konstante	Wm^2
c_2	2. Plancksche Konstante	Km
d	Durchmesser	m
d_0	Bezugsübertragungsstrecke	m
D	Dicke	m
e	Extinktionsgrad	-
F	Kraft	N
G	Gewichtskraft	N
h	Plancksches Wirkungsquantum	Js
i	Anzahl der Zeilen	-
I	elektrischer Strom	A
j	Anzahl der Spalten	-
L_λ	spektrale Strahldichte	Wm^{-3}
m	Masse	kg
M	spezifische Ausstrahlung	Wm^{-2}
n	Anzahl der Lösungsvarianten	-
N	Nutzwert	-
p	Druck	bar
Q	elektrische Ladung	C
R	elektrischer Widerstand	Ω
R_m	Zugfestigkeit	Nmm^{-2}
t	Zeit	s
T	Temperatur	K
x	Länge	m
U	elektrische Spannung	V
W	Energie	J

Zusammenfassung

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens sind detaillierte Punkte zur Optimierung der Energiebilanz des Druckgießprozesses von Aluminium erarbeitet worden. Neben der Gesamtbetrachtung des Systems „Druckgießanlage“ war die Reduzierung des Energiebedarfs der Formtemperierung ein wesentlicher Schwerpunkt der experimentellen und theoretischen Arbeiten.

Die experimentell und rechnerisch ermittelten spezifischen Energieverluste einer Gießzelle betragen bis zu 39 KWh. Die zur Berechnung notwendigen Rechenschritte sind in eine Excel-Tabelle anwenderfreundlich eingearbeitet worden. In Laborversuchen wurden an Modellen verschiedene Ansätze zur Beeinflussung des Wärmeüberganges in Temperierungsbohrungen erfolgreich entwickelt und getestet. Diese Ergebnisse sind insbesondere für die Konstruktion von neuen Formen wichtig und werden in Form von Leitlinien in ein Merkblatt des VDG einfließen. Im Praxistest wurden die wichtigsten Ansatzpunkte zur Reduzierung des Energiebedarfs im Bereich der Form über eine Simulation und Gießversuche verifiziert:

- In einer Simulation konnte bei strömungstechnisch optimierter Auslegung der Temperierbohrungen ein Einsparpotential von 2,3 KWh nachgewiesen werden.
- Durch den Einbau von Isolationsplatten konnten Einsparpotentiale von 5,5 KWh bei einer Leistungsaufnahme von insgesamt 73,5 KWh erreicht werden.
- Der optimierte Einsatz von Trennstoffen führt zu einem Einsparpotential von 4 KWh bei einer guten Gussqualität und einer Produktivitätssteigerung.
- Am Beispiel von 5 Gießzellen des Antragstellers ist das mögliche Einsparpotential mit 15% bis 20% bei zusätzlicher Produktivitätssteigerung beziffert worden.

Diese Ergebnisse sind in vielen Punkten schnell und ohne große Probleme in die gießtechnische Praxis umsetzbar. Dazu gehören insbesondere der Einsatz von Isolationsplatten und ein optimierter Einsatz von Trennstoffen. Eine Verifizierung der Ergebnisse im Langzeittest in der Gießerei des Antragstellers ist geplant und soll nachfolgend im Fachausschuss Druckguss des VDG vorgestellt werden.

Bei der Bearbeitung des Forschungsvorhabens ergaben sich im Bereich des Kreislaufmaterials interessante Ansätze zur Energieeinsparung in der Gießereipraxis.

Gefördert wurde der Antragsteller G. A. Röders GmbH & Co. KG und der Kooperationspartner Technische Universität Braunschweig, Institut für Füge- und Schweißtechnik, von der Deutschen Bundesumweltstiftung unter dem Aktenzeichen 22197.

1 Einleitung

Das Druckgießverfahren wurde um 1910 in den USA eingeführt und wenig später in Deutschland übernommen. Bei diesem Verfahren werden flüssige NE-Metalle unter hohem Druck in Stahlformen zu endkonturnahen Bauteilen abgegossen. Die gehärteten Stahlformen lassen die Fertigung großer Stückzahlen mit hoher geometrischer Genauigkeit zu. Das Druckgießverfahren hat sich daher besonders in der Automobilindustrie zu einem Standardverfahren zur Herstellung komplexer, dreidimensionaler Bauteile entwickelt. In der deutschen Metallgussproduktion wurden z.B. im Jahr 2004 715.725 t Aluminium davon 400.679 t Aluminiumdruckguss (Quelle GDM) hergestellt und die Tendenz ist nach wie vor steigend. Mit zunehmenden Anwendungsgebieten und Stückzahlen steigt die Bedeutung der Umweltverträglichkeit dieses Verfahrens, da der Druckgießprozess selbst durch einen hohen Energiebedarf gekennzeichnet ist. In der Gießerei des Antragstellers wurden zum Beispiel im Jahr 2005 581 t Aluminium verarbeitet und dafür insgesamt 2.833.344 kWh verbraucht. Nicht enthalten in dieser Mengenbilanz ist die Verarbeitung des Rücklaufmaterials zu Aluminiumblöcken, die dann erneut beim Gießprozess aufgeschmolzen werden.

■ Insgesamt beliefen sich die Energiekosten
auf **0,86€ pro kg** verarbeitetes Aluminium

Die Wettbewerbsfähigkeit der deutschen Druckgussindustrie ist daher eng mit den hohen Energiepreisen gekoppelt.

Diese Energie wird im Wesentlichen zum Erwärmen und Schmelzen des Aluminiums, für die Druckgießmaschine mit den Peripheriegeräten und für die Formtemperierung benötigt. Die Wärmebilanz des Gesamtprozesses ist dabei durch hohe Energieverluste gekennzeichnet. In der Abbildung 1 sind die Energieflüsse in der Druckgießanlage im Überblick dargestellt. Die eingesetzte Energie wird im Gießprozess in Wärme- oder Bewegungsenergie umgewandelt. Innerhalb der Anlage, die durch die graue Fläche mit der gestrichelten Systemgrenze dargestellt ist, fließen weitere Energieströme, z.B. in Form der flüssigen Aluminiumschmelze zwischen Ofen und Druckgießform. Weiterhin wird die Form durch die Temperiergeräte auf einem bestimmten Temperaturniveau gehalten und unter Umständen in Teilbereichen durch eine Kühlung in der Temperatur verringert. Die Wärmeabfuhr erfolgt durch die Entnahme des erstarrten, aber noch warmen Gussteils, über die Formtemperierung durch die Temperiermedien und durch die Wärmeabstrahlung der Druckgießform an die umgebende Luft und an

Druckgießformen sind in [Spe02] untersucht worden und geben Hinweise zum möglichen Einsatz von Wärmeleitrohren in Druckgießformen. In einer aktuellen Studie sind die Energiebilanzen von Schmelzöfen unterschiedlicher Bauart untersucht und Einsparpotentiale aufgezeigt worden [BLU05]. Eine Übersicht von Energieverlustquellen im Stoffkreislauf des Aluminiums gibt [Pre05]. Aus dieser Studie geht außerdem eine zunehmende Sensibilisierung im Umgang mit den Energieressourcen hervor.

Forschungsziel

Die Zielsetzung dieses Forschungsvorhabens ist eine Verminderung des Energiebedarfs bei der Herstellung von Aluminium-Druckgussteilen durch eine Optimierung der Energiebilanz der technischen Anlagen und Prozesse. Neben der Gesamtbetrachtung des Systems „Druckgießanlage“ war die Optimierung des Energiebedarfs der Formtemperierung ein wesentlicher Schwerpunkt der experimentellen und theoretischen Arbeiten. Dabei sollten im Einzelnen folgende Teilziele realisiert werden:

- Erstellung der Energiebilanz einer Druckgießanlage im Ist-Zustand
- Entwicklung einer Formtemperierung in Hinblick auf einen energiesparenden Druckgießprozess
- Wirtschaftlichkeitsbetrachtung innovativer Systeme für Öfen und Antrieb
- Anwenderfreundliche Umsetzung der Ergebnisse in kmU's über den VDG (Verein Deutscher Gießereifachleute)

Zur Erreichung des Forschungsziels sind die im Folgenden beschriebenen Arbeitsschritte durchgeführt worden:

Ermittlung des Energieverbrauches im Produktionsbetrieb

Zur Erarbeitung einer Energiebilanz des Druckgieß-Prozesses wurde im ersten Schritt der Energieverbrauch von Anlage im Produktionsbetrieb beim Antragsteller und nachfolgend beim Kooperationspartner erfasst.

Ermittlung der systemspezifischen Energieverluste

Parallel zu der Ermittlung des Energieverbrauches im Produktionsbetrieb wurden die systemspezifischen Energieverluste durch Konvektion, Konduktion oder Wärmestrahlung an der Druckgießanlage des ifs erfasst. Aus den Untersuchungsergebnissen konnten Ansatzpunkte für Optimierungsmaßnahmen aufgezeigt werden.

Wirtschaftlichkeitsbetrachtung Öfen- / Gießrinnenkonzepte / elektrische Antriebe

In einer Wirtschaftlichkeitsanalyse neuer Öfen- und Gießrinnen wurden Schöpf- bzw. Tiegelöfen und Dosieröfen älterer und neuerer Bauart in ihrem Energieverbrauch beurteilt. Für den Bereich der Gießrinnen sollten die unterschiedlichen Konzepte (Stahl, Keramik) auf ihren Wirkungsgrad überprüft werden. Da sich beim Antragsteller zwischenzeitlich keramische Gießrinnen aufgrund ihrer besseren Wärmebilanz und einer für den Gießprozess wichtigen Vermeidung der Oxidhautbildung durchgesetzt haben, wurde dieser Arbeitspunkt auf den theoretischen Vergleich Stahl / Keramik reduziert.

Laborversuche an Gießformmodellen

Um eine Optimierung des Energiebedarfs der Formtemperierung der jetzigen Systeme zu erreichen, wurden Grundlagen der Strömungs- und Wärmelehre in Verbindung mit den sich aus der Praxis ergebenden Anforderungen korreliert. Die Wirksamkeit veränderter Geometrien im Wärme-Stoff-Übergang wurde experimentell untersucht. Die geplanten Untersuchungen zum Einsatz von Heizleitern statt Temperieröl wurden nicht durchgeführt, da in Diskussionen mit dem projektbegleitenden Ausschuss deren Einsatz als nicht sinnvoll erachtet worden ist. Insbesondere müssen beim Einbau zusätzliche Stromkabel in bereits begrenzten Bauräumen untergebracht werden und der einwandfreie Wärmeübergang zur Form hat sich in Vorversuchen als kritisch erwiesen.

Praxistest

Eine Verifizierung der umsetzbaren Optimierungsmaßnahmen erfolgte im ersten Schritt in Simulationen und nachfolgend im Gießbetrieb. Dazu wurden vergleichende Untersuchungen des Ist-Zustands und nach der Optimierung durchgeführt, um das Energieeinsparpotential zu belegen. Außerdem waren Gießversuchen mit trockenen Trennstoffen, die im Gießprozess der Form keine Wärme entziehen, vorgesehen. Dieser Arbeitspunkt wurde dahingehend erweitert, dass auch ölbasierte und gasförmige Trennstoffe in das Untersuchungsprogramm aufgenommen wurden.

Erstellung von Leitlinien

In Zusammenarbeit mit dem VDG sollen die erarbeiteten Ergebnisse in das zurückgezogene und neu zu konzipierende VDG-Merkblatt M 81 übernommen werden.

2 Hauptteil

2.1 Ermittlung des Energieverbrauches im Produktionsbetrieb

Zur Erarbeitung einer Energiebilanz des Druckgieß-Prozesses wurde der Energieverbrauch von insgesamt sechs Anlagen mit unterschiedlichen Schließkräften im Produktionsbetrieb erfasst:

- Bühler H 400 SC1 (Schließkraft 4.000 kN), Standort ifs Braunschweig,
- Frech 125 (Schließkraft 1.250 kN), Standort Fa. Röders Soltau
- Frech 125 (Schließkraft 1.250 kN), Standort Fa. Röders Soltau
- Bühler 250 (Schließkraft 2.450 kN), Standort Fa. Röders Soltau
- Frech 330 (Schließkraft 3.300 kN), Standort Fa. Röders Soltau
- Bühler 530 (Schließkraft 5.250 kN), Standort Fa. Röders Soltau

Die für eine Energiebilanz relevanten Verbrauchswerte wurden produktionsbegleitend mit geeigneten Messinstrumenten aufgezeichnet:

Schmelzofen

Im Schmelzofen wird die für den Gießprozess benötigte Aluminiumschmelze aus angeliefertem Massel- und Rücklaufmaterial erschmolzen. Dieser Prozessschritt zeichnet sich durch einen hohen Energiebedarf aus, der in Abhängigkeit des Ofenkonzeptes zwischen 50% und 80% des gesamten Energieverbrauches einer Gießerei liegt. In der Praxis werden die Schmelzöfen in zwei unterschiedlichen Varianten betrieben. In Gießereien mit einem hohen Aluminiumbedarf wird das Material in einem Schmelzofen mit großen Fassungsvermögen erschmolzen und mit Transportkokillen zu den einzelnen Gießzellen gebracht. Alternativ werden bei kleineren Aluminiummengen Schmelzöfen in Form von Tiegeln direkt neben der Anlage eingesetzt. Im Dosierofen wird die flüssige Aluminiumschmelze zwischengelagert und der Druckgießanlage zeitgerecht zugeführt. In der vorliegenden experimentellen Ermittlung des Energieverbrauches wurden ausschließlich Tiegelöfen oder, wie am ifs, ein Dosierofen mit verstärkter Heizleistung erfasst. Diese Ergebnisse werden bei der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung, Kapitel 3.3, näher diskutiert.

Formtemperierung

Die Formtemperierung wird am Anfang des Prozesses benötigt, um die Gießform auf eine bestimmte Anfangstemperatur für den reibungslosen Zyklusablauf zu bringen. Während der Produktion werden die Gießformhälften in einem bestimmten Temperaturprozessfenster gehalten. Damit wird gewährleistet, dass sich die Aluminiumschmelze, die legierungsabhängig ein Erstarrungsintervall vom 30-50°C aufweist, im gesamten Formhohlraum (Kavität) verteilen kann und anschließend zielgerichtet erstarrt. Das Temperiergerät besteht aus einem Wärmetauscher und einer Pumpe, die das aufgewärmte Temperieröl durch die Form bzw. Formeinsätze zur Einstellung des benötigten Temperaturfensters fördert. Dies geschieht über Verbindungsschläuche, die erfahrungsgemäß hohe Wärmeverluste aufweisen. Bei der nachfolgenden Erfassung der systemspezifischen Energieverluste wurde dieser Punkt berücksichtigt. Auch hier kamen Stromzähler zum Einsatz. Die geförderten Mengen an Temperieröl wurden mit Durchflussmessgeräten erfasst und bei den Wärmeverlusten, Kapitel 3.2, quantifiziert.

Kühlgeräte

Die Kühlgeräte in einer Druckgießzelle haben mehrere Funktionen. Sie kühlen bei hohen Temperaturbelastungen das Hydrauliköl der Druckgießanlage, mit der die mechanischen Bewegungen von Form, Zylinder, Aufwerfer, Gießkolben etc. gesteuert werden. Außerdem werden über einen gesonderten Kühlkreislauf der Gießkolben und gegebenenfalls die Formhälften lokal gekühlt. Die Kühlgeräte arbeiten als geschlossene Systeme über Wärmetauscher und verbrauchen elektrische Energie zur Umwälzung des Kühlmediums und dessen Rückkühlung. In der Gießerei des Antragstellers werden keine Kühlgeräte an den einzelnen Gießzellen eingesetzt, sondern es wird eine zentrale Wasserkühlung verwendet. Insofern ist der Stromverbrauch nur am ifs erfasst worden.

Druckgießanlage

Die Druckgießanlage selbst benötigt zur Steuerung der einzelnen Komponenten und für den Hydraulikantrieb elektrische Energie, die insgesamt und nicht funktionsbezogen erfasst wurde. Weitergehende Aussagen finden sich im nachfolgenden Kapitel.

Kompressor

Der Kompressor stellt dem Gesamtsystem die nötige Druckluft zur Verfügung. Sie wird im Wesentlichen für die Dosierung des flüssigen Aluminiums bei der Verwendung von Dosieröfen (ifs) und zum Aufsprühen des Trennstoffwassergemisches benötigt. Auch hier wurde der elektrische Verbrauch erfasst.

Die Kennwertaufnahmen erfolgten während des Produktionsbetriebes über einen Zeitraum von 4 Stunden, um Produktionsschwankungen auszugleichen, und wurden anschließend auf eine Stunde normiert: Im Folgenden sind die gemessenen Werte zur übersichtlicheren Darstellung und für die vergleichende Diskussion als Diagramme dargestellt.

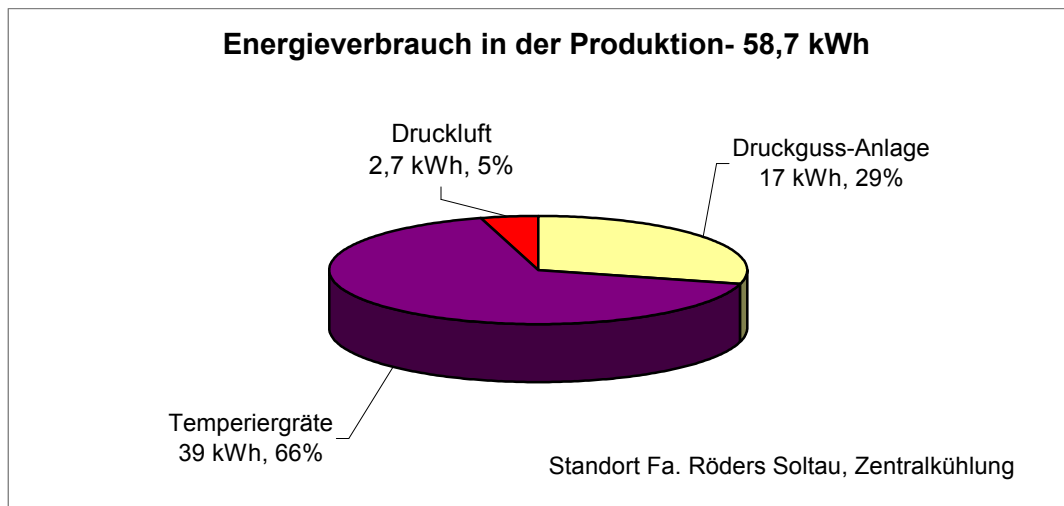


Abbildung 2: Aufteilung auf die Anlagen- und Peripheriegeräte (E 53 B)

Die Untersuchungen an der Bühler Evolution 53 B, ein Gerät neuester Bauart, zeigen, dass mehr als 50% der für den Gießprozess notwendigen Energie von den Temperiergeräten benötigt wird. Auffällig ist die geringe Stromaufnahme der Druckgussmaschine. Dieser Wert scheint gering, wenn man die maximale Antriebsleistung der Anlage von 30 kWh zu Grunde legt. Es ist aber zu beachten, dass die maximale Leistung der Druckgussmaschine in einem Gießzyklus immer nur kurzzeitig bei dem Aufeinanderpressen der Formhälften und nach dem Beschleunigen des Gießkolbens zum Aufbau des notwendigen Hydraulikdrucks benötigt wird.

Auch die Übersicht der Anlagen in Produktionsbetrieb des Antragstellers, Abbildung 3 zeigt den hohen Verbrauch der Temperiergeräte im Verhältnis zum Energiebedarf der Druckgießmaschinen. Allerdings geht aus dieser statistischen Erfassung auch deutlich

der geringere Energieverbrauch der neuen Anlagen (Frech330, Bühler E 53B) hervor, da normalerweise mit zunehmender Schließkraft der Energiebedarf steigt. Die geringere Leistungsaufnahme bei der Bühler E 53B wird z. B. durch die Verwendung eines optimierten Pumpenkonzeptes erreicht. Hierbei wird nicht wie bei den alten Anlagen mit einer konstanten Pumpleistung für das Hydrauliköl gearbeitet, die bei geringer Auslastung über Drosseln in der Tank geleitet wird, sondern mit einer kleinen Konstantpumpe zur Grundversorgung und einer Verstellpumpe mit variabler Pumpleistung.

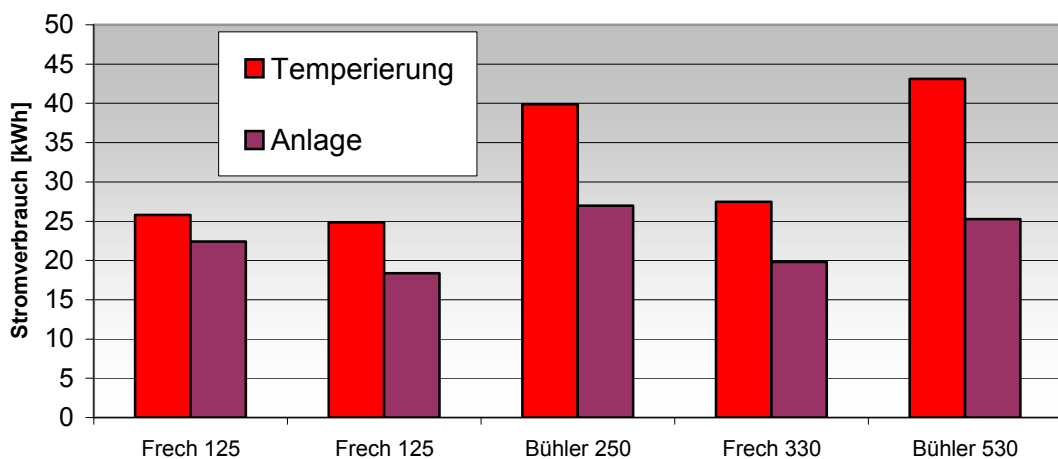


Abbildung 3: Übersicht unterschiedlicher Anlagen im Produktionsbetrieb, angeordnet nach steigender Schließkraft

Die unterschiedliche Leistungsaufnahme der Temperierungen ist abhängig von der Formgröße, der konstruktiven Gestaltung der Temperierung, der Bauteilgeometrie, der Lage des Bauteils in der Form, des Trennstoffauftrages sowie den Gießparametern. Daher ergeben sich die unterschiedlichen Verbrauchsdifferenzen der Temperierung in Abbildung 3.

Im Gesamtsystem der Temperierung liegt ein deutliches Energieeinsparungspotential vor. Beim Kooperationspartner wurde z.B. im Rahmen eines BMBF-Vorhabens zum integrierten Umweltschutz [And03] die Trennstoffapplikation über die Entwicklung eines Sprühkopfprototypen optimiert. Durch eine wesentlich geringere Trennstoffmenge wird der Form weniger Wärme entzogen und somit die notwendige Wärmemenge, die durch das Temperiersystem nachgeführt werden muss, reduziert. Die dadurch erreichte Energiereduzierung von 39 kWh (Abbildung 2) auf 9 kWh bei vergleichbaren

Schussgewichten ist bei der nachfolgenden Aufteilung der Energieverbräuche in der Forschungsgießerei am ifs deutlich zu sehen.

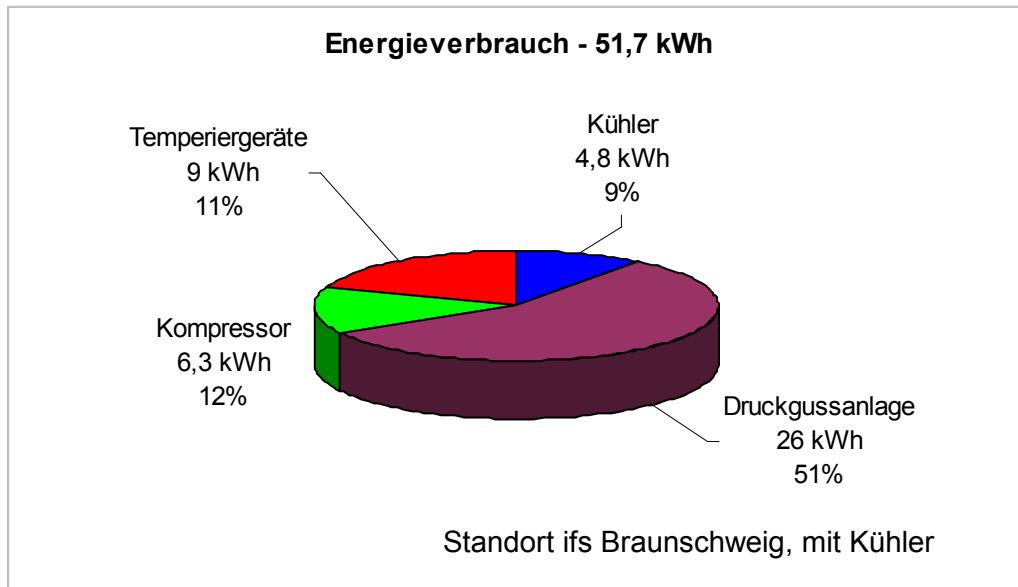


Abbildung 4: Energieaufteilung auf die Anlagen und Peripheriegeräte (ifs)

2.2 Ermittlung der systemspezifischen Energieverluste

Parallel zu der Ermittlung des Energieverbrauches im Produktionsbetrieb wurde eine Ermittlung der systemspezifischen Energieverluste an der Druckgießanlage des ifs durchgeführt.

Die Verluste entstehen durch Konvektion, Konduktion oder Wärmestrahlung. Da diese Größen nicht direkt experimentell zu erfassen sind, wurden sie rechnerisch ermittelt, wobei die benötigten Kenwerte wie Temperatur, Temperaturdifferenzen, Durchflussmengen, Flächen und Massen experimentell gemessen und die Stoffkonstanten aus dem VDI-Wärmeatlas entnommen wurden.

Für die Messungen der Temperaturen wurden Thermoelemente und eine Thermografiekamera mit der Typenbezeichnung JADE III MWIR[®] des französischen Herstellers CEDIP Infrared Systems[®] eingesetzt. Für die Ermittlung der Energieverluste wurden Gießversuche auf der Bühler H 400 SC1 mit einer Wärmetauscher-Halbschalenform durchgeführt. Dazu wurden alle Kühlkreisläufe jeweils mit einem Volumenstromzähler ausgestattet und zugehörige Temperaturmesspunkte definiert, an denen in regelmäßigen Zeitabständen die Temperatur des Kühlwassers gemessen wurde. Für das Temperiergerät wurde sowohl die Temperatur des zur Gussform strömenden als

auch des rückströmenden Öls ermittelt. Zudem wurden die vom Aggregat mit Wasser versorgten Kühlkreisläufe des Gießkolbens, der Gießkammer und der Anlagenhydraulik mit Volumenstromzählern ausgestattet, wobei dieser Zähler in die gemeinsame Rückleitung von Gießkammer und Gießkolben integriert wurde. Von dem dort gemessenen Wert muss also bei der Auswertung der Kühlwasserverbrauch des Kolbens abgezogen werden, um den Durchfluss durch die Kammer zu erhalten.

Zur Temperaturerfassung des Kühlwassers wurden Messpunkte so definiert, dass die Erfassung der Kühlwassertemperatur vor Eintritt in die zu kühlenden Baugruppen und nach Verlassen dieser Baugruppen erfasst werden konnte. Die Eintrittstemperatur entspricht dabei der Austrittstemperatur aus dem Kühler, die über einen Messfühler im Wasserbehälter des Kühlers gemessen und über eine Anzeige am Kühler abgelesen werden kann. Des Weiteren wurden Zähler zur Bestimmung des Trennmittel- und Kühlwasserverbrauchs des Sprühgerätes montiert und die Temperatur beider Medien vor dem Aufsprühen auf die Form bestimmt. Bei Versuchsstart wurden alle relevanten Zählerstände notiert, sowie die Temperaturen von Leitungswasser und Trennmittel bestimmt. Dann wurden nach jedem Gießzyklus an den definierten Messpunkten die entsprechenden Temperaturen ermittelt und dokumentiert. Außerdem wurden in größeren Zeitabständen die Bauteiltemperatur und dessen Gewicht bestimmt.

Aus dem ermittelten Temperaturen und Volumenströmen wurden anschließend die Energieverluste mit den bekannten Formeln der Strömungs- und Wärmelehre bestimmt. Die gesamte Berechnung der Energieverluste ist im Anhang umfassend dargestellt und außerdem in Form einer Excel-Tabelle aufbereitet, die interessierten Gießern zur Verfügung gestellt werden kann. Alle Berechnungsergebnisse sind in der Abbildung 5 zusammenfassend dokumentiert. Bei kritischer Betrachtung der Energiebilanz in Verbindung mit ergänzenden Thermografieaufnahmen und der prozentualen Aufteilung des Gesamtenergieverbrauches ergeben sich folgende wesentliche Ansatzpunkte für eine Optimierung der Energiebilanz:

Wie im Kreisdiagramm Abbildung 4 zu erkennen ist, werden beim Kooperationspartner nur 11% des Energieeinsatzes für Temperierung der Form bzw. Kühlung der Anlage und des Gießkolbens verwendet. Diese geringe Prozentzahl ist auf eine Optimierung des Trennstoffauftrages zurückzuführen. Aus den Untersuchungen beim Antragssteller (Abbildung 3) geht hervor, dass dieser Wert im Produktionsbetrieb über 50 % steigen kann. Hier stellt sich für den Druckgießprozess das höchste Energieeinsparungspoten-

tial dar. Aus diesem Grunde war der Schwerpunkt dieser Forschungsarbeit die Energieeffizienz des Wärmehaushaltes der Form.

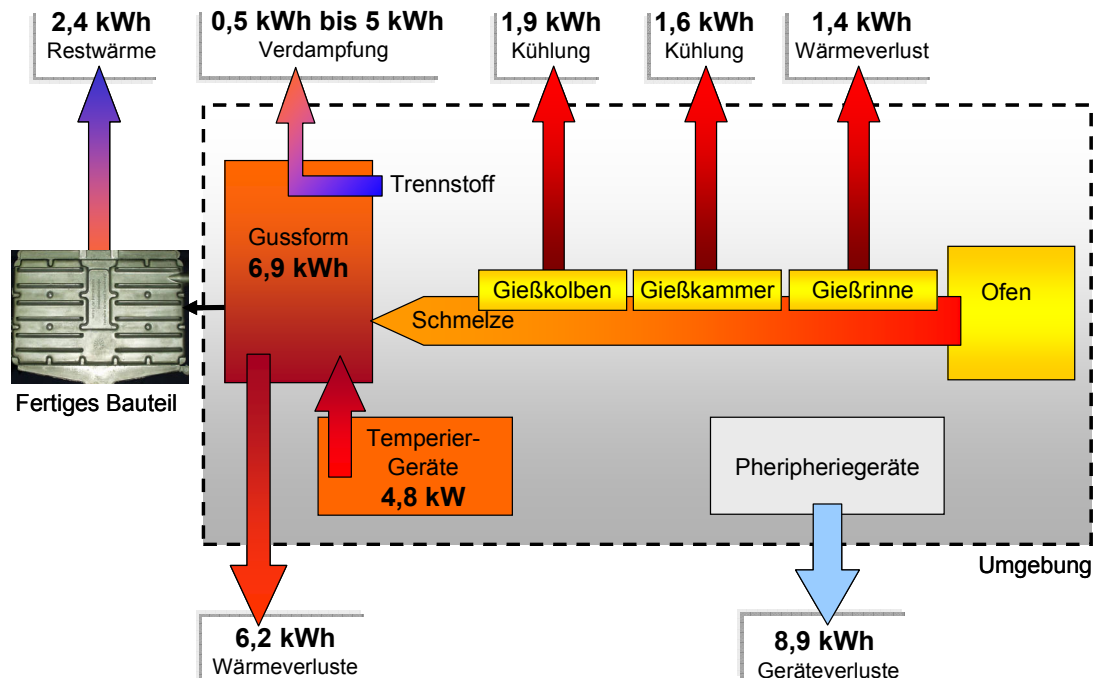


Abbildung 5: Energiebilanz des Gießprozesses (ifs)

Der Trennmittelauftrag hat einen direkten Einfluss auf die Energiebilanz durch die Verdunstungskühlung von wassermischbaren Trennstoffsystemen. Hier liegt der Wert bei 0,5 kWh bei optimiertem Einsatz und kann nach Form und Bauteil bis auf 5 kWh ansteigen. Ein weiterer Ansatz zur Reduzierung des Energieverbrauchs liegt also in einem optimierten Trennstoffauftrag und in der Wahl der Trennstoffart. Trockene Trennstoffe entziehen z.B. der Formoberfläche weniger Wärme, so dass bei überwiegend geheizten Formen mit einer reduzierten Vorlaufzeit der Temperierung gearbeitet werden kann. Entsprechende Versuche wurden im Forschungsvorhaben „Ökologisch und ökonomisch optimierter Trennstoffeinsatz beim Aluminium-Druckguss“ durchgeführt [And03].

Die Wärmeverluste der Form betragen bei dieser Wärmebilanz 6,2 kWh, der größte Teil davon wird durch eine Wärmeableitung in die Aufspannplatte der Druckgießanlage abgeführt. Um diese Wärmeverluste zu vermeiden wurden im Praxistest Isolierplatten, die im Kunststoffspritzguss Stand der Technik sind, zwischen den Formhälften und den Aufspannplatten eingebaut. Die Verwendung von Isolierplatten wird bisher bei der

Verarbeitung von Aluminiumdruckguss nur in Einzelfällen eingesetzt, sodass sie unter dem Gesichtspunkt einer optimierten Energiebilanz im Praxistest untersucht wurden.

Die Leistungsverluste der Peripheriegeräte betragen 8,9 kWh. Sie werden im Wesentlichen durch den schlechten Wärmewirkungsgrad der Temperiergeräte verursacht, der durch eine systemspezifische Auswahl des Gerätetyps reduziert werden kann. Auch die Verlustleistungen des Kompressors und des Kühlaggregates, können durch Einzelmaßnahmen herabgesetzt werden:

- Wesentliche Verlustquellen des Kompressorsystems sind Leckagen, eine Unterdimensionierung des Druckluftspeichers und eine nicht optimierte Geräteeinstellung, zu der auch das Ein- und Ausschalten des Nachlaufs gehört. Nur durch die Reduzierung von Leckagen konnten zum Beispiel beim Antragsteller 20% des Stromverbrauchs für den Kompressor eingespart werden.
- Die Verwendung von modernen Kühlaggregaten mit verbesserten Wirkungsgraden konnte experimentell am ifs belegt werden. Im Zuge einer Anlagenmodernisierung wurde der Energieverbrauch von 5,5 kWh auf 2,5 kWh reduziert.

Wärmeverluste im Bereich der Gießrinne lassen sich durch eine Isolierung oder Verwendung von keramischen Gießrinnen reduziert. Dazu finden sich nähere Ausführungen im folgenden Kapitel zur Wirtschaftlichkeitsbetrachtung von Öfen- und Gießrinnenkonzepten.

2.3 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung von Öfen- und Gießrinnenkonzepten

Das Aufschmelzen und Warmhalten von Aluminium für den Druckgießprozess macht in einer Gesamtbilanz zwischen 50-80% der Energiekosten einer Gießerei aus. Ausführliche Untersuchungen zu den verschiedenen Ofentypen, ihren Verlustleistungen und die Gegenüberstellung moderner Ofenkonzepte finden sich dazu in einer Studie des Bayerischen Landesamtes für Umweltschutz, die im August 2005 veröffentlicht wurden [BLU05]. Die nachfolgende Wirtschaftlichkeitsbetrachtung der Öfen- und Gießrinnenkonzepte ist daher entsprechend kurz gehalten und bezieht sich im Wesentlichen auf die im Forschungsvorhaben eingesetzten Schöpf- und Dosieröfen.

Konventionelle Öfen haben hohe Wärmeverluste. Es sind zwar innovative Konzepte bekannt, bei denen die Abwärme des Aufschmelzprozesses für ein Vorwärmen der Massen verwendet wird (Rekuperatoröfen kleiner Baugröße). Sie werden aber aus

Kostengründen in kmU's nur vereinzelt eingesetzt. Bei größeren Schmelzöfen werden die zugeführten Masseln oder das zu schmelzende Kreislaufmaterial in der Schachtführung vorgewärmt. Allerdings schwanken die Aufschmelzleistungen im Verhältnis zur eingesetzten Energie durch unterschiedliche Auslastungen, sodass hier eine möglichst hohe Auslastung angestrebt werden sollte. Das wird mit den Untersuchungen an Standtiegelöfen SLV 200 mit zwei unterschiedlichen Auslastungen exemplarisch verdeutlicht:

- Bei einer Auslastung von 12% ergibt sich ein Jahresverbrauch von 506 MWh
- Bei einer Auslastung von 24% beträgt der Jahresverbrauch nur 326 MWh, was eine Einsparung von 36% ergibt [BLU05].

Alle Ofenkonzepte, bestehend aus Aufschmelzöfen und Dosieröfen, haben zum Ziel der Druckgießanlage zeitgenau die richtige Dosiermenge zu liefern. Hohe Schwankungen in der Dosiermenge verschlechtern den Prozessablauf und damit die Gussteilqualität. Im Folgenden ist der Energiebedarf (Gas / Strom) für die unterschiedlichen Varianten des Antragstellers und des Kooperationspartners aufgeführt. Sie wurden im Produktionsbetrieb ermittelt und auf den Aluminiumumsatz pro Stunde normiert.

- Der Dosierofen des Institutes verbraucht zum Warmhalten der Schmelze 5,6 KWh. Zum Aufschmelzen wird eine verstärkte Heizleistung von 15 KWh bei einem Fassungsvermögen von 400 kg über eine Dauer von 8 Stunden eingesetzt.
- Im Produktionsbetrieb im Hause Röders, mit einer baugleichen Druckgießanlage, wurde während des Praxistests für die Befeuerrung des Tiegelofens BU 300 mit einem Fassungsvermögen von 300 kg ein Gasverbrauch von 30 m³/h (entspricht ca. 300 KWh) benötigt.

Der deutlich höhere Verbrauch des Tiegelschöpfofens liegt an der Konstruktion des Ofens und könnte bei einem Austausch gegen Dosieröfen mit vorgeschalteter Aufschmelzleistung deutlich reduziert werden, was auch in einer Gießerei erfolgreich umgesetzt wurde [BDW99]. Unter wirtschaftlichen und anlagentechnischen Gesichtspunkten wäre ein Austausch der Tiegelschöpföfen des Antragstellers mit Dosieröfen und einer zentralen Schmelzversorgung sicher sinnvoll. Aber unter prozesstechnischer Betrachtung in der Gießerei des Antragstellers, der sich besonders auf Klein- und Kleinstserien spezialisiert hat, ist diese Möglichkeit nicht gegeben. Es ist los- und legierungsbedingt eine regelmäßige Umstellung bzw. Umrüstung der Formen

und Legierungen nötig. Bei Ein- und Zweischichtbetrieb werden überwiegend einzeln befüllte Tiegelöfen und Schöpfkelle zur Gießmengendosierung eingesetzt. Sie haben den Vorteil, dass der Energieverbrauch (Gas) nur während der Produktionsphase anfällt. Bei Drei- und Vierschichtbetrieb, also im Dauereinsatz, ist es sinnvoll oben genannte Dosieröfen einzusetzen. Der Energiebedarf dieser Öfen ist im Dauerbetrieb wesentlich geringer, weil das erneute Aufschmelzen des Aluminiums zu Produktionsbeginn entfällt.

Obwohl die Dosieröfen gut isoliert sind, gibt es in den Gießereien typische Handlungsfehler, die zu einem unnötigen Energieverbrauch führen. Dazu gehört zum Beispiel, dass die Einfüllklappe nach der Befüllung nicht wieder geschlossen wird, wie die folgende Thermografieaufnahme deutlich zeigt.

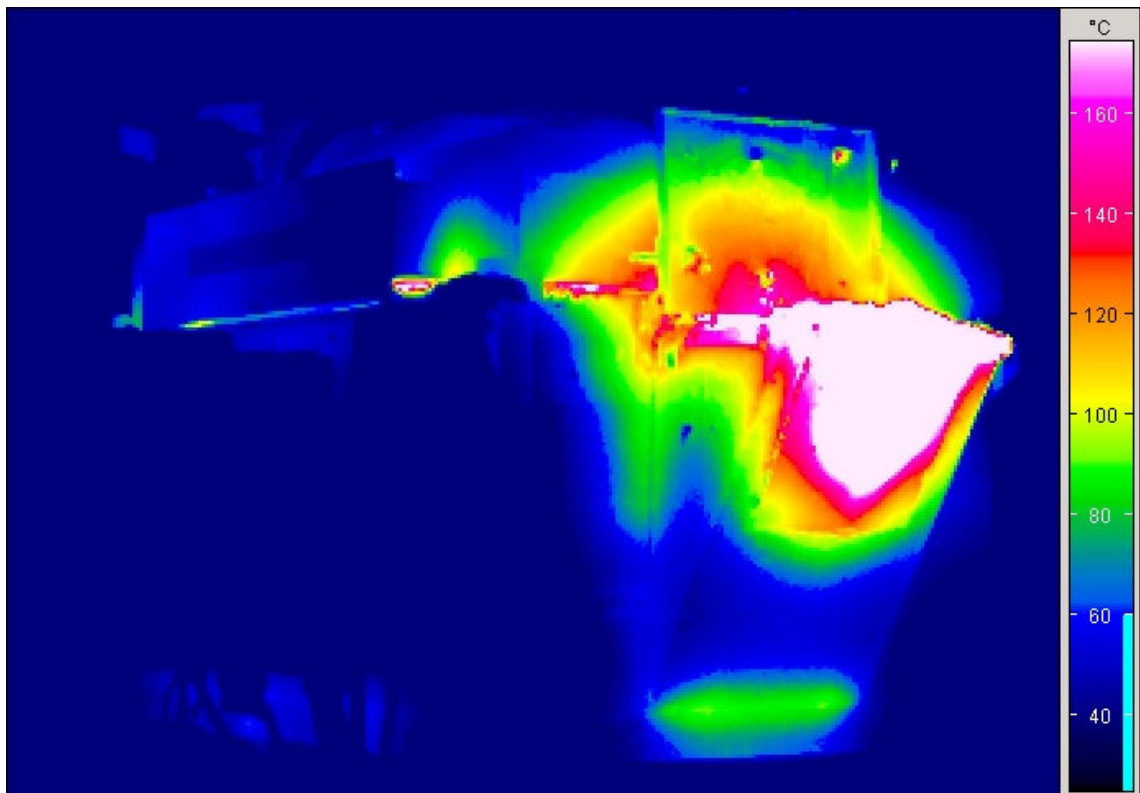


Abbildung 6: Thermografieaufnahme eines Dosierofens mit geöffneter Klappe

Die Energieverluste durch Strahlung und Konvektion liegen hier zwischen 4 und 8 kWh und aus diesem Grunde sollte auf die Verschließung der Einfüllöffnungen geachtet werden. Bei modernen Tiegelöfen liegt der Wärmeverlustwert beim Schöpfbetrieb je nach Größe zwischen 4,7 und 9,8 kWh. Bei einem Schöpfofen (Fassungsvermögen 350 kg) neuerer Bauart wird zum Warmhalten der Schmelze 4,5

KWh bei geschlossenem Deckel, jedoch 10 KWh beim Schöpfbetrieb verbraucht. Bei einem brennstoffbeheizten Tiegelofen mit einer Kapazität von 500 kg wurden diese Wärmeverluste mit 34% des Gesamtenergieeinsatzes beziffert [BLU05].

Der nachfolgende Übergang der Schmelze zwischen dem Ofen und der Anlage erfolgt in einer Gießrinne, die in den meisten Fällen als offene Halbschale ausgebildet ist, um eine optische Kontrolle der Schmelze und des Materialflusses zu gewährleisten. Auch hier geht ein erheblicher Anteil der Schmelzwärme verloren, die bei technisch hochwertigen Legierungen wieder zugeführt werden muss, um einen einwandfreien Gießprozess zu gewährleisten. In der Abbildung 7 ist der typische Ist-Zustand einer metallischen Gießrinne mit einer Gesamtlänge von 2 m im Produktionsbetrieb dokumentiert.

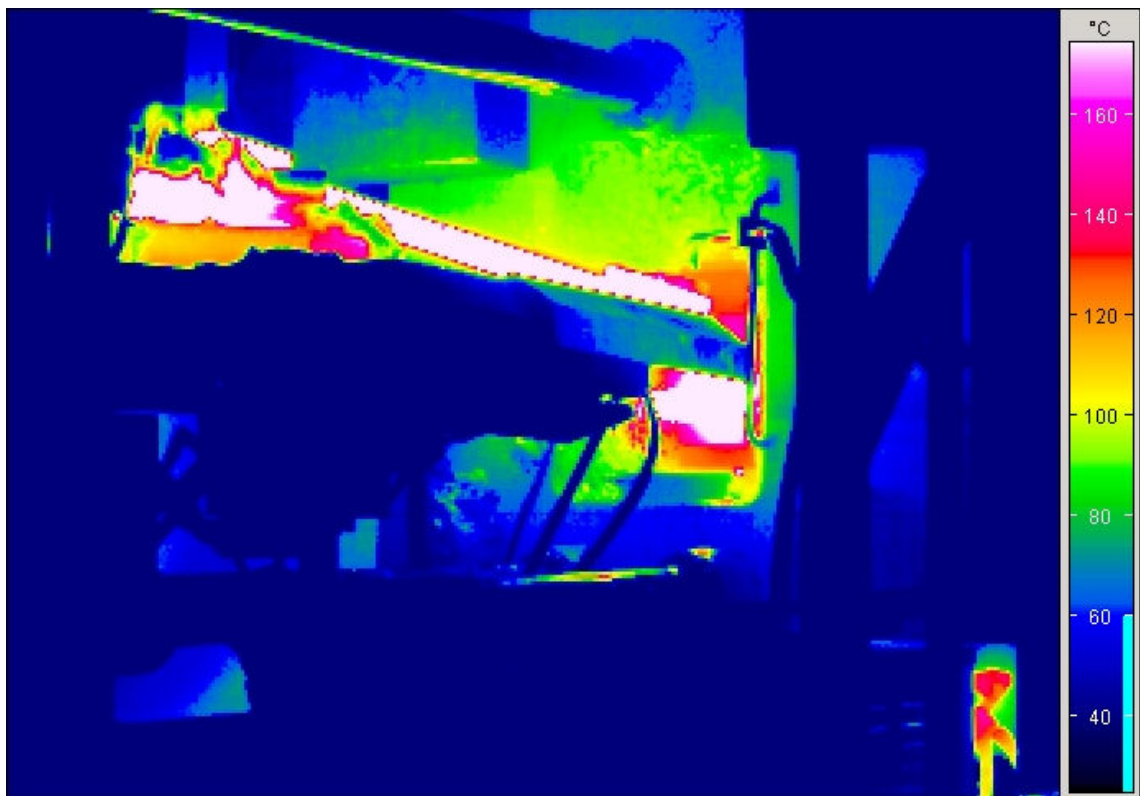


Abbildung 7: Thermografieaufnahme einer metallischen Gießrinne

Beim Kooperationspartner lagen die rechnerisch ermittelten Energieverluste einer kurzen Gießrinne (Länge 0,5 m) bei 1,4 KWh. Hochgerechnet auf das oben gezeigte Beispiel ergibt das einen Wärmeverlust von 5,6 KWh im Produktionsbetrieb. Bei Legierungen mit einem geringen Schmelzintervall muss daher eine zusätzliche

Erwärmung mit Hilfe einer elektrischen Beheizung oder mit einer Gasflamme erfolgen. Hier sind mit einer geeigneten Isolierung die Wärmeverluste deutlich zu reduzieren. Keramische Gießrinnen verfügen über eine bessere Isolation und damit geringere Wärmeabstrahlung und Abkühlung des Materials bei einer geringeren Oxidhautbildung. Zusätzlich ist es möglich die Produktivität bzw. die Gießqualität zu steigern. Im Anfahrbetrieb oder nach einer Störung braucht die keramische Gießrinne vergleichsweise weniger Energie als die nicht beheizte metallische Gießrinne, die durch die Schmelze erst vorgewärmt werden muss. Die Wärmeabstrahlung der offenen Gießrinne ist jedoch auch hier ungehindert und sollte durch geeignete Maßnahmen reduziert werden. Die positiven Eigenschaften der keramischen Gießrinne müssen allerdings mit den Nachteilen gegenüber der metallischen Gießrinne abgewogen werden. So ist die keramische Gießrinne deutlich empfindlicher gegenüber mechanischen Einwirkungen.

Unabhängig vom Material der Gießrinne sollte eine möglichst kurze Ausführung angestrebt werden, um Wärmeverluste zu minimieren. Das kann in der Rechnung in Anhang A1 nachvollzogen werden.

2.4 Laborversuche an Gießformmodellen

Aus den systemspezifischen Energieverlusten in der Druckgießzelle geht eindeutig hervor, dass eines der größten Einsparpotentiale in der Formtemperierung zu finden ist. Die Formtemperierung ist ein sehr komplexer Vorgang, der letztendlich die Zykluszeiten, die Standzeit des Druckgießwerkzeuges und entscheidend auch die Gussteilqualität beeinflusst. Die Einstellung der Vorwärmtemperatur der Form über die Temperierung hat in der gießtechnischen Praxis daher einen erheblichen Einfluss auf die gesamte Prozesssicherheit.

Ist die Vorwärmtemperatur zu niedrig, kommt es zu

- schlechter Formfüllung
- schlechter Entformbarkeit durch erhöhte Schrumpfkkräfte

Ist die Vorwärmtemperatur zu hoch, kommt es zu

- Anhaften oder Deformationen bei der Bauteilentnahme
- Anschweißungen und damit zu erhöhtem Formenverschleiß
- hohem Trennmittelverbrauch durch lange Nachsprühzeiten

- Formenversatz durch Wärmeverzug
- Längeren Erstarrungszeit und damit zu verlängerten Zykluszeiten

Voraussetzung für einen stabilen Gießprozess ist daher die gleichmäßige Temperaturverteilung beim Anfahren der Form und nach jedem Abguss. Wenn es durch Optimierungsmaßnahmen gelingt eine homogene Temperaturverteilung schneller zu erreichen, impliziert das auch ein Energieeinsparpotential durch Absenken der Formtemperatur und Reduktion der Sprühzeiten zur Kühlung. Für die Auslegung einer Formtemperierung sollte daher dieser Aspekt vorrangig berücksichtigt werden.

Der Wärmehaushalt der Form wird durch die wärme- und strömungstechnisch richtige Gestaltung des Systems der Kühlbohrungen im Druckgießwerkzeug entscheidend mitbestimmt. Grundsätzlich müsste unter dem Gesichtspunkt einer Energiebilanz für jede Form eine optimale Temperierung vorrangig in die Konstruktion einfließen. In der Praxis jedoch werden Temperierbohrungen nach Erfahrung und konstruktiven Randbedingungen platziert und an vorhandene Temperiersysteme angeschlossen. Eine einheitliche Richtlinie zur Auslegung von Temperierbohrungen gibt es nicht. Das VDG-Merkblatt M81, das in Ansätzen Empfehlungen zur Auslegung enthält, wurde vor einigen Jahren zurückgezogen, um überarbeitet zu werden. Stand der Technik ist aber die Beachtung folgender Punkte für die Platzierung der Temperierbohrungen:

- Mindestabstand zu Formoberfläche, um eine spannungsinduzierte oder mechanisch verursachte Rissbildung zu vermeiden
- Durchmesser zwischen 6 und 16 mm
- Mindestabstand zueinander und zu anderen Geometrien (Auswerfer, Kanten etc.) zur Vermeidung von Rissbildung
- Die Anzahl der Temperierbohrungen wird, soweit es der begrenzte Bauraum einer Form zulässt, der Bauteilgeometrie angepasst
- Geometrische Gestaltung der Umlenkung, um einen einwandfreien Medienfluss zu gewährleisten

Die optimale Auslegung von Temperierbohrungen in der Form sollte eine homogene und konstante Temperaturverteilung an der Formoberfläche im Gießbetrieb gewährleisten. Das bedeutet bei dünnwandigen Bauteilen eine ständige Zuführung an Wärmeenergie und bei dickwandigen eine schnelle Abführung überschüssiger Wärmeenergie. Die wichtigsten Faktoren in diesen thermodynamischen Prozess sind

die Wärmeleitung im Formstahl, der Wärmeübergang ins Temperiermedium und dessen spezifische Wärmespeicherkapazität. Während die Wärmeleitung des Formstahles und die spezifische Wärmespeicherkapazität des Temperiermediums (Öl) als temperaturabhängige konstante Faktoren angesehen werden können, ist der Wärmeübergangskoeffizient eine variable Größe, die sich durch gezielte Maßnahmen beeinflussen lässt. Dazu gehören im Wesentlichen die Erhöhung der Durchflussmenge [Lin92] und der Übergang von laminarer zur turbulenter Strömung in den Bohrungen. Der wesentlich bessere Wärmeübergang bei turbulenter Strömung ist in unterschiedlichen Literaturquellen theoretisch und experimentell dokumentiert, [Böc04], [Cer96], [FHA91], [Har99], [Her00], [Lin92], [VDI98], [Ind92] und wurde auch am Beispiel einer Umlenkung in einer Formtemperierung in der Antragsstellung nachgewiesen.

Aufgrund dieser grundsätzlichen thermodynamischen Zusammenhänge wurde in den nachfolgend beschriebenen Laborversuchen der Wärmeübergangskoeffizient experimentell und rechnerisch untersucht. Dabei wurden folgende grundsätzlichen Ansätze verifiziert:

- Optimierung des Wärmeübergangskoeffizienten durch Veränderung des Bohrungsdurchmessers
- Beeinflussung des Wärmeüberganges in Steigbohrungen durch unterschiedliche Einsätze
- Beeinflussung des Wärmeübergangskoeffizienten durch Einschübe

Eine Verwendung von Wasser statt Öl als Temperiermedium würde ebenfalls den Wärmeübergangskoeffizienten und auch die spezifische Wärmespeicherkapazität erhöhen, ist aber aus technischen Gründen in der Gießerei als problematisch anzusehen. Eine der wichtigsten Gründe, warum sich Druckwassersysteme nicht durchgesetzt haben, sind die maximal erreichbare Temperatur von 140°C bei 4,5 bar und dadurch auch eine Gefährdung der Anlagentechnik und des Bedienpersonals bei Leckagen sowie Korrosionsprobleme. Aus diesem Grund sind in den folgenden experimentellen Untersuchungen die Versuche ausschließlich mit Temperieröl durchgeführt worden. Alle Versuche wurden entsprechen der folgenden Übersicht dokumentiert.

Versuchsdauer	10, 20, 50 Minuten
Thermoelemente	Alle 5 Sekunden eine Messung

Thermographiekamera	Alle 30 Sekunden ein Bild
Durchflussmenge	Alle 60 Sekunden erfasst
Stromverbrauch	Alle 5 Minuten erfasst
Druck	Alle 5 Minuten erfasst

Tabelle 1: Dokumentationsparameter der Laborversuche

2.4.1 Variation des Durchmessers

Eine Möglichkeit den Wärmeübergangskoeffizienten gezielt zu beeinflussen liegt in der Dimensionierung des Bohrungsdurchmessers und den dadurch bedingten Änderungen von Übertragungsfläche, Strömungsgeschwindigkeit und Durchflussmenge. Durchmesseränderungen sind in einem geschlossenen Temperiersystem aber immer mit Druckänderungen verbunden. Eine vollständige experimentelle Erfassung dieser Einflussfaktoren auf den Wärmeübergangskoeffizienten ist in der Literatur nicht zu finden, sodass die Dimensionierung von Temperierkanälen bei der Konstruktion auf Erfahrungswerte angewiesen ist. Aus diesem Grunde wurde die Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten vom Bohrungsdurchmesser aus den experimentellen Daten über den VDI-Wärmeatlas rechnerisch ermittelt. Die Auslegung der Versuchskörper ist in Tabelle 4 zusammengefasst.

Länge	500 mm
Breite	55 mm
Höhe	50 mm
Bohrungsdurchmesser	4;6;8;10;12;14;16 mm

Tabelle 2: Daten der Versuchskörper

Anhand der experimentell ermittelten Werte für die Kontaktfläche, Durchflussmenge und die sich einstellende Temperaturdifferenz im Ein- und Auslauf im Temperaturbereich von 20 bis 180 °C erfolgte eine rechnerische Bestimmung nach dem VDI-Wärmeatlas GA , Abbildung 12.

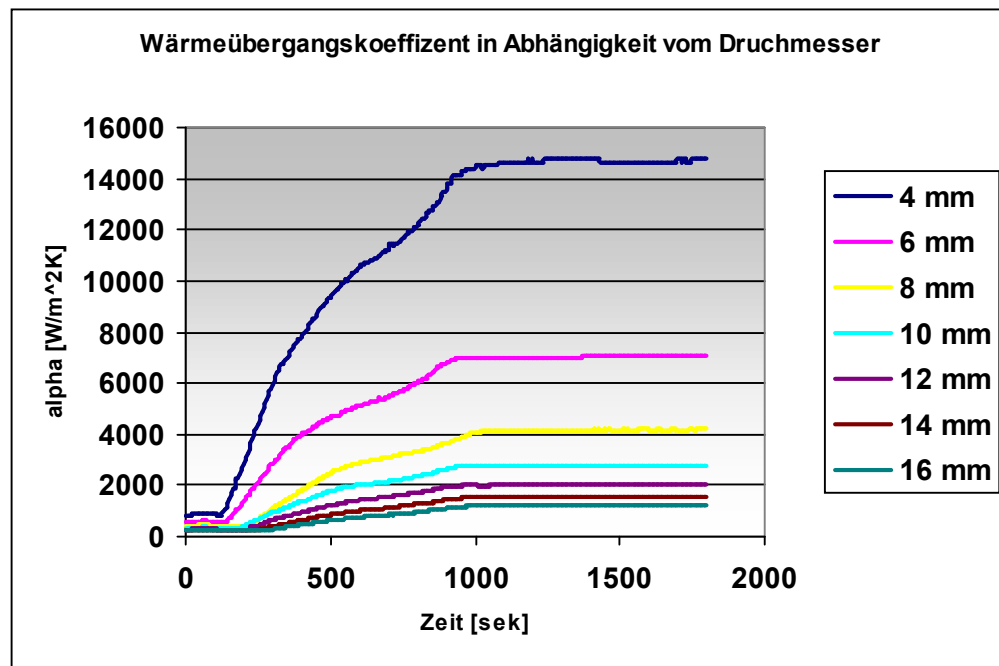


Abbildung 8: Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit vom Durchmesser

Der Wärmeübergangskoeffizient ist bei kleineren Bohrungsdurchmessern deutlich höher, wie auch in der nachfolgenden Abbildung der zugehörigen Simulation zu erkennen ist.

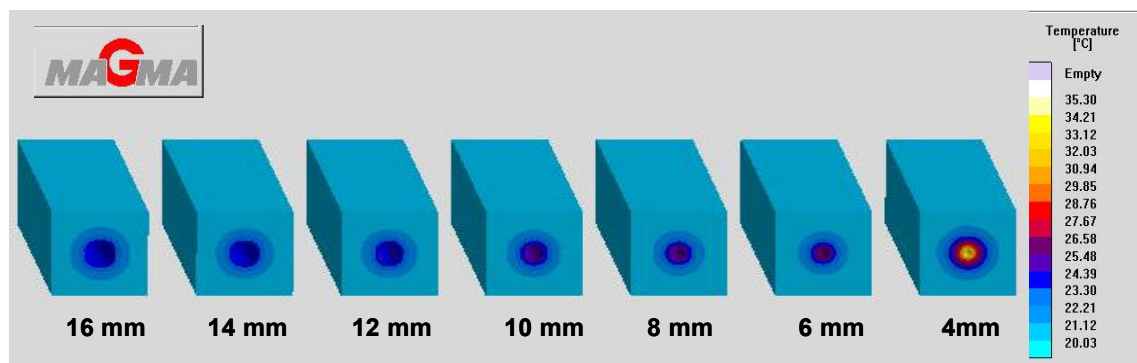


Abbildung 9: Temperatursimulationsbild der Versuchskörper nach 10 sec.

Der höhere Wärmeübergangskoeffizient bei kleineren Bohrungsdurchmessern ist in erster Linie auf den Übergang von laminarer zur turbulenter Strömung zurückzuführen, der sich bereits bei niedrigen Temperaturen einstellt. Er führt jedoch bei diesem Versuchsaufbau nicht zu einer höheren Temperatur an der Bauteiloberfläche, da aufgrund der geometrischen Auslegung des Versuchskörpers der Abstand der Bohrungsoberfläche zur Bauteilaußenseite nicht konstant ist.

Grundsätzlich wären für die Auslegung der Temperierbohrungen in der Form nur unter Beachtung des Wärmeübergangskoeffizienten kleine Bohrungen dicht unter der

Kavität optimal. Allerdings müssen hier die in dem Temperiersystem auftretenden Gegendrücke unbedingt beachtet werden, da sie bei kleinen Bohrungsdurchmessern die Durchflussmenge deutlich reduzieren und demzufolge die übertragbare Wärmemenge. Eine zeitnahe Temperatursteuerung der Form wird dadurch negativ beeinflusst, da Temperiergeräte allgemein einen maximal zulässigen Arbeitsdruck der Pumpe von 2 bis 5,5 bar haben.

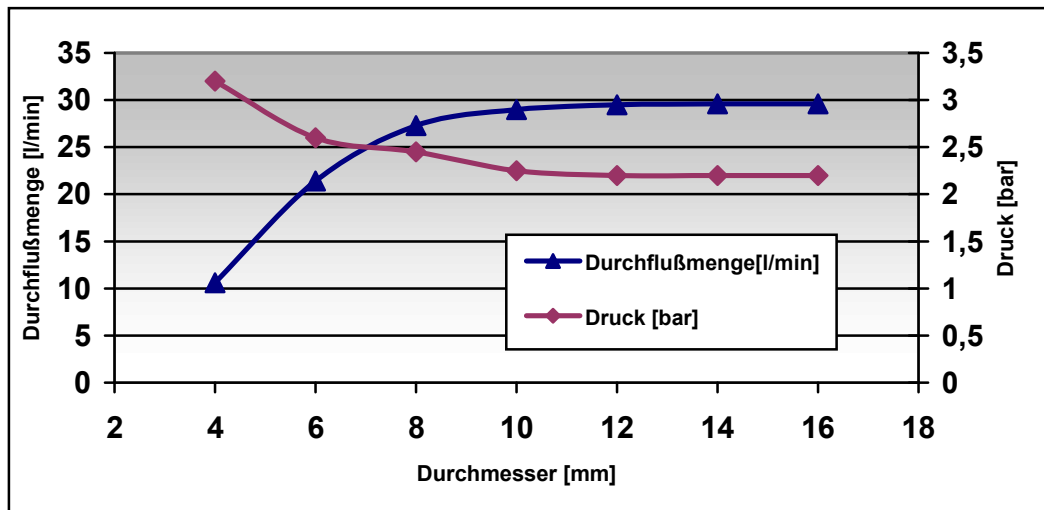


Abbildung 10: Abhängigkeit zwischen Durchflussmenge und Druck in Korrelation zum Durchmesser

Dieser kritische Zusammenhang zwischen Druck und Durchflussmenge ist in der Abbildung 10 dargestellt. Er kann allerdings nur bis zu einem Bohrungsdurchmesser von 12 mm sinnvoll interpretiert werden, da bei größeren Bohrungen die Schlauchzuführungen mit maximal 12 mm Durchmesser die Ergebnisse verfälschen. Für das hier verwendetet handelsübliche Temperiergerät liegt die maximale Durchflussmenge bei 30 l/min und einem Gegendruck von 2,2 bar. Daraus folgt für einen technisch sinnvollen Durchmesser der Temperierbohrungen ein Bereich von 8mm bis 12 mm, darunter sinkt die Durchflussmenge und der Gegendruck steigt an und darüber hinaus kommt es zur Begrenzung durch die Zuleitungen.

Für die Auslegung der Temperierbohrungen einer Form müssen daher die oben ausgeführten gegenläufigen Faktoren von Wärmeleitfähigkeit und technischer Auslegung der Temperiergeräte berücksichtigt werden. Aus diesen Ergebnissen leiten sich folgende grundsätzliche Empfehlungen ab:

- Um den Bohrungsdurchmesser einer Form dem Temperiergerät anzupassen sollten geräteabhängige Kennlinien entsprechend Abbildung 10 erstellt werden.

- Grundsätzlich ist ein Durchmesser zu empfehlen der in Abhängigkeit der Durchflussmenge eine turbulente Strömung gewährleistet, die allerdings stark temperaturabhängig ist. Die nachfolgenden Diagramme zeigt den Zusammenhang zwischen Bohrungsdurchmesser für eine Reynoldszahl von 10000, ab der von einer turbulenten Strömung ausgegangen werden kann und dessen Temperaturabhängigkeit für definierte Bohrungsdurchmesser. Dieser Wert hängt außerdem vom eingesetzten Temperieröl ab

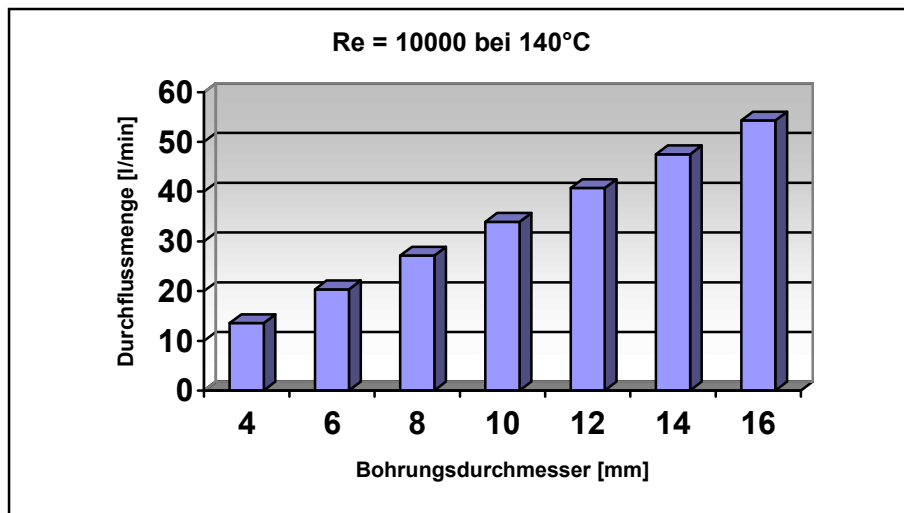


Abbildung 11: Mindestdurchflussmenge für turbulente Strömung in Abhängigkeit des Bohrungsdurchmessers, Transtherm 617 bei 140°C

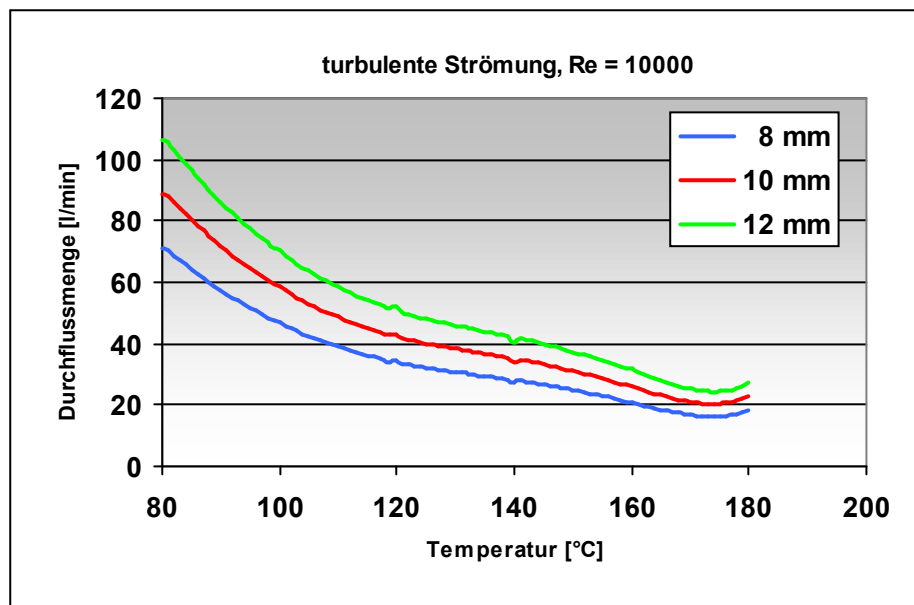


Abbildung 12: Temperaturabhängige Mindestdurchflussmenge für turbulente Strömung in Abhängigkeit des Bohrungsdurchmessers, Transtherm 617

Der Temperaturbereich des Temperiermediums wird von der Formgeometrie und der Gesamtwärmebilanz der Kavität bestimmt. Übliche Regelbereiche liegen zwischen 140 und 230 °C. Das bedeutet, dass auf Grund der oben dargestellten Ergebnisse der Bohrungsdurchmesser im unteren Regelbereich zwischen 8 und 10 mm liegen sollte und im oberen Regelbereich zwischen 10 mm bis 12 mm betragen kann.

- Der Abstand der Bohrung zur Formoberfläche (Kavität) sollte in einem Verhältnis von 1 zu 5 ausgeführt sein; da sonst durch die thermische Wechselbelastung des Gießprozesses erheblichen Eigenspannungen im Material entstehen, die über eine Rissbildung zu frühzeitigem Versagen der Form führen können. In der Literatur finden sich dazu sehr unterschiedliche Werte, Praxis ist aber, dass der jeweilige Konstrukteur der Gießerei hier seinen Erfahrungsschatz einbringt.
- Grundsätzlich besteht auch die Möglichkeit durch zwischengeschaltete Druckerhöhungspumpen einem hohen Strömungswiderstand entgegenzuwirken und dadurch die Durchflussmenge zu erhöhen.

Gängige Praxis in den Gießereien ist der Einsatz unterschiedlicher Temperiergeräte mit nicht optimierten Zuleitungen. Bei der Auslegung der Leitungen sollte daher darauf geachtet werden das keine unnötigen Durchmesseränderungen erfolgen und den Strömungswiderstand erhöhen. Besonders bei Übergangsstücken und Verschraubungen kommt es oft zu einer deutlichen Durchmesserreduzierung mit all ihren Nachteilen Hier sollte auf ein einheitliches Zuleitungssystem geachtet werden. Außerdem treten Leitungsverluste zwischen Temperiergerät und Form durch Konvektion, Konduktion und Strahlung auf, wie die nachfolgende Thermografieaufnahmen belegt. Die Temperaturverluste betragen in diesen Fall 20°C.

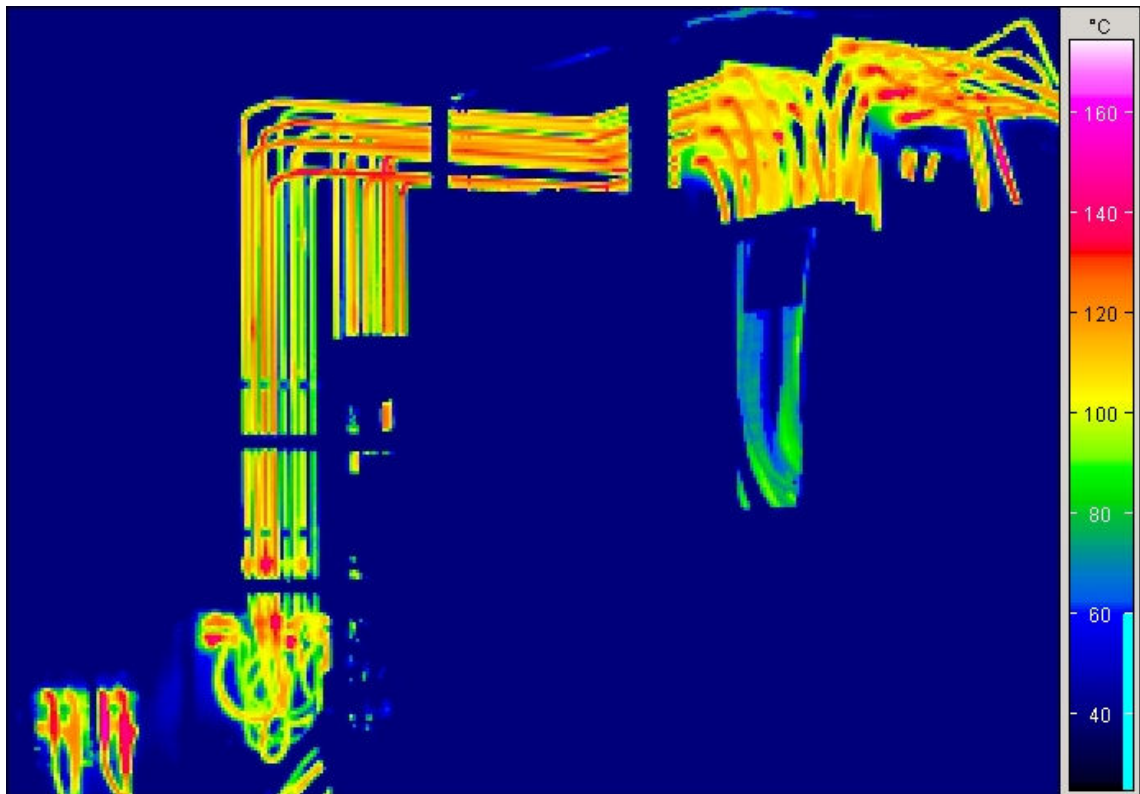


Abbildung 13: Leitungsverluste zwischen Temperiergerät und Form

Eine Minimierung der Energieverluste und damit eine positive Beeinflussung der Energiebilanz ist durch eine Reduzierung der Leitungslänge, soweit der Bauraum es zulässt, unbedingt zu empfehlen. Eine weitere Möglichkeit besteht in einer Isolierung der Leitungen. Insbesondere metallisch gekapselte Isoliersysteme sind hier aufgrund einer geringen Brandgefahr und einer höheren Arbeitssicherheit zu verwenden. Stichversuche haben gezeigt, dass diese Systeme zwar effektiv wirken, aufgrund der metallischen Ummantelung und der dadurch bedingten zusätzlichen Wärmespeicherkapazität aber nur für den Dauerbetrieb einzusetzen sind.

2.4.2 Konstruktion des Steigbohrungsversuchstandes

Die geometrische Gestaltung und Anordnung von Temperierbohrungen in einer Form ermöglicht nur in Ausnahmefällen eine komplette Temperierungsgestaltung mit Durchgangsbohrungen. Sie erfordert bei tiefen Bauteilkonturen aufgrund des beschränkten Bauraumes durch Auswerfern und Kerne die Verwendung von Steigbohrungen. Da diese Blindbohrungen nicht direkt durchströmt werden, wird mit Hilfe von Einsätzen die nötige Durchströmung erzielt. Anders als bei Temperierbohrungen wird bei Steigbohrungen ein optimaler Wärmeübergang überwiegend im

oberen Bereich angestrebt, da die Wärme gezielt und lokal in definierte Formenbereiche eingebracht oder abgeführt werden soll. Dazu gehört z.B. die Vermeidung sogenannter „Hot Spots“. Darunter versteht man überhitzte Stellen der Form, die bei einer unzureichenden Kühlung zu verringerten Standzeiten durch Brandrissbildung führen, deren Ursache in der Thermowechselbelastung des Formwerkstoffes liegt. Zum Einsatz von Steigbohrungen und möglichen Einsätzen liegen in den Gießereien keine vergleichende Untersuchungen sondern nur Erfahrungswerte vor. Daher wurde unter dem Gesichtspunkt einer verbesserten Formtemperierung ihre unterschiedliche Wirkungsweise untersucht. Durch die unterschiedlichen Einsätze werden sowohl die Strömungsvolumina, der Gegendruck und der Temperaturübergang beeinflusst. Für eine Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten finden sich in der Literatur keine Formeln, so dass hier nur vergleichende experimentelle Untersuchungen durchgeführt werden konnten.

Für die Versuche wurde ein praxisnaher Versuchsstand konstruiert und gefertigt, um hier speziell die möglichen Strömungswiderstände aufzuzeigen (Abbildung 16).

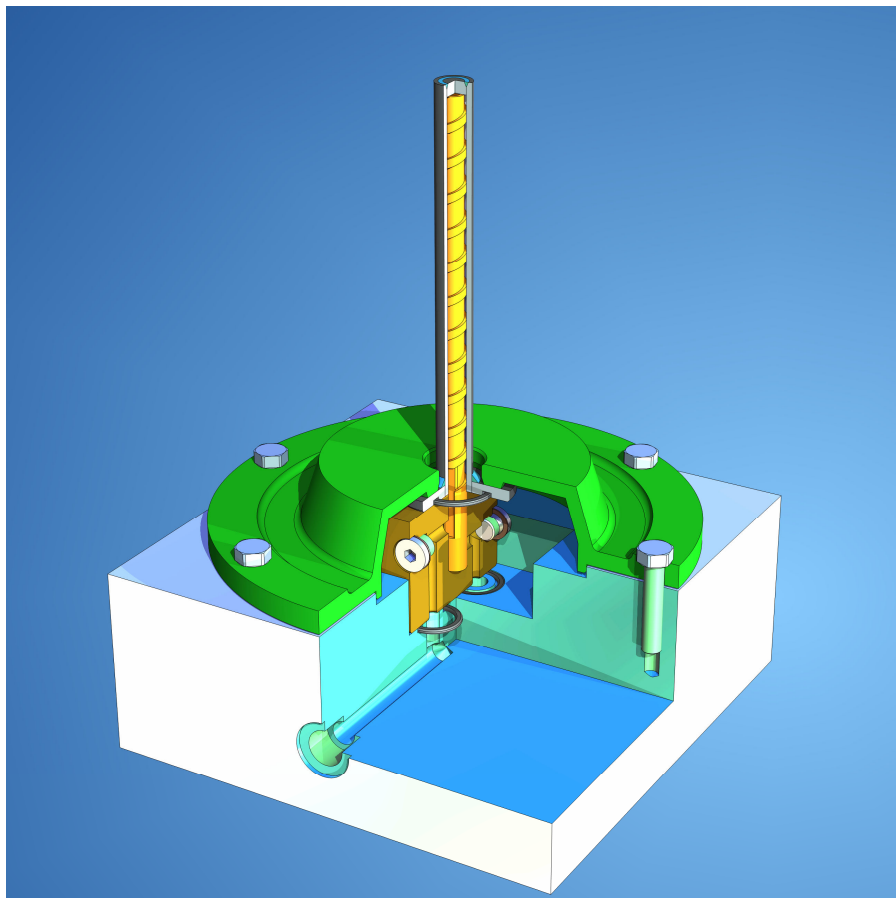


Abbildung 14: Versuchskörper der Steigbohrungsversuche

Die Versuche wurden mit folgenden Einsätzen durchgeführt:

1. Umlenkblech – Ein schmales Blech mit der Breite des Bohrungsdurchmessers leitet das Medium auf einer Seite hoch und der andern Seite wieder runter
2. Spiralkern 1g – Eine eingängige Spirale aus Aluminium, in der das Temperieröl durch eine Innenbohrung nach oben geleitet und an der Seite zurückströmt.
3. Spiralkern 2g - Eine zweigängige Spirale aus Aluminium bei der das Temperieröl gegenläufig durch Windungen geleitet wird.
4. Umlenkern - Ein schmaler Kern mit der Breite des Bohrungsdurchmessers leitet das Medium auf einer Seite hoch und der andern Seite wieder runter
5. Verteilrohr – Ein Innenrohr leitet das Temperieröl direkt nach oben wo es anschließend an den Seiten zurückfließt
6. Verteilrohr mit Spirale – Ein Innenrohr leitet das Temperieröl direkt nach oben wo es anschließend an den Seiten an mit einer offenen Spirale zurückfließt
7. Wärmeleitpatrone – Wird mit einer Passung H7 in die Bohrung eingesetzt und nur an der Unterseite umströmt. Sie funktioniert nach dem Prinzip eines Wärmetauschers

Bei den Versuchen ist durch einen Bypass das Temperiermedium auf 80 °C erwärmt und dann durch die Versuchskörper geleitet worden Als Versuchsdaten wurden die zeitabhängigen Temperaturverteilungen über Thermografieaufnahmen und insgesamt 8 Thermoelemente erfasst. Abbildung 17 zeigt den Versuchsaufbau. Als Visualisierungsbeispiel der Erwärmung ist ein Thermobild des Umlenkbleches dargestellt.



Abbildung 15: Versuchsaufbau der Steigbohrungsversuche

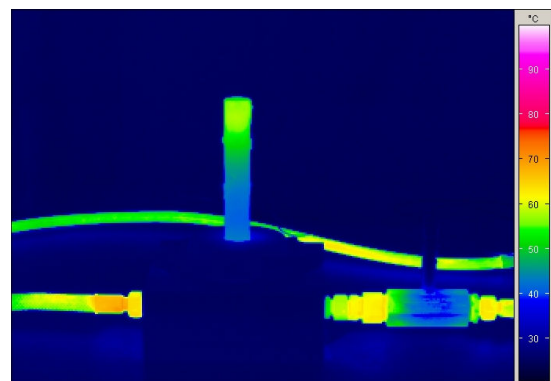


Abbildung 16: Thermografiebild der Erwärmung beim Verteilrohr, nach 90 sec.

Eine Zusammenfassung der Versuchsergebnisse zeigen die Abbildungen 17, 18. Das Umlenkblech und die Spiralkerne zeigen eine vergleichbare gute Wärmeeinbringung sowohl im oberen als auch im mittleren Bereich des Steigrohres. Das Verteilrohr zeigt

im Vergleich eine deutlich geringere Temperatur im instationären Zustand, kann aber über eine zusätzlich eingebaute offene Spirale, die als Turbulator wirkt, in seiner Wirkung deutlich verbessert werden.

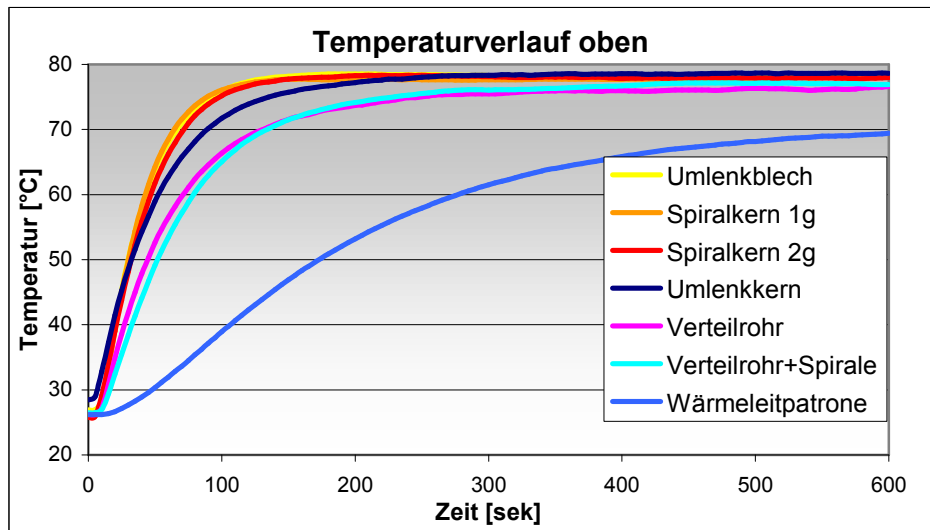


Abbildung 17: Temperaturverlauf am Kopf der Steigbohrung

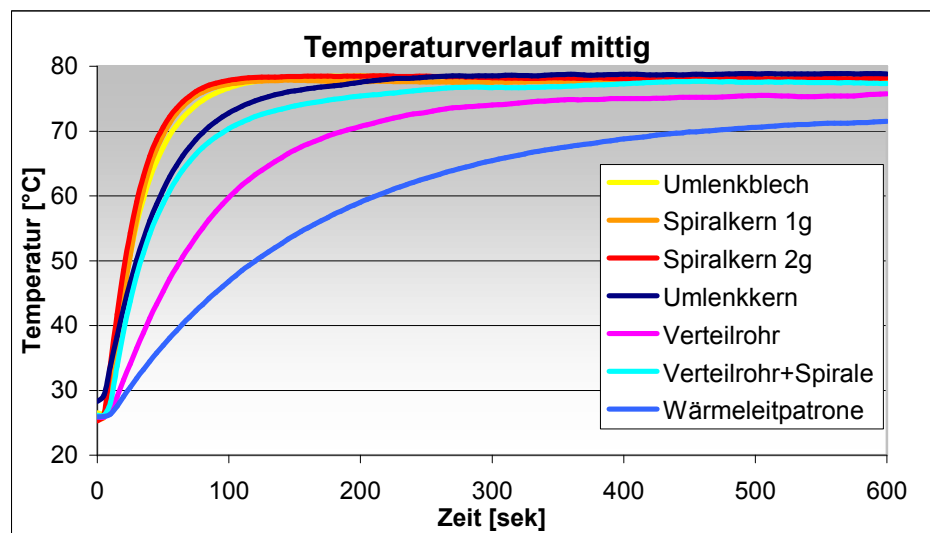


Abbildung 18: Temperaturverlauf in der Mitte der Steigbohrung

Die Wärmeleitpatrone ist für ihren Einsatz in Steigrohren aufgrund der vorliegenden Ergebnisse nicht geeignet. Einer der Gründe warum im Gegensatz zur Literatur [Spe02] keine zufrieden stellenden Ergebnisse erzielen ließen, ist der technische Einbau der Patrone. Empfohlen wird vom Hersteller die zusätzliche Verwendung von Wärmeleit- oder Kupferpaste. Da die Pasten das Temperieröl verunreinigen können wird die Technik nur vereinzelt eingesetzt. Bei den vorliegenden Versuchen wurde

zwar Kupferpaste eingesetzt, es ist aber nicht auszuschließen, dass hier kein optimaler Kontakt erreicht wurde.

Auch bei den Einschüben verändern sich Strömungsvolumina und Gegendruck, die daher in eine Bewertung der Ergebnisse mit einfließen müssen, Abbildung 19,20.

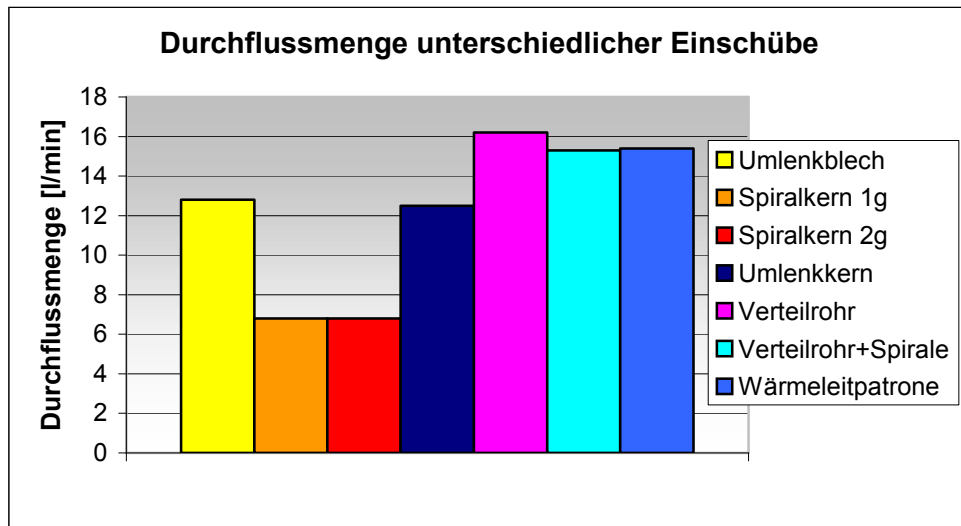


Abbildung 19: Durchflussmenge unterschiedlicher Einschübe

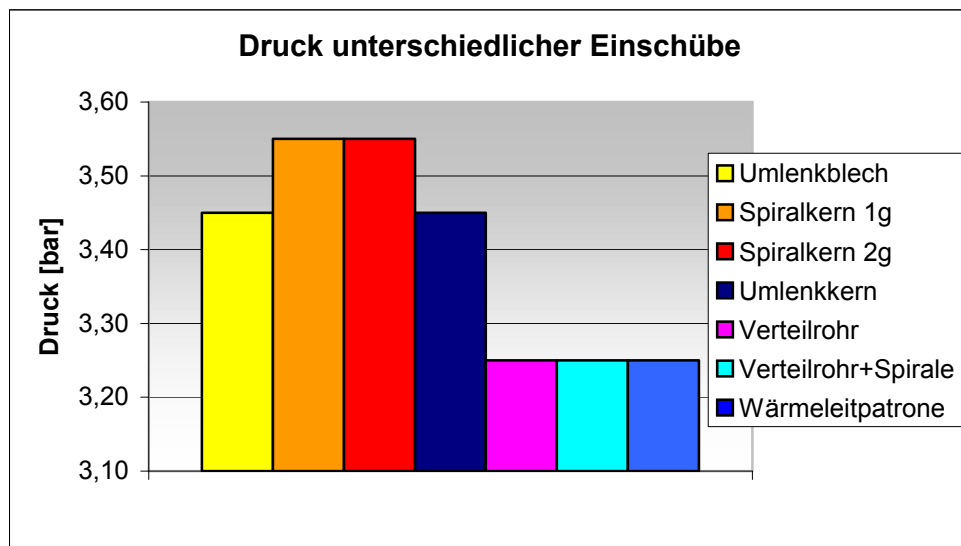


Abbildung 20: Druck unterschiedlicher Einschübe

- Das Umlenkblech ist der beste Kompromiss zwischen Wärmeeinbringung, Strömungsvolumina und Gegendruck. Außerdem ist es kostengünstig, einfach einzubauen und zu warten.
- Die Spiralen erreichen trotz geringer Strömungsvolumina eine gute Erwärmung des Versuchskörpers, hervorgerufen durch die längere Wandkontaktlänge und

Verwirbelungen des Temperieröles. Jedoch erhöhen sie den Gegendruck des Systems deutlich und stellen somit nur in Einzelfällen eine Lösung dar.

- Im Verteilrohr treten werden hohe Durchflussmengen bei geringem Gegendruck erreicht. Da der Wärmeübergang im Vergleich zum Umlenklech und den Spiralen im instationären Temperaturbereich geringer ist werden sie überwiegend bei der Kolbenkühlung eingesetzt, da hier die auszugleichenden Temperatursprünge geringer sind. Außerdem sind Gieskolbenstangen in ihren Baulängen wesentlich größer als herkömmliche Steinigbohrungen, so dass das Verteilrohr hier die konstruktive beste Lösung darstellt.

Zur Kühlung von dünnen Kernen gab es bisher keine zuverlässigen Systeme. Eine neue Entwicklung für die Kühlung mit geringem Durchmesser ist das sogenannte Jet-Cooling der Fa. Letiguel, bei dem durch Druckstöße des Temperiermediums und einer anschließenden Ausblasung mit Druckluft in jedem Zyklus eine gute Wärmeableitung erreicht wird, Abbildung 21.

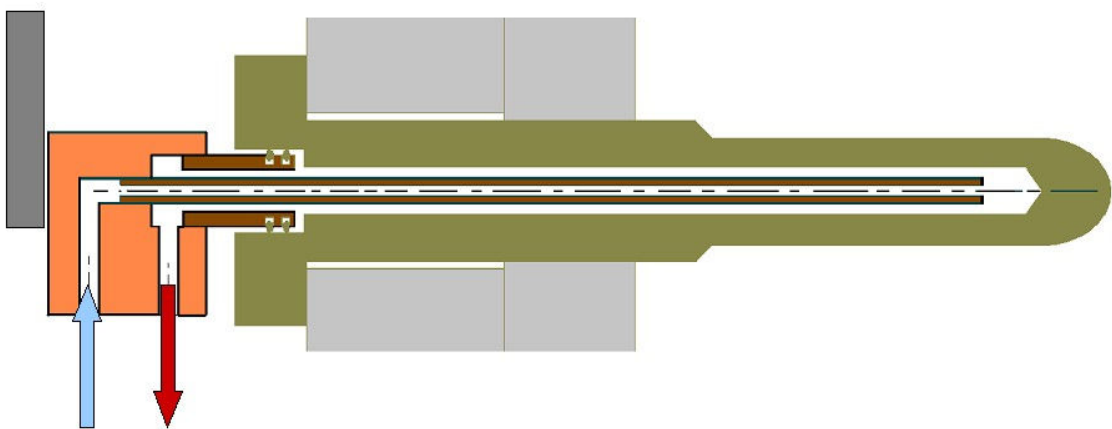


Abbildung 21: Schematischer Einbau des Jet-Cooling in einem Kern (Fa. Lethiguel)

Diese vergleichsweise teuren Geräte, die sich in der Markteinführung befinden, konnten im Rahmen dieses Forschungsvorhabens bei einem Fördergemeinschaftsmitglied bei erstem Testversuche begleitet werden. Das Jet-Cooling-System wurde in einer bestehenden Form nachgerüstet, um zwei Kerne mit Außendurchmessern von 6 mm von innen zu kühlen. Zielsetzung dieser Maßnahmen war eine Verbesserung der Bauteilqualität in diesem Bereich durch die Temperaturreduzierung. Das nachfolgende Thermografiebild dokumentiert eindrucksvoll die erfolgreiche Umsetzung, bei der eine Temperaturreduzierung von mehr als 200°C und dadurch bedingt eine bessere Bauteilqualität erreicht wurde.

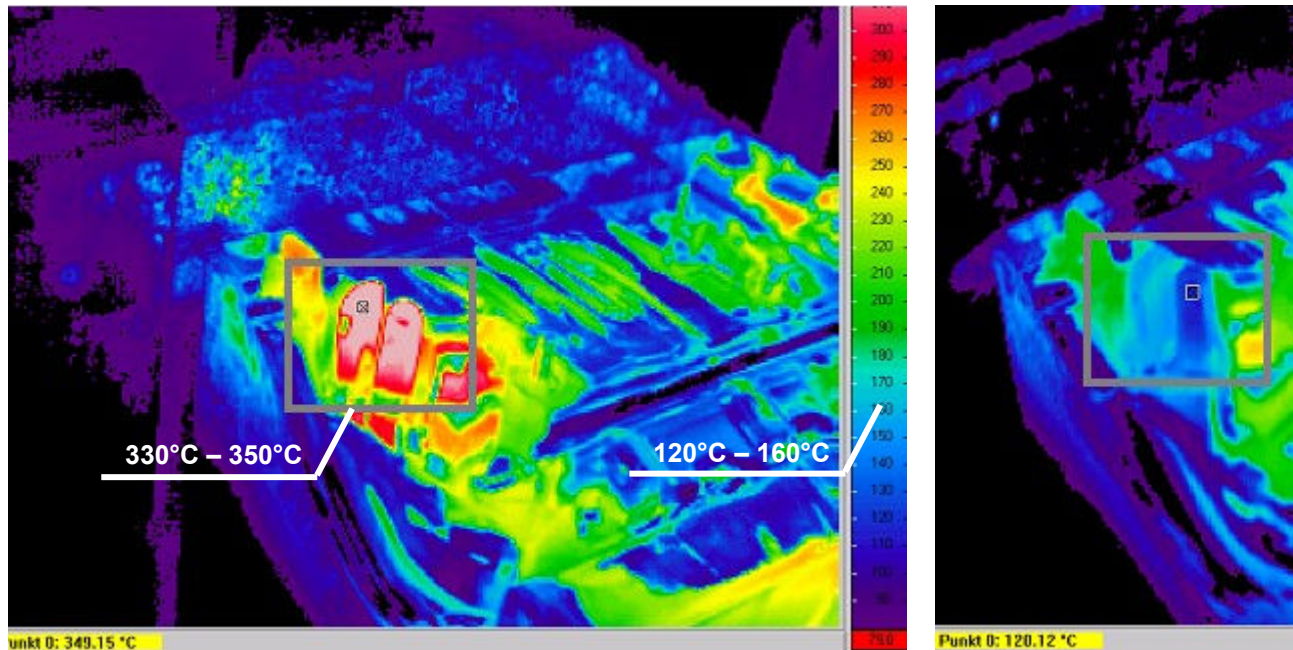


Abbildung 22: Temperaturreduzierung durch Jet-Cooling (Fa. Honsel)

Trotz der positiven Ergebnisse sind einige Punkte für die generelle Umsetzung zu beachten:

- Obwohl man mit diesem System bis zu acht Kerne kühlen kann, sind die Investitionskosten von 30.000€ pro Gerät erheblich, die sich durch eine bessere Bauteilqualität oder einen geringeren Ausschuss amortisieren müssen.
- Der Einbau des Systems erfordert zudem zusätzlichen Bauraum, der nicht bei allen Formen gegeben ist.
- Ein Dauerbetrieb des Systems in Gießereien ist zurzeit noch mit erheblichem Wartungsaufwand verbunden.

2.4.3 Variation der Einsätze

Die Versuche zum Bohrungsdurchmesser und zu den Einsätzen in Steigbohrungen haben zu Ergebnissen geführt, die bei der konstruktiven Auslegung einer Formtemperierung zu beachten sind. Eine weitere Steigerung des Wärmeüberganges kann thermodynamisch und strömungstechnisch nur durch eine weitere Erhöhung der Reynolds-Zahl in den Temperierbohrungen erreicht werden. Da die Variationsmöglichkeiten Bohrungsdurchmesser/Temperiergerät Grenzen aufweisen, wurde innovativ

versucht durch Einschübe die Turbulenzen zu erhöhen und damit den Wärmeübergang zu verbessern.


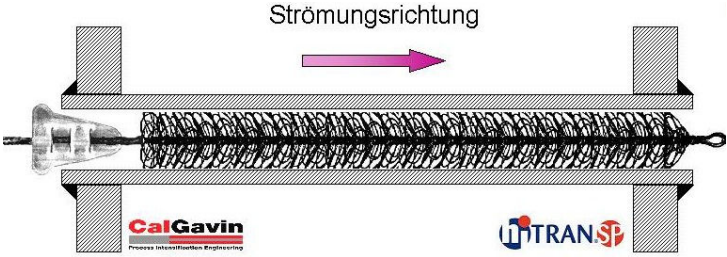
Länge/ Breite /Höhe	1000 mm/ 55 mm/ 50 mm
Bohrungsdurchmesser	10 mm
Einschübe	Metallspirale 
	Hi-Trans-Elemente mit verschiedener Packungsdichte 

Tabelle 3: Daten des Versuchskörpers mit Einschüben

Als Versuchsdaten wurden der Gegendruck, die Durchflussmenge, die Oberflächentemperatur an verschiedenen Stellen und die Temperaturverteilung erfasst. Der Versuchsaufbau mit der Lage der Thermoelemente ist in der Abbildung 23 schematisch dargestellt.

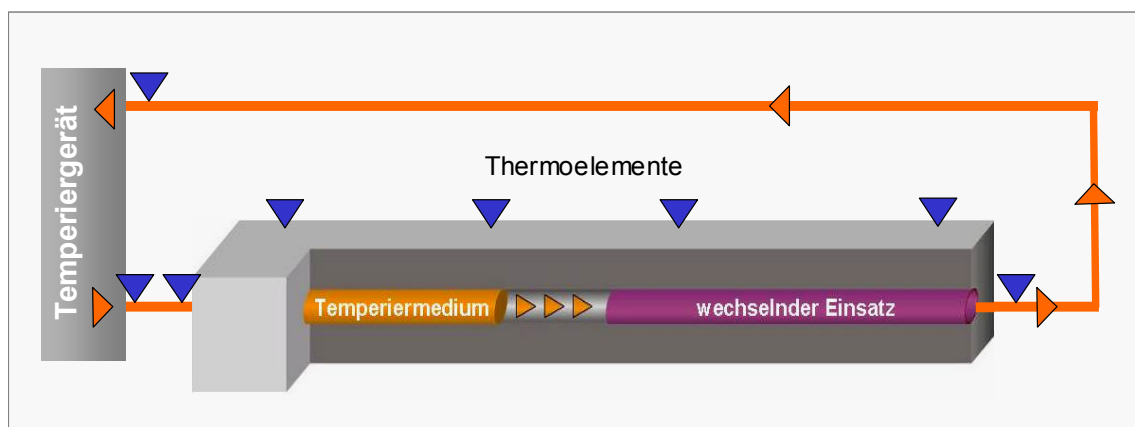


Abbildung 23: Schematischer Versuchsaufbau ohne Thermografiekamera

Aus einer Vielzahl untersuchter Einsätze zeigten eine offene Metallspirale und die Hi-Trans-Elemente der Fa. Galvin, die in der chemischen Industrie bei Wärmetauschern

eingesetzt werden, die besten Ergebnisse, die im Folgenden dargestellt und diskutiert werden, Abbildung 24.

Es ist eine deutliche Steigerung des Wärmeübergangs bei allen drei Einschüben zu erkennen, wobei das Hi-Trans-Element den größten Effekt zeigt. Allerdings ist dieses Ergebnis differenzierter zu betrachten:

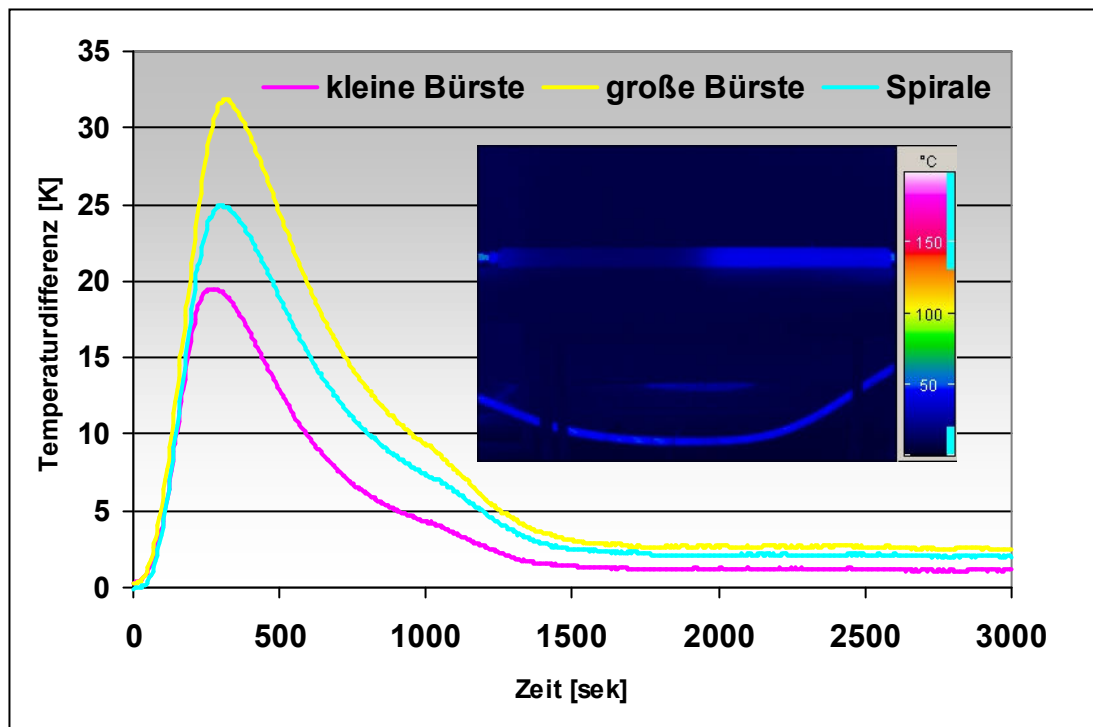


Abbildung 24: Temperaturdifferenzen zwischen Einschub und Bohrung ohne Einschub

Im vorliegenden Versuch wurden die Elemente halbseitig eingeschoben. Die dadurch erreichten Temperaturdifferenzen sind aber nur zum Teil auf eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten zurückzuführen, da sich durch den Einschub der Gegendruck im gesamten System erhöht und zu einer Durchflussminderung führt. In Folge davon ist auf der einschubfreien Seite die Wärmeeinleitung geringer und demzufolge die Temperaturdifferenz größer.

Eine deutliche Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten lässt sich nur bei gleichen Durchflussmengen erzielen. Dieser Zusammenhang wurde über Bypassversuche experimentell nachgewiesen und bei der Firma CalGavin über ein spezielles Berechnungsprogramm für die Hi-Trans-Elemente auch rechnerisch ermittelt:

Einsatz	ΔT [K]	α [W/m ² K] ohne Einsatz	α [W/m ² K] mit Einsatz	Durchfluss- menge [l/min]
Große Bürste	31,85	1251	4062	12,9
Kleine Bürste	19,51	1622	3875	17,2
Spirale	24,89	1416	3965	15,2

Tabelle 4: Übersicht der ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten α bei 85°C

Für die konstruktive Auslegung der Temperierbohrungen ergeben sich daraus theoretisch zwei Einsatzmöglichkeiten:

1. Unter der Verwendung getrennter Temperierkreisläufe und dem Einsatz der Hi-Trans-Elemente über die gesamte Bohrungslänge könnte die Wärmebilanz deutlich optimiert werden.
2. Eine weitere Anwendung der Einschübe könnte in einer gezielten lokalen Steuerung der Wärmeeinbringung liegen, wie auch im Thermographiebild, Abbildung 26, dargestellt ist.

Allerdings sind beim heutigen Stand der Technik die Hi-Trans-Elemente im Gießereibetrieb technisch nicht zu realisieren, da sie sind zurzeit nur für Temperaturen bis 100°C in Wasser ausgelegt sind. Außerdem setzt ihr Einbau eine beidseitige Zugänglichkeit der Bohrung voraus, da sie auf Grund ihrer Instabilität ziehend eingeführt werden müssen. Neben einer Weiterentwicklung dieser Elemente für Temperieröle und einer Einsatztemperatur bis 230°C müsste auch der Formenbau entsprechend angepasst werden. Korrosionsbeständigkeit und Wartungsfreundlichkeit wären weitere wichtige Punkte.

3 Praxistest

Aus dem Untersuchungsergebnissen zur Energiebilanzierung, den systemspezifischen Energieverlusten und den Laborversuchen zur Auslegung der Temperierbohrungen haben sich wesentliche Ansatzpunkte zur Reduzierung des Energiebedarfs aufgezeigt. Dazu gehören:

1. Eine Optimierung der Durchflussmenge / Strömungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Bohrungsdurchmessers unter Beachtung des Gegendrucks des Temperiergerätes
2. Die Verwendung von Einsätzen zur lokalen Beeinflussung des Wärmeüberganges
3. Eine Isolierung der Formhälften zur Aufspannplatte mit Wärmeisolationsplatten

Für eine Umsetzung dieser Ansatzpunkte in die Praxis wurden im ersten Schritt eine Simulation und nachfolgend die experimentelle Verifizierung im Produktionsbetrieb durchgeführt. Bei der verwendeten Form handelt es sich um einen Motorträger mit einem Schussgewicht von 1,65 kg, Abbildung 28. Die konstruktive Anordnung der Temperierbohrungen ist auf der rechten Seite in einer transparenten räumlichen Ansicht zu sehen.

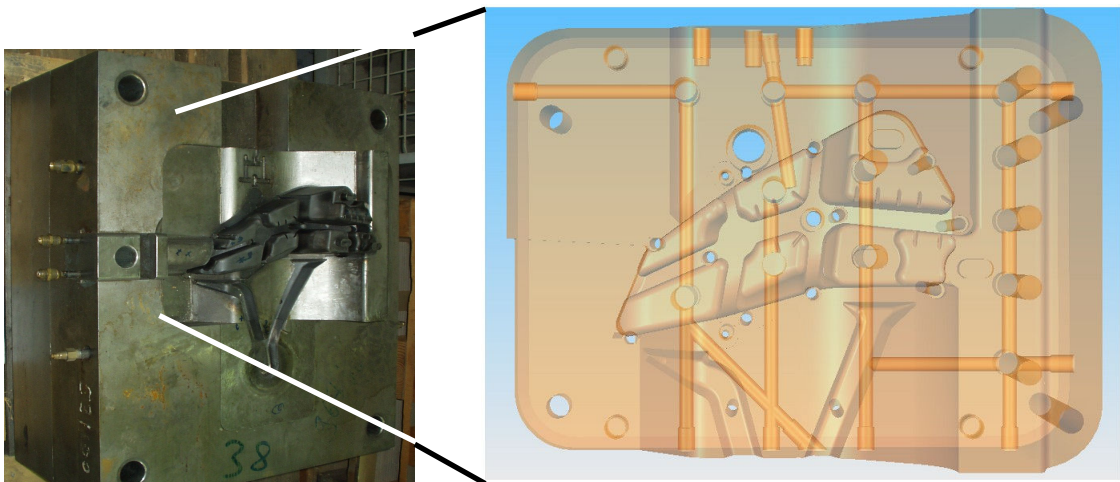


Abbildung 25: Bewegliche Formhälfte des Motorträgers

Der Formeinsatz wird auf der beweglichen Seite mit Temperierbohrungen mit einem Durchmesser von 10 mm und einer Gesamtlänge von insgesamt 3,5 m temperiert. Temperieren bedeutet bei dieser Form, dass zu Beginn der Produktion ausschließlich geheizt wird. Im Produktionsbetrieb wird anschließend die bewegliche Formhälfte zur besseren Ausformung auf einem abgesenkten Temperaturniveau im Vergleich zur festen Formhälfte gehalten. Zusätzlich ist auf beiden Seiten eine Vielzahl von

Steigbohrungen mit Umlenkblechen zur lokal verbesserten Wärmeübertragung eingebaut. Für jede Formseite wird ein separates Temperiersystem eingesetzt. Die Auslegung der Temperierbohrungen ist bei diesem System ungünstig, da der Gegendruck durch die Steigbohrungen zu groß ist. Die Durchflussmenge beträgt daher nur 9,8 l/min.

Wärmeisolationsplatten

Die verwendeten Wärmeisolierplatten zwischen den Formhälften und der jeweiligen Aufspannplatte hatten die Abmaße 600 x 700 mm. Sie werden von der Firma Hasco® vertrieben und besitzen eine niedrige Wärmeleitfähigkeit und somit ein hohes Wärmedämmvermögen. Die Wärmeleitfähigkeit wird vom Hersteller mit 0,18 W/mK angegeben. Sie haben zusätzlich eine gute chemische Beständigkeit und eine ausgezeichnete Langzeittemperaturbeständigkeit. Ihre Druckfestigkeit ist für die meisten Formen und ihren Schließkraft ausreichend.

Maximale Temperatur	220 °C	
Wärmeleitfähigkeit	0,18 W/mK	
Druckfestigkeit	20 °C	200°C
	400 N/mm ²	200 N/mm ²

Tabelle 5: Leistungsdaten der Wärmeisolationsplatten

3.1 Simulation

Die Simulation wurde bei der Fa. Magma mit dem Simulationstool Magmasoft® erstellt. Zielsetzung dieser theoretischen Berechnungen war die Wirksamkeit der Optimierungsmaßnahmen über eine zeitabhängige Temperaturverteilung der Form im Vorfeld nachzuweisen. da ein Praxistest mit erheblichen Umbaumaßnahmen und Kosten verbunden ist. In der Simulation, die für diesen Fall Stand der Technik ist, kann die Temperaturverteilung über eine Variation von Durchflussmenge/ Wärmeleitfähigkeitskoeffizient für vorgegebene Geometrien berechnet werden. Dieses Programm ist allerdings nicht für konstruktive Änderungen konzipiert. In sofern mussten die vorliegenden Geometrien, dazu gehört insbesondere der Durchmesser der Temperierbohrungen und deren Lage in der Form, als gegeben angenommen werden. Da Steigbohrungen mit Umlenkblechen sich bereits in den Laborversuchen als beste konstruktive Lösung herausgestellt haben, wurde ausschließlich der Wärmeübergang

anhand unterschiedlicher Strömungsvolumina variiert. Damit sind grundsätzlich auch Turbulatoren erfasst. Zusätzlich wurde in der Simulation der Einfluss von Wärmeisolationsplatten zwischen Formhälfte und Aufspannplatte der Druckgießanlage berücksichtigt. Im Einzelnen wurden vier Simulationen für beide Formenhälften durchgeführt:

1. 10 l/min und $\alpha = 1722$ ohne Isolierung
2. 10 l/min und $\alpha = 1722$ mit Isolierung
3. 25 l/min also $\alpha = 4833$ ohne Isolierung
4. 25 l/min also $\alpha = 4833$ mit Isolierung

In den Wärmeübergangskoeffizienten α sind die Stoffdaten des Temperiermediums und dessen Temperatur berücksichtigt. Im Folgenden sind die Temperaturverteilungen für die feste Formhälfte nach 180 min dokumentiert.

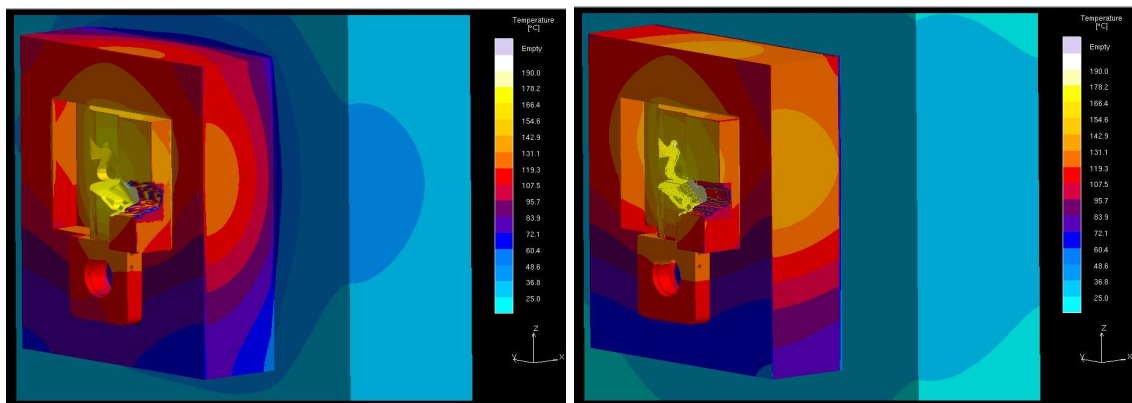


Abbildung 26: Temperaturverteilung der Festen Formhälfte für einen Durchfluss von 10 l/min (links: ohne Isolierung; rechts: mit Isolierung)

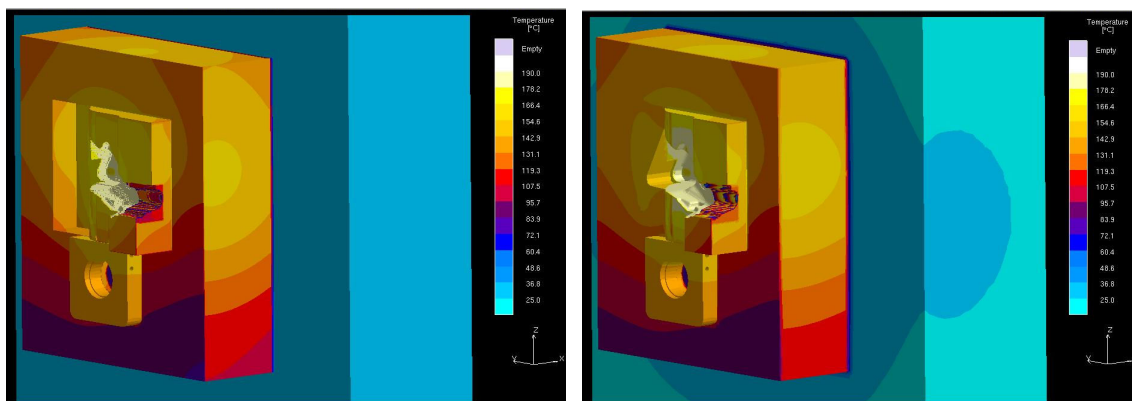


Abbildung 27: Temperaturverteilung der Festen Formhälfte für einen Durchfluss von 25 l/min (links: ohne Isolierung; rechts: mit Isolierung)

In der Abbildung 26 sieht man auf der rechten Seite durch die Isolation eine höhere Temperatur in der Kavität und an der Formseite, da hier der Wärmeabfluss in die Aufspannplatte verringert worden ist. Die Aufspannplatte selbst zeigt somit ein deutlich geringeres Temperaturniveau. In der Abbildung 27 zeigt die Temperaturverteilung auf der linken Seite einen erhöhten Wärmeeintrag durch die Erhöhung der Durchflussmenge. Durch die höhere Temperatur ist jedoch auch der Wärmefluss in die Aufspannplatte höher. Dies kann bei der Verwendung einer Wärmeisulationsplatte noch deutlicher als in Abbildung 26 minimiert werden.

Die Temperaturerhöhung in der Kavität beträgt durch beide Optimierungsmaßnahmen 20°C . Um diese Temperatur müsste die Vorlauftemperatur reduziert werden, um in der Form wieder das nötige Temperaturgleichgewicht für eine gute Gussqualität zu erreichen. Für die Energiebilanz bedeutet dieses Ergebnis eine deutliche Reduzierung des Stromverbrauches. In früheren Untersuchungen des Kopperationspartners [And03] wurde für eine vergleichbare Form für eine Vorlauftemperatur von 160°C experimentell ermittelt, dass die Reduzierung der Vorlauftemperatur um 1°C im Produktionsbetrieb zu einer Einsparung von $0,115 \text{ kWh}/^{\circ}\text{C}$ führt. Das bedeutete in diesem Fall eine Energieeinsparung von $2,3 \text{ kWh}$ pro Betriebsstunde bei einer Reduzierung um 20°C . Bei einer Absenkung der Vorlauftemperatur von einem höheren Niveau sind diese Werte noch wesentlich größer, da Wärmeverluste dem Stefan-Boltzmann-Gesetz gehorchen.

3.2 Produktionsbetrieb

Ein wesentlicher Punkt im Rahmen dieses Vorhabens war die Umsetzung der Ergebnisse in die Praxis. Die erarbeiteten Optimierungsansätze aus den Laborversuchen und der Simulation wurden dazu in der Produktion des Gießereibetriebes der Fa. G.A. Röders getestet. Im ersten Schritt wurden deshalb die Wärmeisulationsplatten eingebaut. Die simulierten Optimierungsmaßnahmen zur verbesserten Temperierung der Form setzen allerdings eine Neukonstruktion unter strömungstechnischen Gesichtspunkten voraus, um die Durchflussmenge, insbesondere in den Steigbohrungen, zu erhöhen. Sowohl der zeitliche wie auch der finanzielle Aufwand zur Herstellung einer neuen Form konnte im Rahmen dieses Forschungsvorhabens nicht geleistet werden und war auch im Antrag nicht geplant. Die Modifizierung der Form beschränkte sich daher auf die Wärmeisulationsplatten, zumal die verwendeten Steigbohrungen hinsichtlich ihrer Einsätze bereits die beste Lösung darstellten.

Bei der Durchführung des Praxistests wurde der Energie-, Druckluftverbrauch, die Wasserverbrauchsmengen und der Temperaturverlauf an insgesamt sechs definierten Punkten gemessen und im Vergleich zum Ist-Zustand vor der Optimierung ausgewertet. Die Praxistauglichkeit sowie die Produktionssicherheit wurden mit Hilfe von Thermografieaufnahmen überprüft. Der Versuchsaufbau für den Praxistest ist in Abbildung 29 zu erkennen. Die Versuche wurden in vier Schichten an zwei Tagen durchgeführt, bei denen das Bauteil aus der Legierung AC-AISI9Cu3 (226) mit einem Schussgewicht von 1.650g abgegossen wurde.



Abbildung 28: Versuchsaufbau für den Praxistest (mit Isolation)

Die Thermografieaufnahme, Abbildung 29, zeigt auf der linken Seite den Wärmehaushalt der Form im Ist-Zustand und auf der rechten Seite mit Isolierplatte.

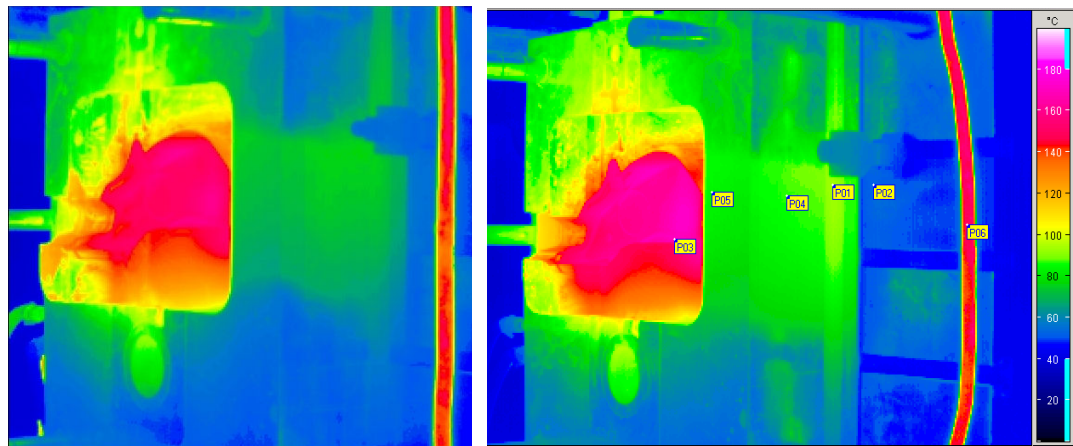


Abbildung 29: Thermographie beim Praxistest (links ohne, rechts mit Isolierung)

Beide Abbildungen zeigen den Aufheizprozess der Form nach 100 min, und in der rechten Seite sind die gesetzten Thermopunkte eingetragen. Ein Vergleich des Wärmehaushaltes der Form mit und ohne Isolierung zeigt folgende Ergebnisse:

- Die Isolierung verhindert nachweislich die Wärmeableitung in die Aufspannplatte.
- Sie erhöht das Temperaturniveau der Form in der Kavität um 10°C und im Formrahmen durchschnittlich um 15°C.

Wenn man sich dieses Ergebnis im zeitlichen Verlauf anhand des Thermopunktes (P03) in der Kavität anschaut, Abbildung 33, wird deutlich, dass die Mindesttemperatur dieser Form für den Gießprozess, die bei 140°C liegt, bei der isolierten Form wesentlich früher erreicht wird. Daraus folgt ein Energie- und Zeiteinsparungspotential bereits im Aufheizprozess.

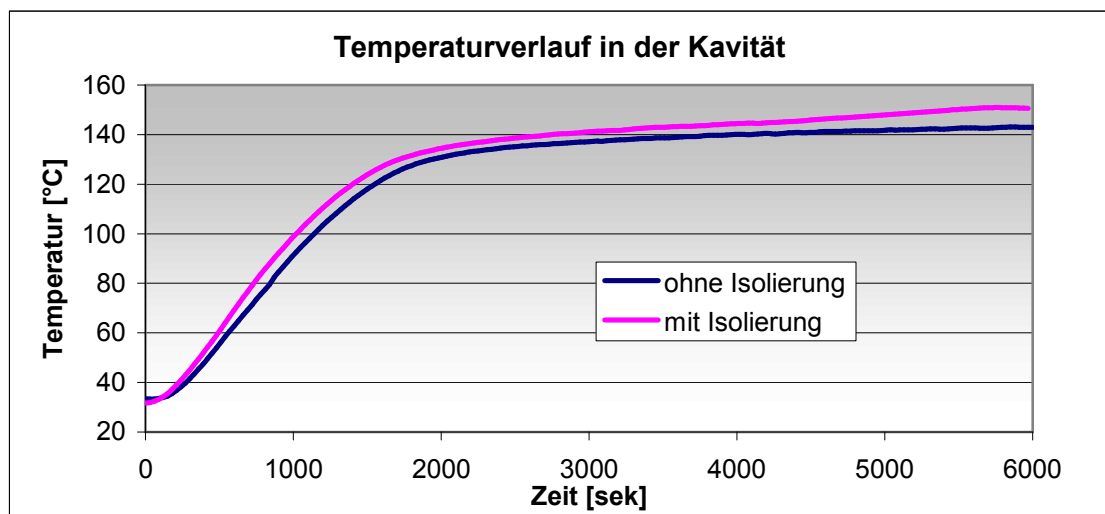


Abbildung 30: Temperaturverlauf während der Aufwärmung

Zusätzlich liegt, wie bereits oben erwähnt, die erreichte Endtemperatur 10°C höher, so dass die Vorlauftemperatur nach dem Aufheizen gesenkt werden kann. Diese Ergebnisse korrelieren mit der Simulation.

Bei der Betrachtung der gemessenen Stromverbräuche für die Temperierung während des Praxistestes zeigt sich das Einsparpotential noch deutlicher:

- Die Energieeinsparung pro Stunde im laufenden Gießbetrieb belief sich beim Praxistest für beide Formhälften auf 10% (4,8KWh)
- Weiterer Vorteil der Isolierung war eine Zeiteinsparung von 30 % im Aufheizbetrieb der Gießform und eine Energieeinsparung von 25 % (3,6KWh) auf der festen Formseite
- Zusätzlich wurde durch die Verringerung des Wärmestroms zwischen Form und Formaufspannplatte eine Stabilisierung des Prozesses bei simulierten Störungen im Gießbetrieb erreicht.

Die hier aufgezeigten Energieeinsparungsmaßnahmen lassen sich mit geringem Aufwand in jeder Gießerei durch entsprechende Verwendung von Isolationsplatten realisieren. Besonders wirkungsvoll sind die Isolationsmaßnahmen bei flachen und dünnwandigen Bauteilen, weil hier relativ viel Wärmeenergie notwendig ist, um das Prozessfenster der Formtemperierung zu erhalten.

3.3 Gießversuche mit den Trennstoffen

Die Wärmebilanz einer Druckgussform und hat entscheidenden Einfluss auf die Fertigungssicherheit, die Produktivität des Gießprozesses und auf die Qualität der Gussteile. Der Form wird, wie bereits ausführlich diskutiert, über verschiedene Wege Wärme zugeführt oder entzogen. Um im Gießbetrieb die optimale Formtemperatur aufrechtzuerhalten, muss ein Gleichgewicht zwischen aufgenommener Energiemenge und der abgegebenen Wärmemenge bestehen. Besonders die wasserbasierten Trennmittlemulsionen entziehen der Form durch das Verdampfen von Wasser Energie. Je mehr Trennstoff also auf die Form aufgebracht wird, umso größer ist die dadurch abgeführte Wärmemenge. Dieser Energieverlust muss durch die Temperiergeräte wieder ausgeglichen werden. Insbesondere bei dünnwandigen Bauteilen sind ein Heizen der Formhälften und eine Oberflächenabkühlung durch das Einspritzen von

wassermischbaren Formtrennmitteln ausgesprochen kontraproduktiv. Eine Alternative ist der Einsatz von Trennstoffen, die auf Grund einer modifizierten Zusammensetzung bei höheren Formtemperaturen eine trennende Wirkung aufweisen und damit geringere Wärmemengen abführen.

Über Gießversuche wurde im Rahmen des Praxistest der Einfluss von insgesamt vier Trennstoffvarianten auf den Temperaturhaushalt einer geeigneten Form untersucht und die Bauteilqualität beurteilt. Die Gießversuche wurden beim Kooperationspartner auf der Bühler H-400 SC durchgeführt. Als Form wurde eine Wärmetauscherhalbschale eingesetzt und für jeden Trennstoff die Dosierung und die Prozessparameter optimiert. In der nachfolgenden Tabelle sind die wichtigsten Parameter zusammengefasst.

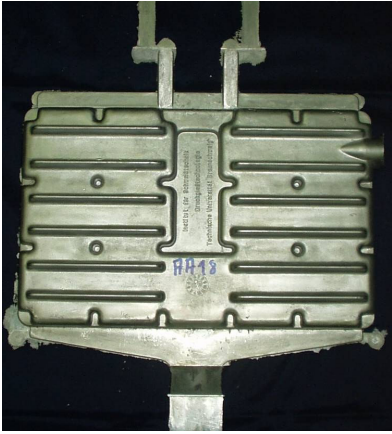
Bauteil	Trennstoffe	Versuchsparameter
Legierung AC - AlSi9Cu3 Schussgewicht 1350 g 	wassermischbar <ul style="list-style-type: none"> • Polyethylenwachse • Polysiloxane 	automatisierter Auftrag Minimaldosierung Temperierung 180°C
	ölbasiert <ul style="list-style-type: none"> • synthetische Öle • Polysiloxane 	automatisierter Auftrag Temperierung 180°C
	pulverförmig <ul style="list-style-type: none"> • Polyethylenwachse 	manueller Auftrag Minimaldosierung Temperierung 140°C
	gasförmig <ul style="list-style-type: none"> • Polyethylenwachse 	automatisierter Auftrag geschlossenes System Temperierung 140°C

Tabelle 6: Parameter der Gießversuche

Zur Beurteilung der Wärmebilanz wurden Thermographieaufnahmen der Formoberfläche nach der Bauteilentnahme und nach dem Trennstoffauftrag erstellt und die Temperaturdifferenz in Abhängigkeit vom Trennstoff integral in der Kavität bestimmt. Die folgende Abbildung zeigt die Thermographiebilder in der Übersicht.

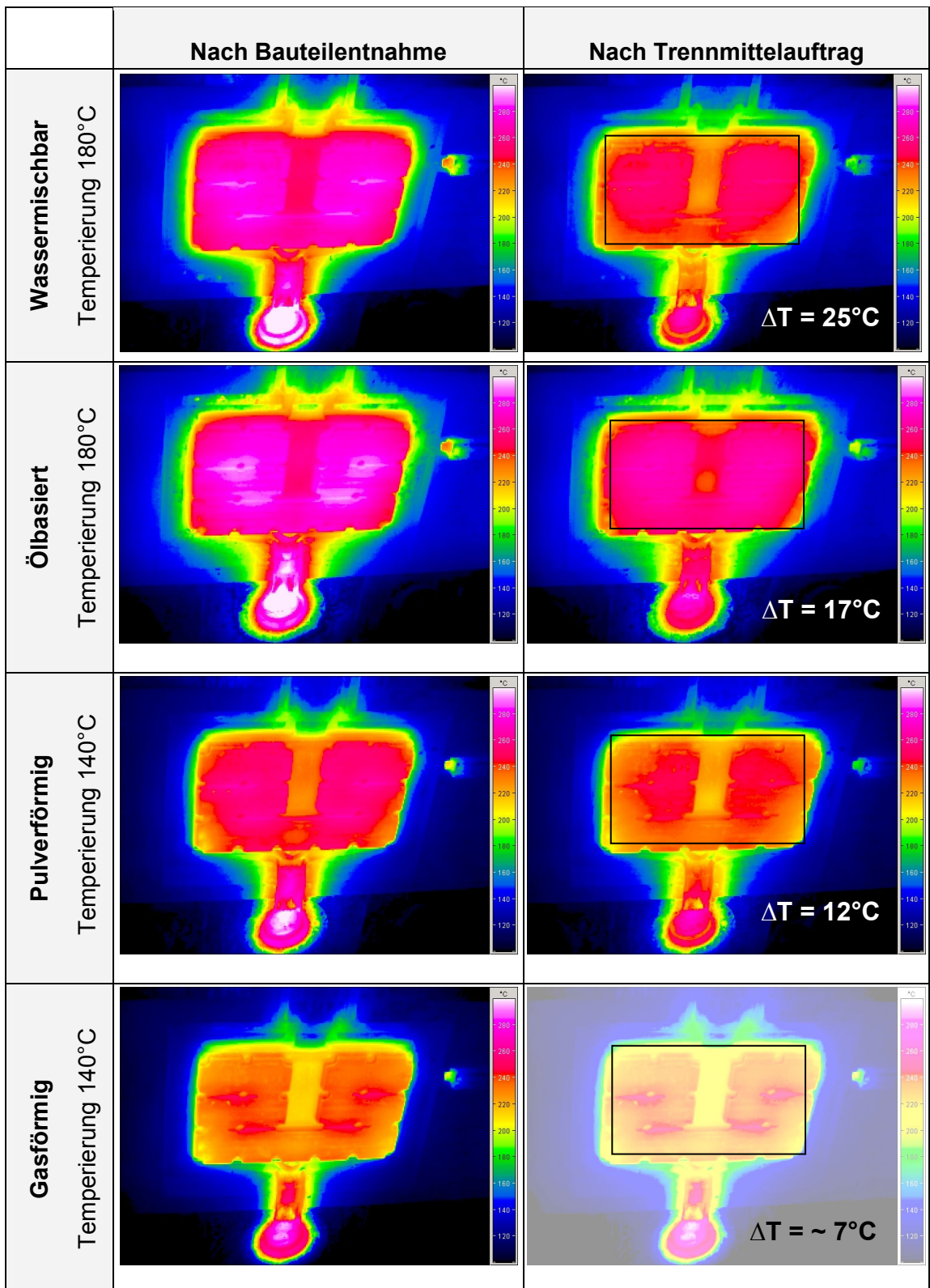


Abbildung 31: Wärmebilder der Gießversuche

Zur Beurteilung der gegossenen Bauteile wurden folgende Punkte herangezogen:

- die Entformbarkeit der Bauteils aus der Kavität

- die visuelle Oberflächenqualität des Bauteils
- die Gussqualität, beurteilt über eine zerstörungsfreie Durchstrahlungsprüfung zum Nachweis von Gussfehlern
- der Gasgehalt des Druckguss-Bauteils, der für nachfolgende Wärmebehandlungen möglichst niedrig sein sollte. Dazu wurden Blisterversuche durchgeführt.
- die mechanisch-technologischen Kennwerte, die vom Temperatur-Zeitverlauf bei der Erstarrung und damit direkt von der Temperatur der Form abhängen. Dazu wurden Zugproben aus dem Bauteil entnommen und die Zugfestigkeit und Dehnung A_5 ermittelt.
- die Schweißseignung, die über Versuchsschweißungen mit nachfolgender metallographischer Beurteilung der Porenverlustfläche vergleichend bewertet wurde.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen, Tabelle 7, sind bereits veröffentlicht worden [Pri05], sodass sie nicht detailliert, sondern nur im Kontext zur Energiebilanz, diskutiert werden.

Bei Gießversuchen mit den trockenen und gasförmigen Trennstoffen zeigte sich eine deutlich geringere Abkühlung der Formoberfläche so dass die Formtemperierung mit einer 40°C geringeren Vorlauftemperatur eingestellt werden konnte. Positiver Nebeneffekt ist außerdem eine Steigerung der Produktivität durch Verringerung der Zykluszeiten um 15%. Die erreichbare Energieeinsparung von 5 KWh kann jedoch nicht bei jeder Form in die Praxis umgesetzt werden. Sie erfordern eine homogene Temperaturverteilung in der Kavität, da die zusätzliche Kühlwirkung von Hot-Spots durch Wasser entfällt. Bei komplexen Bauteilgeometrien sind diese Trennstoffe daher nicht einzusetzen. Die mechanisch-technologischen Bauteileigenschaften waren im Vergleich zu konventionellen Trennstoff-Wasser-Emulsionen zufrieden stellend.

Der ölasierte Trennstoff reduziert im Vergleich zum wassermischbaren Trennstoff die Oberflächentemperatur nicht wesentlich. Die Gussqualität ist bis auf eine gute Entformbarkeit schlechter. Allerdings muss ergänzend gesagt werden, dass es sich hier um eine Neuentwicklung und nicht um ein ausgereiftes Produkt handelt.

Wenn man sich die Bauteilqualität im Hinblick auf eine weiterführende Verarbeitung, wie eine Wärmebehandlung oder das Schweißen anschaut, sind allerdings die wassermischbaren Trennstoffe den Neuentwicklungen überlegen.

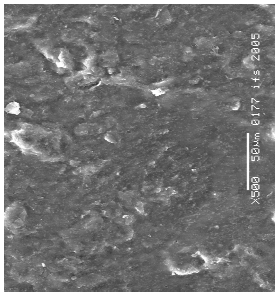
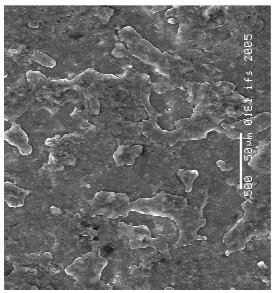
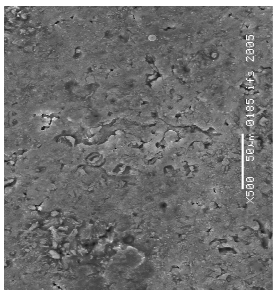
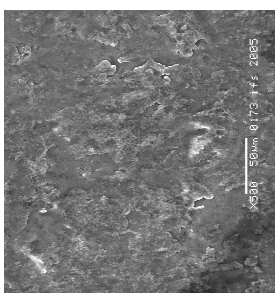
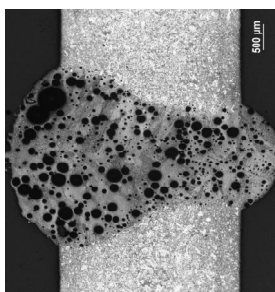
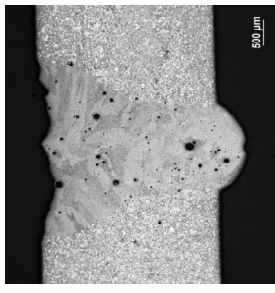
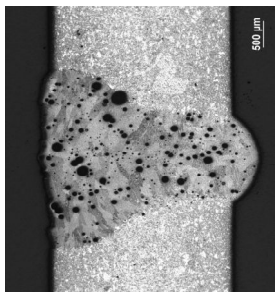
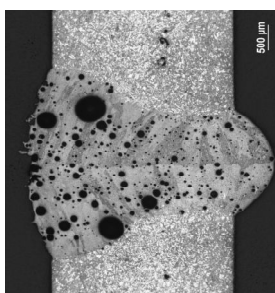
		Trennstoffmodifikation			
		wassermischbar	ölbasiert	fest	gasförmig
■ Beurteilung					
■ Entformbarkeit		gut	sehr gut	gut	sehr gut
■ Oberflächenqualität		 Rz=19,6µm	 Rz=18,6µm	 Rz=18,8µm	 Rz=18,5µm
■ Gasgehalt		20 g/dm ³	160 g/dm ³	95 g/dm ³	65 g/dm ³
■ Zugfestigkeit/ ■ Bruchdehnung		241 N/mm ² 1,7%	209 N/mm ² 1,1%	212 N/mm ² 0,9%	234 N/mm ² 1,4%
■ Schweißseignung		 Porengehalt 1,2 %	 Porengehalt 21,8 %	 Porengehalt 7,2 %	 Porengehalt 12,4 %

Tabelle 7 Übersicht der Bauteiluntersuchungen

4 Fazit

4.1 Zusammenfassung

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens sind detaillierte Punkte zur Optimierung der Energiebilanz des Druckgießprozesses von Aluminium sowohl theoretisch wie auch experimentell erarbeitet worden. Deren Umsetzungen in die Praxis können in Summe zu einer Energieeinsparung von 15% bis 25% im Bereich der Gießzelle führen.

Ausgehend von einer Energiebilanzierung des Ist-Zustandes im Hause des Antragstellers und der Forschungsgießerei beim Kooperationspartner sind die wesentlichen Energieverbraucher kritisch bewertet worden:

- 50% bis 80% der Gesamtenergie, je nach Ofenauslegung, werden für die Bereitstellung der Aluminium-Schmelze verbraucht. Hier liegt das zahlenmäßig größte Einsparpotential.
- Eine mittelgroße Druckgießmaschine verbraucht mit 17 bis 30 KWh vergleichsweise wenig Energie. Durch ein verbessertes Hydraulikmanagement können bei neuen Anlagen bis zu 20% eingespart werden.
- Die Temperierung einer Druckgießform hat eine Leistungsaufnahme von 9 bis 45 KWh, abhängig von der Formengeometrie. Hier ist ein erhebliches Optimierungspotential vorhanden.
- Die Peripheriegeräte Druckluft und Kühlaggregate sind nicht zu vernachlässigende Verbraucher. Sie sollten in ihrer Auslegung optimal auf den Prozess abgestimmt werden.

Aus der nachfolgenden thermodynamischen Berechnung der spezifischen Energieverluste der Gießzelle durch Wärmeabstrahlung, Konvektion und Konduktion wurden Verluste von bis zu 39 KWh insbesondere in Bereich der Gießform nachgewiesen. Die zur Berechnung der Energiebilanz notwendigen Formeln und Rechnungsschritte sind in eine Excel-Tabelle eingearbeitet worden, um den Gießereien damit eine Übersicht der Energieströme und Verluste zu ermöglichen und zu sensibilisieren. Ansätze für Energieeinsparpotentiale liegen auf Grund dieser Ergebnisse in:

- einer Optimierung der Auslegung von Temperierbohrungen unter strömungsmechanischen Gesichtspunkten

- einer Isolation der Gießform zu den Aufspannplatten der Druckgießanlage, um die Wärmeableitung zu verringern
- eine Reduzierung der Wärmeverluste durch den Trennstoff, die bauteilabhängig mit 0,5 bis 5 KWh erheblich sind.

In Laborversuchen sind an Modellen verschiedene Ansätze zur Beeinflussung des Wärmeüberganges in Temperierungsbohrungen erfolgreich entwickelt und getestet worden. Ziel dieser Untersuchungen war eine optimierte Wärmebilanz unter thermodynamischen Gesichtspunkten. Dabei wurden folgende grundsätzlichen Ansätze verifiziert:

- Optimierung des Wärmeübergangskoeffizienten durch Veränderung des Bohrungsdurchmessers
- Beeinflussung des Wärmeüberganges in Steigbohrungen durch unterschiedliche Einsätze
- Beeinflussung des Wärmeübergangskoeffizienten durch Einschübe

Diese komplexen Ergebnisse sind insbesondere für die Konstruktion von neuen Formen wichtig und werden in Form von Leitlinien in ein Merkblatt des VDG einfließen.

Im abschließenden Praxistest wurden die wichtigsten Ansatzpunkte zur Reduzierung des Energiebedarfs im Bereich der Form über eine Simulation und Gießversuche verifiziert

- In einer Simulation konnte bei strömungstechnisch optimierter Auslegung der Temperierbohrungen ein Einsparpotential von 2,3 KWh theoretisch nachgewiesen werden. Eine Umsetzung in die Praxis des Formenbaus wird durch die Leitlinien erleichtert, erfordert aber zusätzlich die Weiterentwicklung von CAD-/ Simulationsprogrammen.
- Durch den Einbau von Isolationsplatten zwischen der festen und beweglichen Formplatte und dem Formenrahmen konnten Einsparpotentiale von 5,5 KWh bei einer Leistungsaufnahme von insgesamt 73,5 KWh erreicht werden. Die Kosten für die Isolationsplatten sind mit ca. 200 € sehr gering. Weiterer Vorteil der Isolierung war eine Zeiteinsparung von 30 % im Aufheizbetrieb der Gießform
- Der Einsatz von trockenen und gasförmigen Trennstoffen führt durch eine Reduzierung der Vorlauftemperatur zu einem Einsparpotential von 4 KWh bei einer guten Gussqualität und zusätzlicher Produktivitätssteigerung. Allerdings setzt die Umsetzung eine homogene Temperaturverteilung in der Kavität voraus.

Da eine äußere Kühlung überhitzter Stellen durch die Verdunstungs-Enthalpie des Wassers nicht mehr gegeben ist, können diese Trennstoffe nur bei einfach strukturierten Bauteilen Verwendung finden.

Weitere nicht quantifizierte Energieeinsparungen sind durch einfache Einzelmaßnahmen im Produktionsbetrieb zu erreichen:


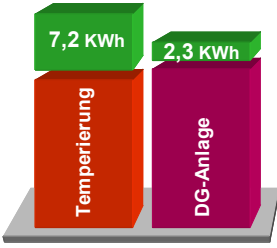

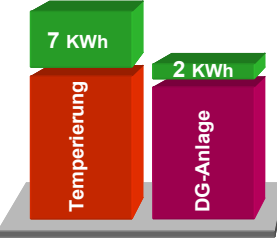

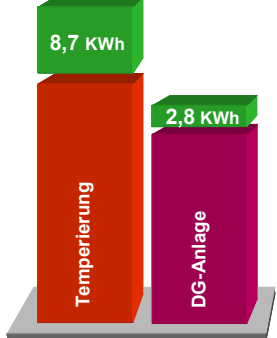

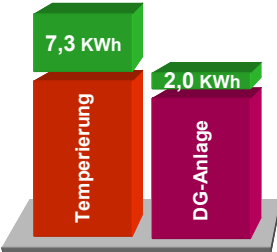

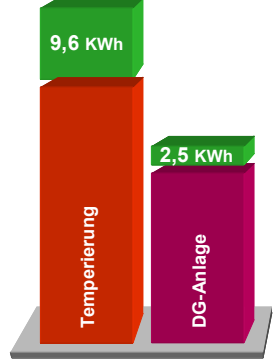
- Isolation der Gießrinne und der Temperierungsschläuche
- Verringerung des Druckluftverbrauches des Gießofens
- Wartung der Kompressorschläuche und Anschlüsse zur Minimierung von Leckagen
- Schließen der Ofenklappe
- Wartung des Tiegelofens

Am Beispiel der insgesamt 5 Gießzellen des Antragstellers, die beim Ist-Zustand erfasst wurden, ist im Folgenden das minimale Einsparpotential für die Formoptimierung und Druckgießanlage abgeschätzt worden:

- Die Isolation wurde für alle Formen mit dem durchschnittlich ermittelten Prozentsatz der Stromreduzierung berücksichtigt.
- Die strömungstechnische Auslegung der Formentemperierung ist über eine Absenkung der Vorlauftemperatur von 20°C ohne Berücksichtigung der erhöhten Wärmeableitung bei höheren Temperaturen erfasst worden.
- Die Reduzierung des Energieverbrauchs der Temperierung beim Einsatz von trockenen/ gasförmigen Trennstoffen oder wahlweise durch einen optimierten Eintrag von wassermischbaren Trennstoffen ist mit 2 KWh pauschal berücksichtigt worden.
- Die Produktivitätssteigerung durch verringerte Zykluszeiten und einen schnelleren Anfahrbetrieb ist mit einer Energieeinsparung von 10% für die Druckgießmaschine berücksichtigt worden.

Annahme:

1. Reduzierung der Aufheizzeit um 20 min für einen Zwei-Schicht-Betrieb
2. Reduzierung der Zykluszeit von 60 sec auf 55 sec

Anlage - Bauteil	Einsparpotential							
<p>Frech 125-1</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Bauteil: HSA Kühlkörper ▪ Schussgewicht: 130 g ▪ Temperierung: 240°C 		 <table border="1"> <tr> <th>Category</th> <th>Energy Consumption (kWh)</th> </tr> <tr> <td>Temperierung</td> <td>7,2</td> </tr> <tr> <td>DG-Anlage</td> <td>2,3</td> </tr> </table>	Category	Energy Consumption (kWh)	Temperierung	7,2	DG-Anlage	2,3
Category	Energy Consumption (kWh)							
Temperierung	7,2							
DG-Anlage	2,3							
<p>Frech 125-2</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Bauteil: HS Gehäuse ▪ Schussgewicht: 136 g ▪ Temperierung: 150°C 		 <table border="1"> <tr> <th>Category</th> <th>Energy Consumption (kWh)</th> </tr> <tr> <td>Temperierung</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>DG-Anlage</td> <td>2</td> </tr> </table>	Category	Energy Consumption (kWh)	Temperierung	7	DG-Anlage	2
Category	Energy Consumption (kWh)							
Temperierung	7							
DG-Anlage	2							
<p>Bühler 250</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Bauteil: HS Gehäuse ▪ Schussgewicht: 895 g ▪ Temperierung: 200°C 		 <table border="1"> <tr> <th>Category</th> <th>Energy Consumption (kWh)</th> </tr> <tr> <td>Temperierung</td> <td>8,7</td> </tr> <tr> <td>DG-Anlage</td> <td>2,8</td> </tr> </table>	Category	Energy Consumption (kWh)	Temperierung	8,7	DG-Anlage	2,8
Category	Energy Consumption (kWh)							
Temperierung	8,7							
DG-Anlage	2,8							
<p>Frech 330</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Bauteil: HS Gehäuse hinten ▪ Schussgewicht: 412 g ▪ Temperierung: 250°C 		 <table border="1"> <tr> <th>Category</th> <th>Energy Consumption (kWh)</th> </tr> <tr> <td>Temperierung</td> <td>7,3</td> </tr> <tr> <td>DG-Anlage</td> <td>2,0</td> </tr> </table>	Category	Energy Consumption (kWh)	Temperierung	7,3	DG-Anlage	2,0
Category	Energy Consumption (kWh)							
Temperierung	7,3							
DG-Anlage	2,0							
<p>Bühler 530</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Bauteil: A Seitenteil rechts ▪ Schussgewicht: 1466 g ▪ Temperierung: 200°C 		 <table border="1"> <tr> <th>Category</th> <th>Energy Consumption (kWh)</th> </tr> <tr> <td>Temperierung</td> <td>9,6</td> </tr> <tr> <td>DG-Anlage</td> <td>2,5</td> </tr> </table>	Category	Energy Consumption (kWh)	Temperierung	9,6	DG-Anlage	2,5
Category	Energy Consumption (kWh)							
Temperierung	9,6							
DG-Anlage	2,5							

Die im Rahmen dieses Forschungsvorhabens erarbeiteten Ergebnisse sind in vielen Punkten schnell und ohne große Probleme in die gießtechnische Praxis umsetzbar. Dazu gehören insbesondere der Einsatz von Isolationsplatten und ein optimierter Einsatz von Trennstoffen. Eine Verifizierung der Ergebnisse im Langzeittest in der Gießerei des Antragstellers ist geplant und soll nachfolgend im Fachausschuss Druckguss des VDG vorgestellt werden. Außerdem soll in der Fördergemeinschaft Druckgießforschung am ifs eine Erfahrungsdatenbank eingerichtet werden.

4.2 Weiterführende Forschungsansätze

Bei der Bearbeitung des Forschungsvorhabens ergaben sich weitere interessante Ansätze zur Energieeinsparung in der Gießereipraxis:

In der Gießerei des Antragstellers, und Vergleichbares gilt für alle anderen Gießereien, sind mehr als 50% des verarbeiteten Aluminiums Rücklaufmaterial, das zu Blöcken verarbeitet und dann erneut aufgeschmolzen wird. Für 340 t im Jahr 2005 sind zusätzliche 1.055.000 KWh verbraucht worden. Rücklaufmaterial besteht zum überwiegenden Teil aus den Überlaufbohlen, die nach dem Gießvorgang abgetrennt werden, Stanzreste und Krätze. Eine Reduzierung dieses Anteils führt zu erheblichen Energieeinsparungen von mindestens 3 KWh pro kg. Mögliche Ansätze sind:

- Eine unter diesem Gesichtspunkt optimierte Formfüllung
- Praxisnahe Trennung von verschmutztem/sauberem Kreislaufmaterial
- Kontinuierliche und zeitnahe Erschmelzung kleiner Mengen
- Alternative Verarbeitung und Reinigung in großen Anlagen und Anlieferung von flüssigem Aluminium, auch in kleinen Mengen

Es ist geplant, diese Fragestellungen zur Reduzierung des Kreislaufmaterials und einem wirtschaftlichen Recyceln in einem Nachfolgeprojekt zu bearbeiten.

4.3 Erfolgte und geplante Veröffentlichungen

In Anlehnung an die Aufgaben- und Zeitplanung sind folgende Vorträge und Veröffentlichungen erfolgt:

- Vorträge bei den Sitzungen der „Fördergemeinschaft Druckgießforschung“ am Institut als begleitender Ausschuss in halbjährlichen Abständen.
- Vortrag bei der Sitzung des „Fachausschuss Druckguss“ H 04
- Internationaler Deutscher Druckgusstag [Pri05]
- Teilaspekt „Einfluss der Trennstoffe auf die Schweißseignung von Aluminium-Druckguss“, Messe Schweißen und Schneiden, Innovationsforum, Essen 2005

Geplant ist eine Veröffentlichung im Heft 18 der „Giesserei“ mit den wichtigsten Ergebnissen dieser Forschungsarbeit.

Eine Fachtagung zu diesem Thema ist am 14. November 2006 im Zentrum für Umweltkommunikation in Vorbereitung.

5 Unterschriften

Soltau, 28.09.2006

Ort, Datum

Fa. G.A. Röders GmbH & Co. KG

Braunschweig, 28.09.2006

Ort, Datum

Institut für Füge- und Schweißtechnik, TU Braunschweig

Danksagungen

Die vorliegenden Untersuchungen wurden von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU) gefördert. Hierfür sei an dieser Stelle gedankt.

Wir danken außerdem den Mitgliedern des projektbegleitenden Ausschusses für die technische Unterstützung, die Bereitstellung von Untersuchungsmaterial und die intensiven Diskussionen.

- Fa. G.A. Röders GmbH, Soltau, Herr E. Röders, Herr G. Röders, Herr Indorf
- Fa. ae-group (DRM Löffler Druckguß GmbH), Bebra-Iba, Herr Dr. Grov
- Fa. Wollin GmbH, Lorch, Herr B. Wollin
- Fa. Chem-Trend GmbH, Norderstedt, Herr D. Tomazic, Herr Dr. Ehlers
- Fa. Bühler Deutschland GmbH, Frankfurt, Herr Wälchli, Herr Dr. Wiesner
- Fa. alu-druckguss GmbH & Co. Brandenburg KG, Brieselang, Herr Prexl
- Fa. ThyssenKrupp Fahrzeugguss GmbH, Hildesheim, Herr Riecke
- Fa. Honsel GmbH & Co. KG, Meschede, Herr Messer, Herr Pithan
- Fa. Schött-Druckguss GmbH, Menden, Herr Lange
- Fa. MAGMA Gießereitechnologie GmbH, Aachen, Herr Dr. Hartmann
- Fa. KS-Aluminium-Technologie AG, Neckarsulm, Herr Batz
- Fa. Robert ZAPP Werkstofftechnik GmbH, Ratingen, Herr Lehmkemper
- Fa. BDW technologies GmbH & Co. KG, Markt Schwaben, Herr Walprecht
- VDG, Düsseldorf, Herr Wenk

6 Literaturverzeichnis

- [And03] Anders, U., Pries, H. Dilger, K.
Forschungsvorhaben „Ökologisch und ökonomisch optimierter Trennstoffeinsatz beim Aluminium-Druckguss“, BMBF 01RW0055, Braunschweig, 2001-2003
- [Bau02] Bauquis, P.
Ausblick auf den Energiebedarf und die Energieversorgung um das Jahr 2050; Zeitschriftenaufsatz: Erdöl-Erdgas-Kohle, Band 118 (2002) Heft1,Seite7-13 (7 Seiten, 5 Bilder, 6 Tabellen), 2002
- [BDW99] N.N.; Ökologisch stets am Ball bleiben; Branchenbeispiel Produzierendes Gewerbe: Umwelt Pakt Bayern, Alusuisse Bayrisches Druckguß-Werk GmbH & Co. KG – Markt Schwaben in Oberbayern; Seite 7, 1999
- [Bec96] Beck, G., Klein, F.
Experimentelle Erfassung des Gesamtwärmehaushalts beim Vergießen von Aluminium-Druckgußlegierungen; Zeitschriftenaufsatz: Gießerei-Erfahrungsaustausch * Band 40 (1996) Heft 3, Seite 111-114 (4 Seiten, 2 Bilder, 4 Quellen), 1996
- [Bed86] Bednareck, H.
Trenn- und Schmierstoffe für die Fertigung von NE-Metall_Druckguß; Giesserei, 73 S. 112-117, 1986
- [Bed96] Bednareck, H.
Umweltfreundliche Anwendung von Druckgießtrennstoffen im Aluminium-Druckguß; Vortrag 15. Internationale Druckgußtagung Montreux/Schweiz, 1996
- [BLU05] Bayrisches Landesamt für Umweltschutz
Effiziente Energieverwendung in der Industrie – Teilprojekt „Metallschmelzbetriebe“, Augsburg 2005
- [Böc04] von Böckh, P.
Wärmeübertragung (Grundlagen und Praxis), Springer Verlag 2004
- [Bru94] E. Brunhuber: Gießerei Lexikon; 16. Aufl. Verlag Schiele und Schön, 1994
- [Brunk94] Brunkhaus, J., Stepanek, F.
Industrieöfen (Bau und Betrieb), Vulkan-Verlag 1994
- [Cer96] Cerbe, G., Hoffmann H.-J.
Einführung in die Thermodynamik, Carl Hanser Verlag, München, 1996
- [Doh99] H. J. Dohmen: Trockene Trennstoffe – eine neue Generation; CIATF Technical Forum, S. 335-340, 1999
- [Dub98] Dubbel
Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer Verlag 1998,
- [Eig98] K. Eigenfeld:
Aluminium-Druckguß-Wettbewerb 1998; Giesserei 85 S. 56-59, 1998
- [FHA91] Fachhochschule Aalen
Wärmetechnische Auslegung von Druckgussformen
Schulungsunterlagen, Aalen 1991

- [Ger99] German, A.
Auftrag und Wirkung wassermischbarer Formtrennstoffe beim Druckgießen;
Dissertation, Magdeburg 1999
- [Gie00] N.N.: Zeitschrift Giesserei in den Jahren 1980-2000
- [Glo98] Gloor Engineering
Energiesparmöglichkeiten von Druckluftanlagen
Informationsmaterial, Internetseite Gloor Engineering 1998
- [Gra99] Grahn, W., Wohlfahrt, H.
Entwicklung von umweltfreundlichen Hochleistungstrennstoffen für den Aluminium-Druckguß; Abschlußbericht zum Forschungsvorhaben 06116, Bundesstiftung Umwelt 1999
- [Har99] Harms, Hans
Fluidtechnik 1-3, Skript, ILF, TU-Braunschweig 1999
- [Hei00] Heinzler, M.; u.a.
Tabellenbuch Metall, Europa Lehrmittel 2000
- [Her00] Herwig, H.
Wärmeübertragung A-Z, Springer Verlag 2000
- [Ind92] Indorf, C.
Auswahl und Erprobung optimaler Wärmeträger zur Druckgussformtemperierung, Diplomarbeit, Lübeck, 1992
- [Lin92] Lindemann, K-J., Klein, F., Pokora, E.
Überwachung der Kühlkreisläufe in Druckgießformen und Erstellung der Wärmebilanz, 13. Aalener Gießereisymposium, Aalen, 1992
- [Mit01] Mitrovic, J.
Wärmeübertrager – Rohre, Publico Publications, Essen, 2001
- [Mod00] Modler, J.
Messung und Analyse der elektrischen Arbeit und Leistung in den physikalischen Instituten Bahrenfeld, Diplomarbeit, Hamburg, 2000
- [Mül96] W. Müller: Umweltverträglichkeit von Druckguß-Formtrennstoffen; Gießerei 83, 39-41. 1996
- [Pre05] Prexl, D.
alu-druckguss Brandenburg
unveröffentlichte Mitteilung, Fördergemeinschaftssitzung am ifs Braunschweig 2005
- [Pri05] Pries, H., Anders, U., Dilger, K.
Forschungsstudie „Einfluss aktueller Trennstoffentwicklungen auf die Qualität von Aluminium-Druckguss-Bauteilen“, aus DBU 22197
5. Internationaler Deutscher Druckgusstag 2005, Düsseldorf, 2005
- [Rao98] C. Raone, L. Baraldi, C. S. Pietro: Trenn- und Schmierstoffe für das Aluminium-Druckgießen; Gießerei 85, 94-97. 1998
- [Röd92] Fa. G.A. Röders GMBH
Wärmebilanz der Form „SV 757 HS“
Untersuchungsbericht, Soltau, 1992

- [Röd97] Röders, E.
Anwendung der Beschichtung von Druckgießformen; Vortrag anlässlich des Deutschen Druckgusstages am 04.03.1997 in Fiedberg, GIESEREI 84 Nr. 12-16 Juni (6 Seiten, 3 Bilder, 2 Tabellen), Soltau, 1997
- [Rug91] J. Ruge und D.-H. Rehbein: Untersuchung der Minimierung des Gasgehalts von Aluminium-Druckguß zur Verminderung der Gasporosität sowie zur Verbesserung der Schweißeignung und Warmaushärtbarkeit; Abschlußbericht zum AIF-Forschungsvorhaben 7642, Braunschweig 1991
- [Sch92] Schwenk, A. , Ludwig, P., Klein, F.
Thermische Verhältnisse in der Druckgießform beim Gießen von Aluminiumlegierungen; Konferenz-Einzelbericht: Steinbeis Transferzentrum und Arge Metallguß, Fachhochschule Aalen * (1992) Seite 1-16 (25 Seiten, 8 Bilder, 6 Tabellen, 12 Quellen), Votr. 4, 1992
- [Spe02] Speckenheuer, G.P., Stracke, A.
Wärmeleitrohre erhöhen die Qualität der Druck- und Spritzgusswerkzeuge; Zeitschriftenaufsatz: Der Stahlformenbauer, Band 19 (2002) Heft 3, Seite 10,12,14 (3 Seiten, 6 Bilder), 2002
- [Spel02] Spelthahn, S.
Umweltmanagement bei der alu-druckguss GmbH & Co. Brandenburg KG, Zeitschriftenaufsatz: UWF Umweltwirtschaftsforum, Band 10 (2002) Heft 1, Seite 48-51 (4 Seiten, 3 Bilder, 2 Quellen), 2002
- [Ste98] Steeg, H.
Energie und Umwelt. Langfristige Risiken und Strategien; Zeitschriftenaufsatz: Recht der Energiewirtschaft, (1998) Heft 4, Seite 129-133 (5 Seiten, 7 Quellen),
- [Tas91] Tasche, P.
Energiebilanz einer Spritzguss/Druckguss-Firma in Soltau
Bericht eines Laborprojekts, Kassel, 1991
- [UBA01] Umweltbundesamt Texte Nr. 30/2001: Precautionary risk assessment and risk management of chemicals: Chemicals in the environment which interfere with the endocrine systems of humans and wildlife; S. 32-45. 2001
- [VDI98] Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft
VDI-Wärmeatlas, Berlin Heidelberg, 1998
- [Wag93] Wagner, W.
Wärmeaustauscher, Vogel Verlag 1993
- [Woh96] H. Wohlfahrt und W. Grahn: Einfluss von Trennmittelwirkstoffen auf die Trennwirkung und Begasung beim Aluminiumdruckgießen; Abschlußbericht zum AIF-Forschungsvorhaben 8890, Braunschweig 1996

7 Anhang

Wärmeleitung

Bei der Wärmeleitung wird Wärme nur zwischen direkt benachbarten Teilchen fester Körper oder unbewegter Flüssigkeiten bzw. Gase übertragen. Dieser Vorgang tritt beispielsweise zwischen den Formhälften und den Aufspannplatten der Druckgussmaschine auf.

Die durch eine ebene Wand strömende Wärmemenge Q lässt sich mit Hilfe des Fourierschen Gesetzes berechnen. Es gilt:

$$Q_{leit} = A\lambda \frac{\Delta T}{\Delta l} \Delta t \quad (\text{Gl. 1})$$

mit

A wärmeableitende Fläche

λ Wärmeleitfähigkeit

ΔT Temperaturdifferenz, die über der Bauteiltiefe Δl auftritt

Δt Dauer der Wärmeleitung

Wärmestrahlung

Bei der Wärmestrahlung wird Energie zwischen einem wärmeren und einem kühleren Körper ausgetauscht, ohne dass ein Übertragungsmedium notwendig ist. Die abgegebene Energiemenge hängt dabei einerseits von der Oberflächenbeschaffenheit des strahlenden Körpers und außerdem von dessen Temperatur ab. Der von einem Körper ausgestrahlte Energie ergibt sich nach dem Stefan-Boltzmann-Gesetz zu

$$\dot{E} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A(T_w^4 - T_0^4) \quad (\text{Gl. 2})$$

mit

σ Stefan-Boltzmann-Konstante $= 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$

ε Emissionsgrad des strahlenden Körpers

A abstrahlende Oberfläche

T_w Temperatur des strahlenden Körpers

T_0 Temperatur der Umgebung

Daraus lässt sich unter Einbeziehung der Strahlungsdauer t die abgegebene Wärmemenge Q_{str} bestimmen. Es ergibt sich:

$$Q_{str} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A(T_W^4 - T_0^4) \cdot t \quad (\text{Gl. 3})$$

Der Emissionsgrad ist von der Oberflächenbeschaffenheit des abstrahlenden Körpers abhängig. Ist $\varepsilon = 1$, so spricht man von einem idealen schwarzen Strahler. Für Stahl liegt der Emissionsgrad je nach Rauigkeit und Verschmutzung der Oberfläche zwischen 0,2 und 0,7.

Konvektion

Bei der Wärmeübertragung durch Konvektion wird Wärme von einer festen Wand an strömende Flüssigkeits- oder Gasteilchen übertragen.

Wird die Strömung durch die Wärmeübertragung selbst verursacht, so bezeichnet man den Vorgang als freie Konvektion. Wird die Bewegung dagegen unabhängig von der Wärmeübertragung durch Pumpen oder Gebläse erzeugt, handelt es sich um eine erzwungene Konvektion [**Cer82**].

Für alle Arten der Konvektion gilt die von Newton gefundene Beziehung für die abgegebene Wärmeenergie

$$Q_{konv} = \alpha \cdot A(T_f - T_w) \cdot t \quad (\text{Gl. 4})$$

mit

α Wärmeübergangskoeffizient

A Übergangsfläche

T_f Temperatur des Fluids

T_w Temperatur der Wand

t Dauer des Wärmeübergangs

Der Übergangskoeffizient α hängt in komplizierter Weise von sehr verschiedenen Einflussgrößen ab, die durch die physikalischen Eigenschaften und den Strömungszustand des Fluids sowie durch die geometrische Form der Heizfläche bestimmt sind. Die dimensionslose Form des Wärmeübergangskoeffizienten ist die Nusselt-Zahl Nu .

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (\text{Gl.5})$$

mit

- λ Wärmeleitfähigkeit des strömenden Fluids
 Nu Nusselt-Zahl
 l charakteristische Länge

Gelingt es, die Nusselt-Zahl zu bestimmen, kann α ermittelt und damit der konvektive Wärmeübergang berechnet werden.

Die Berechnungsgleichungen zum Bestimmen der Nusselt-Zahl sind für eine Reihe von Modellen bekannt und in der entsprechenden Literatur in Tabellen zusammengefasst [Cer82]. Für die freie Konvektion an einer vertikalen Wand berechnet sich die Nusselt-Zahl zu:

$$Nu = \left[0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad (\text{Gl. 6})$$

Darin sind

$$Ra = \frac{g\gamma\Delta t l^3}{\nu a} \quad \text{Rayleigh-Zahl}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad \text{Prandtl-Zahl}$$

mit

- g Erdbeschleunigung
 γ Volumenausdehnungskoeff. des Fluids
 Δt Differenz mittlerer Fluid- und Wandtemperatur
 l charakteristische Länge
 ν kinematische Viskosität des Fluids
 a Temperaturleitfähigkeit des Fluids

Für die freie Konvektion an einer waagerechten, nach oben gerichteten Platte gilt

$$Nu = \begin{cases} 0,70 \cdot Ra^{1/4} & \text{für } Ra < 4 \cdot 10^7 \\ 0,155 \cdot Ra^{1/3} & \text{für } Ra \geq 4 \cdot 10^7 \end{cases} \quad (\text{Gl. 7})$$

Wird die Wärme nach unten abgegeben, muss die errechnete Nusselt-Zahl mit dem Faktor 0,53 multipliziert werden **[FHA91]**.

Die Beziehung nach Newton gilt auch für Fluide, die an einer Oberfläche kondensieren oder verdampfen. In diesem Fall ist die Berechnung der übertragenen Wärmeenergie weiter erschwert.

Einen Sonderfall bildet dabei allerdings das vollständige Verdampfen einer bekannten Flüssigkeitsmenge an einer heißen Oberfläche, wie es beispielsweise bei dem Besprühen der Gussform mit Trennmittel auftritt **[FHA91]**. In diesem Fall ergibt sich die durch das Verdampfen von der Oberfläche abgeführte Wärmeenergie zu

$$Q_s = m \cdot c_t \quad (\text{Gl. 8})$$

mit $c_t = r + c_p \Delta T \quad (\text{Gl. 9})$

und

m Masse der verdampften Flüssigkeit

r Verdampfungswärme der Flüssigkeit

c_p spezifische Wärme der Flüssigkeit

ΔT Differenz zwischen Siede- und Anfangstemperatur der Flüssigkeit

Kühl- und Heizsysteme

Bereiche der Druckgussmaschine, die sich während des Gießprozesses besonders stark aufheizen bzw. zu kühl sind, verfügen über ein Kühl- bzw. Heizsystem. Hierbei wird ein flüssiges Medium durch die zu temperierenden Bereiche geleitet und nimmt dabei eine bestimmte Wärmemenge auf bzw. gibt diese ab. Die ausgetauschte Wärmemenge berechnet sich zu

$$Q_{\text{kühl}} = V_{\text{med}} \cdot \rho_{\text{med}} \cdot c_{p,\text{med}} \cdot (T_{\text{ein}} - T_{\text{aus}}). \quad (\text{Gl. 10})$$

Darin sind

V_{med} Volumen des Kühlmediums

ρ_{med} Dichte des Kühlmediums

$c_{p,\text{med}}$ spezifische Wärme des Mediums

T Temperatur des Kühlmediums

Wärmeübergang mit Aggregatzustandsänderung

Nimmt ein Medium Wärme auf oder gibt diese ab und ändert es dadurch seinen Aggregatzustand, so wird für die Änderung eine bestimmte Wärmemenge benötigt, bzw. bei der Änderung eine bestimmte Energiemenge abgegeben.

So gibt die Schmelze, die während des Druckgussprozesses zu einem festen Bauteil erstarrt, neben der Abkühlungswärme Q_A auch die Erstarrungswärme Q_E an die Umgebung ab.

Bei Legierungen mit Erstarrungsintervall ergibt sich Q_A zu.

$$Q_A = m \cdot c_p ((T_E - T_O) + (T_U - T_A)). \quad (\text{Gl. 11})$$

Darin sind

m	Masse des Bauteils
c_p	spezifische Wärme der Schmelze
T_E	Eintrittstemperatur
T_O	Obere Erstarrungstemperatur
T_U	Untere Erstarrungstemperatur
T_A	Temperatur des Bauteils bei Entnahme

Die Erstarrungswärme Q_E berechnet sich zu

$$Q_E = m \cdot L. \quad (\text{Gl. 12})$$

L ist dabei die spezifische Erstarrungswärme der verwendeten Legierung. **[FHA91]**

Bestimmung der Wärmeströme am Beispiel der Bühler H 400 SC 1 am ifs

Die dem Druckgussprozess in Form von elektrischem Strom zugeführte Energie wird zu einem geringen Teil in Bewegungsenergie umgesetzt. Der Großteil wird von dem System als Wärme an die Umgebung abgegeben.

Im Folgenden sollen aus den Versuchsergebnissen Werte für diese Ströme und Verlustquellen bestimmt werden, um daraus eine Energiebilanz für den Druckgussprozess zu erstellen.

Konvektion und Strahlung an der Ofenoberfläche

Der Ofen hält die Temperatur der Schmelze mit Hilfe des integrierten Reglers konstant. Er befindet sich also näherungsweise in einem stationären Betriebszustand. Ist dies der Fall, muss die gesamte aufgenommene elektrische Energie in Form von Wärme über Konvektion und Wärmestrahlung an die Umgebung abgegeben werden. Es gilt also:

$$Q_{ab,Ofen} = -Q_{el,Ofen} = \underline{\underline{-11,2kWh}}$$

und damit

$$P_{ab,Ofen} = -P_{Ofen,mittel} = \underline{\underline{-5,6kW}}$$

Konvektion, Strahlung und Wärmeleitung in der Gießrinne

Der Vorgang der Wärmeabgabe durch Konvektion wird als freie Strömung der Umgebungsluft über der nahezu waagerechten, heißen Oberfläche der Schmelze betrachtet. Die für die Berechnungen relevanten charakteristischen Größen sind in Tabelle A1 zusammengefasst.

Länge	0,5m
Breite	0,05m
Material	Stahl
Temperatur	400°C
Fließdauer der Schmelze	3,5sek

Tabelle A1: Eigenschaften der Gießrinne

Die Dauer der Wärmeabgabe τ wird über das Dosierzeitrelais des Ofens bestimmt, mit dem das Bauteilgewicht festgelegt wird. Der Wärmeübergang zwischen zwei sich berührenden Fluiden ohne feste Trennwand gehorcht für den Fall, dass kein Stoffaustausch stattfindet, den gleichen Gesetzen wie bei Vorhandensein einer Trennwand.

Die durch Konvektion von der Schmelze an die Umgebung abgegebene Wärmemenge pro Gießzyklus berechnet sich damit nach **Gleichung 4** zu.

$$Q_{ab,Rinne,konv} = \alpha \cdot A(T_f - T_w) \cdot \tau \quad (\text{Gl. 13})$$

Darin ist

- A die Oberfläche der Schmelze in der vollständig gefüllten Rinne
 T_f die Temperatur der Umgebungsluft
 T_w die Temperatur der Schmelze
 τ die Zeit, in der die Gießrinne vollständig gefüllt ist

Zu Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α muss zunächst die entsprechende Nusselt-Zahl bestimmt werden.

Die dafür notwendigen Größen lassen sich mit der Temperatur $t = \frac{t_f + t_w}{2}$ aus Tabellen des VDI-Wärmeatlasses bestimmen.

Für $t_f = 20^\circ\text{C}$ und $t_{w,au\beta en} = 660^\circ\text{C}$ ergibt sich $t = 340^\circ\text{C}$ und damit

$$\nu = \frac{\nu_{400^\circ\text{C}} - \nu_{300^\circ\text{C}}}{2} = 56,85 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (\text{Gl. 14})$$

$$a = \frac{a_{400^\circ\text{C}} - a_{300^\circ\text{C}}}{2} = 79,91 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (\text{Gl. 15})$$

außerdem sind

$$\lambda = 0,04703 \frac{\text{W}}{\text{Km}}$$

$$\Delta T = 640\text{K}$$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\gamma = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{293\text{K}}$$

Die charakteristische Länge ergibt sich bei waagerechten Flächen aus den Kantenlängen a und b zu

$$l = \frac{ab}{2(a+b)} = \frac{0,5\text{m} \cdot 0,05\text{m}}{2(0,5\text{m} + 0,05\text{m})} = 0,02\text{m} . \quad (\text{Gl. 16})$$

Mit diesen Werten berechnet sich die Rayleigh-Zahl zu

$$Ra = \frac{9,81 \frac{m}{s^2} \cdot \frac{1}{293K} \cdot 640K \cdot 0,02^3 m^3}{56,85 \cdot 10^6 \frac{m^2}{s} \cdot 79,91 \frac{m^2}{s}} = 32,73 \cdot 10^3 .$$

Damit ergibt sich für die Nusselt-Zahl nach **Gleichung 7**

$$Nu = 9,42$$

und damit für den Wärmeübergangskoeffizienten α nach **Gleichung 5**

$$\alpha = 22,14 \frac{W}{m^2 K} .$$

Somit ergibt sich für die pro Gießzyklus durch Konvektion abgegebene Wärmemenge

$$Q_{ab,Rinne,konv} = 22,14 \frac{W}{m^2 K} \cdot 0,025m^2 \cdot (-640K) \cdot 3,5s \cdot \frac{1h}{3600s} = -3,4 \cdot 10^{-4} kWh .$$

Mit der Zykluszahl ergibt sich damit für die insgesamt abgegebene Energie

$$Q_{ab,Rinne,konv,ges} = -3,4 \cdot 10^{-4} kWh \cdot 67 = \underline{\underline{-0,02kWh}} .$$

Für die mittlere abgegebene Leistung folgt daraus

$$P_{ab,Rinne,konv,ges} = \frac{-0,02kWh}{0,87h} = \underline{\underline{-0,02kW}} .$$

Die durch Wärmestrahlung abgegebene Energie berechnet sich aus **Gleichung 3**. Dabei wird der Emissionskoeffizient der Schmelze nach **[Tas91]** mit $\varepsilon = 0,1$ angenommen.

Es ergibt sich für die pro Gießzyklus abgegebene Wärmemenge

$$Q_{ab,Rinne,str} = - \left(5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \cdot 0,1 \cdot 0,025m^2 \left((933K)^4 - (293K)^4 \right) \cdot 3,5s \cdot \frac{1h}{3600s} \right)$$

$$Q_{ab,Rinne,str} = -1,0 \cdot 10^{-4} kWh .$$

Mit der Zykluszahl ergibt sich damit für die insgesamt abgegebene Energie

$$Q_{ab,Rinne,str,ges} = -1,0 \cdot 10^{-4} kWh \cdot 30 = \underline{\underline{-3,0 \cdot 10^{-3} kWh}}.$$

Und für die mittlere abgegebene Leistung folgt daraus

$$P_{ab,Rinne,str,ges} = -\frac{3 \cdot 10^{-3} kWh}{0,87h} = \underline{\underline{-3,44 \cdot 10^{-3} kW}}.$$

Zusätzlich wird Wärme aus der Schmelze an die Gießrinne abgeführt. Die Wärmeleitung in die Rinne berechnet sich nach **Gleichung 1** zu

$$Q_{leit} = A\lambda \frac{\Delta T}{\Delta l} \Delta t. \quad (\text{Gl. 17})$$

Für die Fläche des Wärmeübergangs A wird der gleiche Wert wie bei Konvektion und Strahlung angenommen.

Die Gießrinne besteht aus Stahl. Ihre Temperatur wird mit 500°C angenommen, ihre Materialdicke beträgt 4mm.

Aus der Literatur [**Cer96**] lässt sich die Wärmeleitfähigkeit von Stahl bei 500°C zu

$$\lambda = 44 \frac{W}{K \cdot m} \text{ ermitteln.}$$

Mit diesen Werten ergibt sich die pro Gießzyklus abgegebene Wärmemenge zu

$$Q_{ab,Rinne,leit} = 0,025m^2 \cdot 44 \frac{W}{K \cdot m} \cdot \frac{-(160K)}{0,004m} \cdot 3,5s \cdot \frac{1h}{3600s}$$

$$Q_{ab,Rinne,leit} = -0,04kWh.$$

Mit der Zykluszahl ergibt sich damit für die insgesamt abgegebene Energie

$$Q_{ab,Rinne,leit,ges} = -0,04kWh \cdot 30 = \underline{\underline{-1,2kWh}}.$$

Und für die mittlere abgegebene Leistung folgt daraus

$$P_{ab,Rinne,leit,ges} = \frac{-1,2kWh}{0,87h} = \underline{\underline{-1,4kW}}.$$

Die insgesamt in der Gießrinne aus der Schmelze abgeführte Wärmemenge ergibt sich mit den berechneten Werten zu

$$Q_{ab,Rinne} = Q_{ab,Rinne,konv,ges} + Q_{ab,Rinne,str,ges} + Q_{ab,Rinne,leit,ges} \quad (\text{Gl. 18})$$

$$Q_{ab,Rinne} = \underline{\underline{-1,25kWh}} .$$

Entsprechend berechnet sich auch die über den Versuchszeitraum gemittelte abgegebene Leistung. Sie ergibt sich zu

$$P_{ab,Rinne} = \underline{\underline{-1,4kW}} .$$

Es zeigt sich, dass in der Gießrinne vor allem die Wärmeabfuhr über Wärmeleitung entscheidend ist, während die anderen Verluste vernachlässigt werden können.

Kühlung des Gießkolbens

Die über den Kühlkreislauf des Gießkolbens abgeführte Wärmeenergie berechnet sich nach **Gleichung 10** zu

$$Q_{ab,Kolben} = V \cdot \rho_{Wasser} \cdot c_{p,Wasser} (t_{ein} - t_{aus}) . \quad (\text{Gl. 19})$$

Die Temperaturen des Kühlwassers ergeben sich als Mittelwerte der im Versuchszeitraum gemessenen Werte, wie sie im Anhang zu finden sind.

Das im Versuchszeitraum verbrauchte Kühlwasservolumen lässt sich anhand der Zählerstände ermitteln. Tabelle A2 zeigt die Ergebnisse der Verbrauchsmessung.

Zählerstand Versuchsbeginn [m ³]	Zählerstand Versuchsende [m ³]	Kühlwasser- Verbrauch [m ³]
0,4844	0,5730	0,0886

Tabelle A2: Kühlwasserverbrauch Gießkolben

Mit

$$\rho_{Wasser} = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

$$c_{p,wasser} = 4,18 \frac{kJ}{kgK}$$

$$t_{\text{ein}} = 0^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{aus}} = 16,0^{\circ}\text{C}$$

ergibt sich damit für die aus dem Gießkolben abgeführte Energie:

$$Q_{\text{ab,Kolben}} = 0,0886\text{m}^3 \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (0^{\circ}\text{C} - 16,0^{\circ}\text{C}) = -5925,6\text{kJ} = \underline{\underline{-1,6\text{kWh}}}.$$

Die entsprechende Kühlleistung berechnet sich daraus mit dem betrachteten Versuchszeitraum zu

$$P_{\text{ab,Kolben}} = -\frac{5925\text{kJ}}{3120\text{sek}} = \underline{\underline{-1,9\text{kW}}}.$$

Kühlung der Gießkammer

Die über den Kühlkreislauf der Gießkammer abgeführte Wärmeenergie berechnet sich ebenfalls nach **Gleichung 10**.

Die Temperaturen des Kühlwassers ergeben sich auch hier als Mittelwerte der im Versuchszeitraum gemessenen Werte.

Bei der Bestimmung des verbrauchten Kühlwasservolumens ist allerdings zu berücksichtigen, dass der relevante Zähler in die gemeinsame Rückleitung von Gießkammer und Gießkolben integriert ist. Von dem dort gemessenen Wert muss also bei der Auswertung der Kühlwasserverbrauch des Kolbens abgezogen werden.

Tabelle A3 zeigt die Ergebnisse der Verbrauchsmessung.

Zählerstand Versuchsbeginn [m ³]	Zählerstand Versuchsende [m ³]	Kühlwasser- Verbrauch [m ³]	Nach Abzug Verbrauch Kolben [m ³]
0,8727	1,0283	0,1556	0,0670

Tabelle A3: Kühlwasserverbrauch Gießkammer

Somit ergibt sich für die aus der Gießkammer abgeführte Energie:

$$Q_{\text{ab,Kammer}} = 0,0670\text{m}^3 \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (0^{\circ}\text{C} - 17,8^{\circ}\text{C}) = -4985\text{kJ} = \underline{\underline{-1,4\text{kWh}}}.$$

Die entsprechende Kühlleistung berechnet sich daraus mit dem betrachteten Zeitraum zu

$$P_{ab,Kammer} = -\frac{4985kJ}{3120sek} = \underline{\underline{-1,6kW}}.$$

Kühlung der Hydraulik

Die Auswertung der Zählerstände am Hydraulik-Wärmetauscher ergaben, dass hier während der durchgeführten Versuche kein Kühlwasser verbraucht wurde. Dies lässt sich dadurch erklären, dass der Wärmetauscher über ein Ventil verfügt, das nur Kühlwasser durchströmen lässt, wenn die Temperatur der Hydraulikflüssigkeit über einen bestimmten Wert steigt. Dieser Grenzwert wird unter normalen klimatischen Bedingungen nur bei dauerhaftem Gießbetrieb mit sehr kurzen Zykluszeiten erreicht, wie sie im Druckgusslabor des ifs nur schwer zu realisieren sind. Daher ist der Energieverlust durch Kühlung der Hydraulik für die hier durchgeführten Versuche vernachlässigbar.

Konvektion, Strahlung und Leitung an der Gussform

Die für die folgenden Berechnungen notwendigen Eigenschaften der Gussform sind in Tabelle A4 zusammengefasst.

Höhe	0,6m
Breite	0,6m
Tiefe einer Formhälfte	0,17m
Temperatur der Außenfläche	150°C
Temperatur der Innenseite	180°C

Tabelle A4: Eigenschaften der Gussform

Die durch Konvektion von der Gussform an die Umgebung abgegebene Wärmemenge pro Gießzyklus berechnet sich nach **Gleichung 4** zu

$$Q_{ab,Form,konv} = \alpha_1 \cdot A_1 \cdot \Delta T_1 \cdot t + \alpha_2 \cdot A_2 \cdot \Delta T_2 \cdot t_{offen} \quad \text{(Gl. 20)}$$

mit

A_1 Außenfläche der Form

A_2	Kontaktfläche zwischen den Formhälften
α_1, α_2	entsprechende Wärmeübergangskoeffizienten
$\Delta T_1, \Delta T_2$	entsprechende Temperaturdifferenzen
t	Zykluszeit
t_{offen}	Dauer der Formöffnung.

Diese leicht modifizierte Gleichung berücksichtigt bei der Berechnung die Zeiten, in denen die Form geöffnet bzw. geschlossen ist, da sich die Formoberfläche und damit die abgegebene Wärme in beiden Fällen unterscheiden.

Zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten müssen zunächst die entsprechenden Nusselt-Zahlen berechnet werden. Für die vertikalen Bereiche geschieht dies nach **Gleichung 6**, für die waagerechten Abschnitte wird **Gleichung 7** herangezogen. Zunächst soll der Wärmeübergangskoeffizienten für den Wärmeübergang an den Außenflächen der Form berechnet werden. Die Außenfläche teilt sich auf in senkrechte und waagerechte Abschnitte, die wiederum die Wärme nach oben oder nach unten abgeben. Jeder dieser Bereiche muss separat betrachtet werden. Aus den Ergebnissen wird dann ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient berechnet.

Die zur Berechnung der Rayleigh-Zahl notwendigen Größen lassen sich mit der

Temperatur $t_{\text{außen}} = \frac{t_f + t_{w,\text{außen}}}{2}$ aus VDI-Wärmeatlas bestimmen.

Für $t_f = 20^\circ\text{C}$ und $t_{w,\text{außen}} = 150^\circ\text{C}$ ergibt sich $t_{\text{außen}} = 85^\circ\text{C}$ und damit

$$\nu = 21,35 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$a = 30,14 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

außerdem sind

$$\lambda = 0,03001 \frac{\text{W}}{\text{Km}}$$

$$\Delta T = 130\text{K}$$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\gamma = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{293K}$$

$$Pr = 0,7083$$

Die charakteristische Länge ist bei senkrechten Wänden die Wandhöhe h , bei den waagerechten Flächen ergibt sie sich aus den Kantenlängen a und b zu

$$l = \frac{ab}{2(a+b)} = \frac{0,6m \cdot 0,17m}{2(0,6m + 0,17m)} = 0,07m. \quad (\text{Gl. 21})$$

Mit den ermittelten Werten ergeben sich die Rayleigh-Zahlen für die Außenflächen zu

$$Ra_{oben,unten} = 2,3 \cdot 10^6 < 4 \cdot 10^7 \Rightarrow Nu = 0,70 \cdot Ra^{\frac{1}{4}} \quad (\text{Gl. 22})$$

$$Ra_{Seite} = 1,4 \cdot 10^9$$

damit ergeben sich die entsprechenden Nusselt-Zahlen und Wärmeübergangskoeffizienten zu

$$Nu_{oben} = 27,3 \quad \Rightarrow \alpha_{oben} = 11,7 \frac{W}{m^2 K}$$

$$Nu_{unten} = 14,5 \quad \Rightarrow \alpha_{unten} = 6,2 \frac{W}{m^2 K}$$

$$Nu_{Seite} = 136,3 \quad \Rightarrow \alpha_{seite} = 6,8 \frac{W}{m^2 K}.$$

Damit ergibt sich der mittlere Wärmeübergangskoeffizient für die Formaußenseite α_1 zu

$$\alpha_1 = 8,2 \frac{W}{m^2 K}.$$

Die zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_2 notwendigen Größen lassen sich mit der Temperatur $t_{innen} = \frac{t_f + t_{w,innen}}{2}$ aus dem VDI-Wärmeatlas bestimmen.

Für $t_f = 20^\circ C$ und $t_{w,innen} = 180^\circ C$ ergibt sich $t_{innen} = 100^\circ C$ und damit

$$\nu = 23,51 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$a = 33,26 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$\lambda = 0,03139 \frac{W}{Km}$$

$$Pr = 0,7070$$

außerdem ist

$$\Delta T = 160K \quad \gamma \text{ und } g \text{ bleiben unverändert.}$$

Mit diesen Werten berechnet sich die entsprechende Rayleigh-Zahl zu

$$Ra_2 = 1,5 \cdot 10^9 .$$

Daraus folgt für die Nusselt-Zahl

$$. Nu_2 = 139,2$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α_2 berechnen sich damit zu

$$\alpha_2 = 7,0 \frac{W}{m^2 K} .$$

Mit den ermittelten Werten kann nun der konvektive Wärmeübergang von der Form an die Umgebung während eines Gießzyklus bestimmt werden. Es ergibt sich

$$Q_{ab,Form,konv} = - \left(8,2 \frac{W}{m^2 K} \cdot 0,8m^2 \cdot 130K \cdot 100s \cdot \frac{1h}{3600s} + 7,0 \frac{W}{m^2 K} \cdot 0,7m^2 \cdot 160K \cdot 30s \cdot \frac{1h}{3600s} \right)$$

$$Q_{ab,Form,konv} = -0,03kWh$$

Mit der Zykluszahl ergibt sich damit für die insgesamt abgegebene Energie

$$Q_{ab,Form,konv,ges} = -0,03kWh \cdot 30 = \underline{\underline{-0,9kWh}} .$$

Und für die mittlere abgegebene Leistung folgt daraus

$$P_{ab,Form,conv,ges} = \frac{-0,9kWh}{0,87h} = \underline{\underline{-1,0kW}}.$$

Die durch Strahlung über die Gussform abgegebene Wärmeenergie pro Zyklus berechnet sich nach **Gleichung 3** zu

$$Q_{ab,Form,str} = \sigma \cdot \varepsilon [A_1 (T_w^4 - T_f^4)_1 t + A_2 (T_w^4 - T_f^4)_2 t_{offen}] \quad (\text{Gl. 23})$$

mit

A_1	Außenfläche der Form
A_2	Kontaktfläche zwischen den Formhälften
T_{w1}	Formtemperatur an der Außenfläche
T_{w2}	Formtemperatur auf der Kontaktfläche
T_f	Lufttemperatur
t	Zykluszeit
t_{offen}	Dauer der Formöffnung.

Diese leicht modifizierte Gleichung berücksichtigt bei der Berechnung die Zeiten, in denen die Form geöffnet bzw. geschlossen ist, da sich die Formoberfläche und damit die abgegebene Wärme in beiden Fällen unterscheiden.

Für den Emissionskoeffizienten ε wird der Wert 0,7 angenommen.

Mit den gegebenen Werten ergibt sich für die abgegebene Wärmeenergie pro Zyklus

$$Q_{ab,Form,str} = - \left(5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,7 \left[0,8 (423^4 - 293^4) \frac{100}{3600} + 0,7 (453^4 - 293^4) \frac{30}{3600} \right] \right) \quad [kWh]$$

$$Q_{ab,Form,str} = -0,03kWh.$$

Mit der Zykluszahl ergibt sich damit für die insgesamt abgegebene Energie

$$Q_{ab,Form,str,ges} = -0,03kWh \cdot 30 = \underline{\underline{-0,9kWh}}$$

und für die mittlere abgegebene Leistung

$$P_{ab,Form,str,ges} = \frac{-0,9kWh}{0,87h} = \underline{\underline{-1,0kW}}$$

Die Form gibt auch Wärme an die Aufspannplatten der Druckgussanlage ab.

Die zur Berechnung notwendigen Größen sind in Tabelle A5 zusammengefasst.

	festе Formseite	bewegliche Formseite
Fläche der Wärmeleitung	$0,21 m^2$	$0,18 m^2$
$\Delta T / \Delta l$	$\frac{100K}{0,42m} = 238,1 \frac{K}{m}$	$\frac{100K}{0,75m} = 133,3 \frac{K}{m}$
λ	$55,5 \frac{W}{mK}$	$55,5 \frac{W}{mK}$

Tabelle A5: Größen zur Bestimmung der Wärmeleitung

Für die insgesamt über die bewegliche Formhälfte abgegebene Wärme ergibt sich nach **Gleichung 1**

$$Q_{ab,Form,leit,bew} = -\left(0,18m^2 \cdot 55,5 \frac{W}{mK} \cdot 133,3 \frac{K}{m} \cdot 0,87h\right) = -1,2kWh$$

und für den Anteil der festen Formhälfte:

$$Q_{ab,Form,leit,fest} = -\left(0,21m^2 \cdot 55,5 \frac{W}{mK} \cdot 238,1 \frac{K}{m} \cdot 0,87h\right) = -2,4kWh.$$

Damit berechnet sich die insgesamt über die Aufspannplatten abgegebene Wärmemenge zu

$$Q_{ab,Form,leit,ges} = -3,6kWh$$

Die gesamte über die Gussform abgegebene Energie ergibt sich dann zu

$$Q_{ab,Form} = (-0,9kWh) + (-0,9kWh) + (-3,6kWh) = \underline{\underline{-5,4kWh}}$$

und damit die entsprechende über die Versuchsdauer gemittelte Leistung zu

$$P_{ab,Form} = \frac{-5,4kWh}{0,87h} = \underline{\underline{-6,2kW}}.$$

Temperierung der Gussform

Die Gussform wurde über den gesamten Versuchsverlauf ausschließlich beheizt. Die Kühlung der Temperiergeräte wurde nicht aktiviert.

Die der Form durch das untersuchte Temperiergerät zugeführte Wärmeenergie berechnet sich nach **Gleichung 10** zu

$$Q_{zu,Temp,Form} = \dot{V}_{Temp} \cdot \rho_{\text{Öl}} \cdot c_{p,\text{Öl}} \cdot t \cdot (T_{aus} - T_{ein}). \quad (\text{Gl. 24})$$

Für das zweite Gerät wird der gleiche Wert angenommen, so dass der berechnete Wert mit dem Faktor 2 multipliziert werden muss, um die insgesamt zugeführte Energie zu erhalten.

Die Temperaturen des Wärmeträgeröls ergeben sich als Mittelwerte der im Versuchszeitraum gemessenen Werte.

Das im Versuchszeitraum verbrauchte Ölvolumen lässt sich aus dem vom Hersteller angegebenen Volumenstrom der Temperiergeräte und dem Versuchszeitraum berechnen. Die relevanten Werte der Formtemperierung sind in Tabelle A6 zusammengefasst.

Volumenstrom	2x50l/min
Dichte des Wärmeträgeröls bei 180°C	$985 \frac{kg}{m^3}$
Wärmekapazität des Wärmeträgeröls bei 180°C	$1,84 \frac{kJ}{kgK}$
Eintrittstemperatur des Temp.-Gerätes	177,5°C
Austrittstemperatur des Temp.-Gerätes	179,1°C

Tabelle A6: Kennwerte der Formtemperierung

Mit diesen Werten ergibt sich für die der Gussform zugeführte Energie beider Temperiergeräte:

$$Q_{zu,Form,Temp} = 2 \cdot 2,6m^3 \cdot 985 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,84 \frac{kJ}{kgK} \cdot (179,4°C - 177,8°C) = 15079,2kJ = \underline{\underline{4,2kWh}}$$

Die entsprechende Leistung berechnet sich daraus mit dem betrachteten Versuchszeitraum zu

$$P_{zu,Form,Temp} = \frac{4,2kWh}{0,87h} = \underline{\underline{4,8kW}} .$$

Wärmeabgabe der Schmelze an die Form

Die von der Schmelze bis zum Entnehmen des Bauteils abgegebene Wärmemenge setzt sich zusammen aus der Abkühlungswärme Q_A und der Erstarrungswärme Q_E . Für die insgesamt abgegebene Erstarrungswärme aller Bauteile der Versuchsreihe ergibt sich nach **Gleichung 12**:

$$Q_E = 1,4kg \cdot 30 \cdot 470 \frac{kJ}{kg} = 1970kJ = 5,5kWh .$$

Zur Berechnung von Q_A wird Gleichung 11 herangezogen

$$Q_A = 1,4kg \cdot 30 \cdot 1,07 \frac{kJ}{kgK} ((660^\circ C - 590^\circ C) + (507^\circ C - 190^\circ C)) = 17391,8kJ = 4,8kWh .$$

Die insgesamt von der Schmelze abgegebene Energie berechnet sich damit zu

$$Q_{ab,Schmelze} = 5,5kWh + 4,8kWh = 10,3kWh .$$

Und die entsprechende Leistung ergibt sich zu

$$P_{ab,Schmelze} = \frac{10,3kWh}{0,87h} = 11,8kW .$$

Um den an die Form abgegebenen Anteil zu bestimmen, müssen von diesem Wert noch die an Gießrinne, -kolben, und -kammer abgegebenen Energiemengen abgezogen werden. Es ergibt sich

$$P_{zu,Form,Schmelze} = 11,8kW - 1,4kW - 1,9kW - 1,6kW = \underline{\underline{6,9kW}} .$$

Verdampfen des Trennmittels auf der Gussform

Für die hier durchgeführte Rechnung wird davon ausgegangen, dass die aufgesprühte Trennstoffmenge vollständig verdampft.

Nach **Gleichung 8** berechnet sich die zum Verdampfen wassermischbarer Trennmittel notwendige Energie zu

$$Q_S = m(r + (100^\circ\text{C} - T_A) \cdot c_p). \quad (\text{Gl. 25})$$

Die zum Verdampfen aufgebrauchte Energie entspricht dann der aus der Form abgeführten Wärmemenge.

Mit

$$r = 2257 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_A = 15^\circ\text{C}$$

$$c_p = 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

ergibt sich

$$Q_S = - \left(m \cdot 2612,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right).$$

Die versprühte Trennstoffmenge m wurde nach Versuchen berechnet, der Sprühdauer pro Zyklus und der Zykluszeit zu

$$m = 6,0 \frac{\text{mg}}{\text{s}} \cdot 3\text{s} \cdot 30 = 540\text{mg} = 0,54\text{kg}.$$

Damit ergibt sich für die insgesamt aus der Form durch das verdampfende Trennmittel abgeführte Wärmemenge

$$Q_S = - \left(0,54\text{kg} \cdot 2612,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = -1410,6\text{kJ} = \underline{\underline{-0,4\text{kWh}}}.$$

Daraus folgt die über die Versuchsdauer gemittelte Verdampfungsleistung

$$P_S = - \frac{0,4\text{kWh}}{0,87\text{h}} = \underline{\underline{-0,5\text{kW}}}.$$

Restwärme des entnommenen Bauteils

Die fertigen Bauteile weisen bei Entnahme aus der Form noch eine sehr hohe Temperatur auf. In ihnen ist also noch innere Energie gespeichert, die während des Abkühlprozesses ebenfalls durch Abgabe an die Umgebung verloren geht. Die abgegebene Wärmemenge pro Bauteil ergibt sich nach **Gleichung 10** zu

$$Q_{ab,Bauteil} = m_{Bauteil} \cdot c_p \cdot (T_{Ende} - T_{Anfang}) \quad (\text{Gl. 26})$$

mit

Masse der Wärmetauscherhalbschale $m_{Bauteil} = 1,4\text{kg}$

Wärmekapazität der Legierung 226 $c_p = 1070 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$.

Als Temperatur zu Beginn des Abkühlprozesses wird die Bauteiltemperatur bei Entnahme aus der Gussform $T_{Bauteil} = 190^\circ\text{C}$ herangezogen. Die Endtemperatur entspricht dann der Raumtemperatur, die mit $T_{Raum} = 20^\circ\text{C}$ angenommen wird. Mit diesen Werten ergibt sich für die abgegebene Wärmemenge pro Bauteil

$$Q_{ab} = 1,4\text{kg} \cdot 1070 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot (20^\circ\text{C} - 190^\circ\text{C}) = -254,7\text{kJ}.$$

Daraus folgt mit der Anzahl der gegossenen Bauteile für die insgesamt abgegebene Wärmemenge

$$Q_{ab,Bauteil} = -254,7\text{kJ} \cdot 67 = 17062,2\text{kJ} = \underline{\underline{-4,7\text{kWh}}}$$

und mit der Versuchsdauer die insgesamt abgegebene Leistung zu

$$P_{ab,Bauteil} = \frac{-4,7\text{kWh}}{2\text{h}} = \underline{\underline{-2,4\text{kW}}}.$$

Energiebilanz des Gießprozesses

Mit den in den vorangegangenen Kapiteln berechneten Werten kann nun die Energiebilanz der Druckgussmaschine aufgestellt werden. Dabei werden zur Bilanzierung die berechneten Leistungswerte herangezogen, um eine bessere Vergleichbarkeit der verschiedenen Versuchsreihen zu erzielen. In einem quasi-

stationären Betriebszustand muss die aufgenommene Leistung gleich der abgegebenen Leistung sein. Das bedeutet, dass sich die Summe aller Leistungswerte zu Null ergeben muss.

$$P_{zu} + P_{ab} = 0$$

Mit

$$P_{zu} = P_{Kühl,mittel} + P_{Ofen,mittel} + P_{Komp,mittel} + P_{Temp,mittel} + P_{Sprüh,mittel} + P_{DGA,mittel} \quad (\text{Gl. 27})$$

$$P_{zu} = 4,8kW + 5,6kW + 6,3kW + 9,0kW + 0,1kW + 2,7kW = \underline{\underline{28,5kW}}$$

und

$$P_{ab} = P_{ab,Ofen} + P_{ab,Rinne} + P_{ab,Kolben} + P_{ab,Kammer} + P_{ab,Form} + P_s + P_{ab,Bauteil} \quad (\text{Gl. 28})$$

$$P_{ab} = -(5,6kW + 1,4kW + 1,6kW + 1,9kW + 6,2kW + 0,5kW + 2,4kW) = \underline{\underline{-19,6kW}}$$

ergibt sich für die Gesamtbilanz des Druckgussprozesses.

$$\underline{\underline{28,5kW - 19,6kW = 8,9kW}}$$

Die Differenz zwischen eingebrachter und abgeführter Leistung fasst alle nicht betrachteten Verluste, wie beispielsweise die Wärmeabgabe der Peripheriegeräte und die internen Geräteverluste zusammen.

Energiebilanz der Gussform

Auch für die Gussform muss im quasistationären Betriebszustand ein Gleichgewicht zwischen aufgenommener und abgegebener Energie bestehen.

Es gilt also

$$P_{zu} + P_{ab} = 0 \quad (\text{Gl. 29})$$

mit

$$P_{zu} = P_{zu,Temp} + P_{zu,Schmelze} \quad (\text{Gl. 30})$$

$$P_{zu} = 4,8kW + 6,9kW = 11,7kW$$

und

$$P_{ab} = P_{ab,Form} + P_{ab,Sprüh} \quad (\text{Gl. 31})$$

$$P_{ab} = 6,2kW + 0,5kW = 6,7kW .$$

Damit ergibt sich für die Gesamt-Energiebilanz der Druckgussform

$$\underline{\underline{11,7kW - 6,7kW = 5kW .}}$$

Es zeigt sich, dass mehr Energie in die Form geleitet als abgeführt wird. Die Differenz von immerhin 5 kW lässt sich einerseits auf Ungenauigkeiten bei der Bestimmung den den Rechnungen zugrunde liegenden Werten zurückführen. So konnte der Durchfluss durch die Temperiergeräte beispielsweise nicht gemessen werden und wurde nur anhand der maximalen Pumpenleistung abgeschätzt. Auch die Temperaturen zur Bestimmung der Wärmeleitung aus der Form in die Druckgussmaschine waren nur näherungsweise zu bestimmen.

Andererseits ist aber auch davon auszugehen, dass die Formoberfläche zwar über den gesamten Versuchszeitraum eine konstante Temperatur aufwies, dass dies für die gesamte Form aber nicht gilt. Da aus betriebstechnischen Gründen nicht die Möglichkeit bestand, vor Versuchsbeginn die Anlage ausreichend aufzuwärmen, ist es sehr wahrscheinlich, dass die in der Wärmebilanz überschüssige Energie in die äußeren Bereiche der Form geleitet und diese dadurch aufgeheizt wurde.