

Thomas Bewer, Cham, CH

# 3D-Simulation der Pegelkühlung bei der Hohlglasherstellung – Modell, Verifikation und Ergebnisse

*Es wurde ein stationäres Modell zur Beschreibung der Strömungs- und Temperaturverteilung in Pegel/Kühlrohr Anordnungen für die Hohlglasindustrie entwickelt.*

*Mit diesem Modell wurden Parameterstudien und Vergleiche unterschiedlicher Designs durchgeführt. Die Anwendbarkeit des Modells wurde in Feldtests bestätigt.*

## 1. Einleitung

Ein wichtiger Schritt bei der Hohlglasherstellung ist das Pressen des Glases mit einem sogenannten Pegel. Da dieser Pegel in direktem Kontakt mit dem etwa 1100°C heißen Glas ist, erfährt er eine enorme Wärmebelastung und muss gekühlt werden. In der Praxis erfolgt die Kühlung mit Luft, die über ein mit Löchern versehenes Kühlrohr an die Pegelinnenseite geführt wird.

Diese Studie beschreibt die Entwicklung und die Validierung eines 3D Berechnungsmodells, das die Massenstrom- und Temperaturverteilung im Pegel/Kühlrohrsystem abbildet. Mit diesem Modell werden die entscheidenden Designparameter des Pegel/Kühlrohrsystems bestimmt. Die Arbeit wurde im Rahmen eines IPGR (International Partners in Glass Research) Projektes angefertigt. Die IPGR ist ein internationaler Zusammenschluss von zur Zeit sieben Glashütten. Neben einer engen Kooperation in hüttenübergreifenden Projekten werden auch forschungsnahe Projekte gefördert. Im Rahmen dieses IPGR Projektes wurden sowohl ein stationäres als auch ein instationäres Modell entwickelt. Die Darstellung

beschränkt sich hier auf den stationären Teil.

Als erster Schritt der Modellentwicklung werden die notwendigen Randbedingungen formuliert. Diese Bedingungen werden dann im kommerziellen CFD (Computational Fluid Dynamics) Programm Fluent gesetzt. Fluent erlaubt dabei die gekoppelten Impuls und Energieerhaltungsgleichungen zu lösen. Dieses Modell wird in einem weiteren Schritt mit Laborversuchen validiert.

Mit dem validierten Modell werden die Hauptfaktoren identifiziert, welche die Massenstrom und Temperaturverteilung beeinflussen. Dazu wird die Design of Experiment Methode verwendet. Auf diesen Erfahrungen basierend werden Vorhersagen und

Optimierungsvorschläge für ein existierendes Design simuliert. Diese Simulationen werden in einem Feldversuch mit Messdaten verglichen.

## 2. Berechnungsmodell

### 2.1. Berechnungsprinzip

Wie oben erwähnt basiert das Modell auf dem kommerziellen CFD Programm Fluent. Dieses Programm ist eine universelle Plattform zum Lösen von gekoppelten thermischen und strömungstechnischen Problemstellungen. Es beinhaltet alle notwendigen Lösungsalgorithmen und spart daher Zeit beim Aufbau des Berechnungsmodells. Außerdem reduziert die Verwendung die Fehleranfälligkeit bei der Programmierung.

Um eine Problemstellung in Fluent zu definieren, ist es zuerst notwendig, die Geometrie und das Berechnungsgitter zu definieren. Zu diesem Zweck steht das Programm Gambit im Programmpaket Fluent zur Verfügung. Da die Geometrieerstellung und das Vernetzen zeitaufwändig sind, werden diese Schritte automatisiert.



**Bild 1: Geometrie und notwendige Randbedingungen des stationären Modells**

Das so erstellte Berechnungsgitter wird zum Fluent Löser transferiert. Um die gekoppelten Impuls-, Masse- und Energieerhaltungsgleichungen zu lösen, müssen die Bedingungen an den Rändern bekannt sein. Diese Bedingungen sind Benutzereingaben. Im vorliegenden Fall sind dies der Wärmeeintrag in den Pegel und der Druck am Eintritt und Austritt. Diese Bedingungen sind in Bild 1 verdeutlicht. Um Rechenzeit zu sparen wird ein Viertel des rotationssymmetrischen Pegels modelliert. An den Schnitten werden Symmetrierandbedingungen angesetzt.

## 2.2. Verwendete Randbedingungen

Um die Strömungsregion (d.h. die Gleichungen zur Massen- und Impulserhaltung) zu definieren, müssen die Drücke am Eintritt und Austritt der Berechnungsgeometrie gesetzt werden. Der Auslass ist im Modell der Auslass des Pegels. Der Eintritt ist als Anfang des Kühlrohrs definiert. Die Energieerhaltungsgleichung benötigt Randbedingungen für den Wärmeeintrag auf allen Aussenflächen des Pegels und zusätzlich die Eintrittstemperatur der Luft.

### 2.2.1. Massen- und Impulserhaltung

Wie oben beschrieben, müssen die Drücke am Ein- und Austritt definiert werden. Am Austritt wird angenommen, dass der statische Druck null ist. Das Problem mit dem Eintrittsdruck ist, dass nur der Druck am Ventil bekannt ist. Um das Rechenmodell auf eine handhabbare Größe zu beschränken, fängt die Rechnung aber erst am Kühlrohreintritt an. Daher muss der Druckverlust bestimmt werden, der auf dem Weg von Ventil zu Kühlrohreintritt abfällt. Der Druck am Kühlrohreintritt ist dann der Ventildruck verringert um diesen Druckverlust. Um den Druckverlust zu bestimmen wurden zwei Messreihen durchgeführt. In beiden Fällen wurde ein

Drucktank ( $V=1.5\text{m}^3, p_{\text{max}}=5\text{bar}$ ) verwendet, um einen Pegelmechanismus mit Luft zu versorgen. Dabei wurde der Massenstrom gemessen. Im ersten Experiment wurden eine typische Pegel/Kühlrohr Anordnung montiert. Im zweiten Experiment wurde nur ein Pegel montiert. Der Druckverlust wurde nun wie folgt ermittelt:

Bei einem bekannten Ventildruck wird der Massenstrom durch das Gesamtsystem (Mechanismus, Pegel, Kühlrohr) aus dem ersten Experiment bestimmt. Mit diesem Massenstrom kann jetzt aus dem zweiten Experiment der Druckverlust durch den Mechanismus abgeschätzt werden. Dieses wird für verschiedene Ventildrücke wiederholt. Damit ergibt sich eine Auftragung von Massenstrom gegenüber Druckverlust, die in Fluent durch eine „User Defined Function“ als Randbedingung implementiert wird.

### 2.2.2. Energieerhaltung

Um die Energieerhaltungsgleichungen zu lösen, müssen die Wärmeeinträge an den Grenzflächen definiert sein. Dieses sind vor allem der Wärmeeintrag des Glases an den Pegel und die Eintrittstemperatur der Luft. Für die Lufttemperatur wird in den Simulationen typischerweise ein Wert von  $40^\circ\text{C}$  angenommen. Dieses stellt eine leichte Erwärmung der Luft im

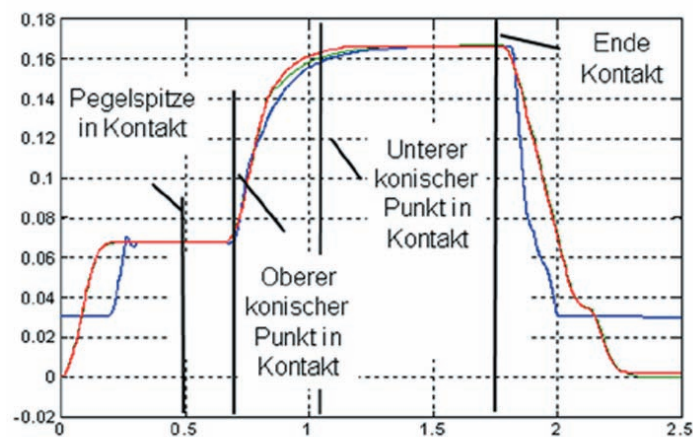
Mechanismus in Rechnung. Die Austrittstemperatur der Luft ergibt sich als Ausgabegröße des Rechenmodells. Der Wärmeeintrag des Glases an den Pegel an den Kontaktflächen hängt von der Kontaktzeit von Glas und Pegel und von den jeweiligen Temperaturen ab. In früheren internen Emhart Glass Studien wurde die folgende Gleichung gefunden, die den Wärmeübergang von Glas an die Form ausreichend gut wiedergibt. Da die Bestimmung von Wärmeübertragungsmessungen den Rahmen des IPGR Projektes gesprengt hätte, wird hier angenommen, dass die Gleichungen auf den Glas/Pegel Kontakt übertragbar sind.

$$Q = \frac{T_{\text{gob}} - T_{\text{plunger}}}{C_1} \cdot 10^{C_2} \cdot \sqrt{t_{\text{contact}}}$$

Gleichung 1

- mit
- Q Übertragene Wärme [J]
  - $T_{\text{gob}}$  Tropfentemperatur [ $^\circ\text{C}$ ]
  - $T_{\text{plunger}}$  Pegeltemperatur [ $^\circ\text{C}$ ]
  - $t_{\text{contact}}$  Kontaktzeit von Pegel und Glas [s]
  - $C_1, C_2$  Konstanten

Um eine stationäre Rechnung durchzuführen muss der Wärmeeintrag auf die Kühlzeit bezogen werden. Die Heizleistung des Glases beträgt somit:



**Bild 2: Gemessenes Bewegungsprofil des Pegels für eine 33 cl Flasche**

$$\dot{Q}_{ref} = \frac{Q}{t_{cool}} \quad \text{Gleichung 2}$$

Mit den Gleichungen 1 und 2 kann die Wärmelast des Pegels bestimmt werden, wenn die Kontaktzeit bekannt ist. Die Kontaktzeit hängt wiederum von der Position auf dem Pegel ab. Bild 2 zeigt ein gemessenes, typisches Bewegungsprofil für eine 33 cl Bierflasche. Die Pegelspitze hat die längste Kontaktzeit. Danach bewegt sich der Pegel aufwärts und der obere konische Punkt bekommt Glaskontakt. Der Pegel bewegt sich weiter aufwärts, bis er im unteren konischen Punkt stehen bleibt.

Zur korrekten Bestimmung des Wärmeeintrags ist es also notwendig, das Bewegungsprofil für jeden Pegel/Behälter zu messen. Dies ist in der Praxis zu aufwändig. Daher wird im Modell das in Bild 2 dargestellte Bewegungsprofil verwendet. Für Berechnungen von größeren Behältern (=längere Pegel) wird es leicht angepasst. Um das Bewegungsprofil auf andere Behälter zu übertragen, werden die Kontaktzeiten auf die Gesamtkontaktzeit  $t_{contact,total} = 1,25s$  bezogen. Das Verhältnis für die oben beschriebenen charakteristischen Punkte ergibt sich dann gemäß Bild 3.

Die Kontaktzeiten für die charakteristischen Punkte lassen sich dementsprechend für unterschiedliche Behälter bestimmen, indem man die Verhältnis-

$$t_{contact,total}^{measure} = 1.25$$

$$t_{contact,tip}^{measure} = 1.25 \Rightarrow \frac{t_{contact,tip}^{measure}}{t_{contact,total}^{measure}} = 1$$

$$t_{contact,conic-high}^{measure} = 1.05 \Rightarrow \frac{t_{contact,conic-high}^{measure}}{t_{contact,total}^{measure}} = 0.84$$

$$t_{contact,conic-low}^{measure} = 0.75 \Rightarrow \frac{t_{contact,conic-low}^{measure}}{t_{contact,total}^{measure}} = 0.6$$

Bild 3: Relative Kontaktzeiten der charakteristischen Punkte

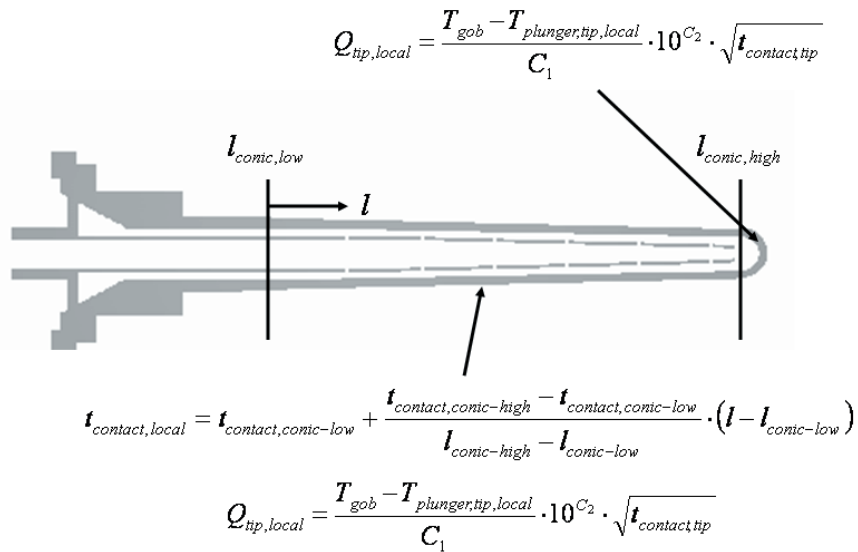


Bild 4: Übersicht der verwendeten Randbedingungen auf der Pegeloberfläche

semit der jeweiligen Gesamtkontaktzeit multipliziert. Die Gesamtkontaktzeit wiederum ergibt sich aus den existierenden Maschineneinstellungen für den individuellen Behälter.

$$t_{contact,tip} = 1 \cdot t_{contact,total} ,$$

$$t_{contact,conic-high} = 0.84 \cdot t_{contact,total} ,$$

$$t_{contact,conic-low} = 0.6 \cdot t_{contact,total}$$

Mit diesen Information lässt sich der lokale Wärmeeintrag in den Pegel bestimmen. Gleichung 1 und 2 werden zu:

$$Q_{local} = \frac{T_{gob} - T_{plunger,local}}{C_1} \cdot 10^{C_2} \cdot \sqrt{t_{contact,local}} \quad \text{Gleichung 3}$$

$$\dot{Q}_{local} = \frac{Q_{local}}{t_{cool}} \quad \text{Gleichung 4}$$

Zur Vereinfachung der Berechnung wird angenommen, dass das Bewegungsprofil linear verläuft. Unter dieser Annahme ist es möglich, zwischen oberem und unterem Kontaktpunkt zu interpolieren. Die lokale Kontaktzeit wird eine Funktion der Kontaktzeiten des oberen und unteren Kontaktpunktes und der Pegellänge l. Auf der Pegelspitze wird kein Profil angenommen. Die sich daraus ergebenden Gleichungen sind in Bild 4 zusammengestellt. Für alle Oberflä-

chen, die keinen Glaskontakt haben, werden adiabate Bedingungen gesetzt, d.h. keine Wärme wird herein oder hinaus transportiert.

### 3. Validierung des Modells

Zur Validierung des Modells wurden Versuche durchgeführt. Der Massenstrom durch verschiedene Designs der IPGR Mitglieder wurde zur Verifizierung des Strömungsmodells verwendet. Das thermische Modell wurde durch Abkühlmessungen eines aufgeheizten Pegels validiert.

### 3.1. Validierung des Strömungsmodells

In einer Laboreinrichtung wurde der Massenstrom durch verschiedene Pegel/Kühlrohranordnungen mittels eines Massenstrommessers bestimmt. Druckluft wird über eine 0.1m lange flexible Leitung gemäss Bild 5 zugeführt. Das Strömungsmodell wird durch den Vergleich des gemessenen und berechneten Massenstrom validiert. Als Annahmen für die Modellrechnung wurden folgende Annahmen getroffen:

- Stationärer Zustand
- Kompressible Strömung
- Temperaturabhängige Stoffwerte der Luft

Experimente bei einem Druck von 20psi wurden zum Vergleich herangezogen. Bild 5 vergleicht diese Messungen mit den Simulationen. Für die fünf untersuchten Anordnungen ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung.

### 3.2. Validierung des thermischen Modells

Das Prinzip bei der Validierung des thermischen Modells ist einen Pegel, der auf einer Drehbank eingespannt ist, mit einer Induktionsspule gleichmässig aufzuwärmen. Nach dem Aufwärmen wird die Temperaturänderung der Pegeloberfläche bei eingeschalteter Kühlung mit einer Thermokamera aufgenommen. Zur Erhöhung der Genauigkeit wurde der Pegel mit einem Lack definierter Emmissivität eingesprüht. Bild 6 zeigt den verwendeten Versuchsaufbau.

Leider konnte die Kamera nicht an den Computer angeschlossen werden, so dass keine kontinuierliche Abkühlkurve aufgenommen werden konnte. Der Massenstrommesser konnte die Zeitabhängigkeit auch nicht aufnehmen. Allerdings konnte die zeitliche Veränderung der Luftaustrittstemperatur mit einem schnell ansprechen-

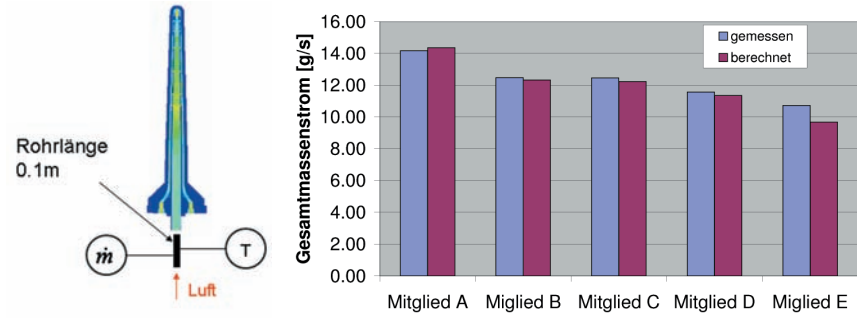


Bild 5: Messprinzip im Labor und Ergebnisse der Massenstrommessungen

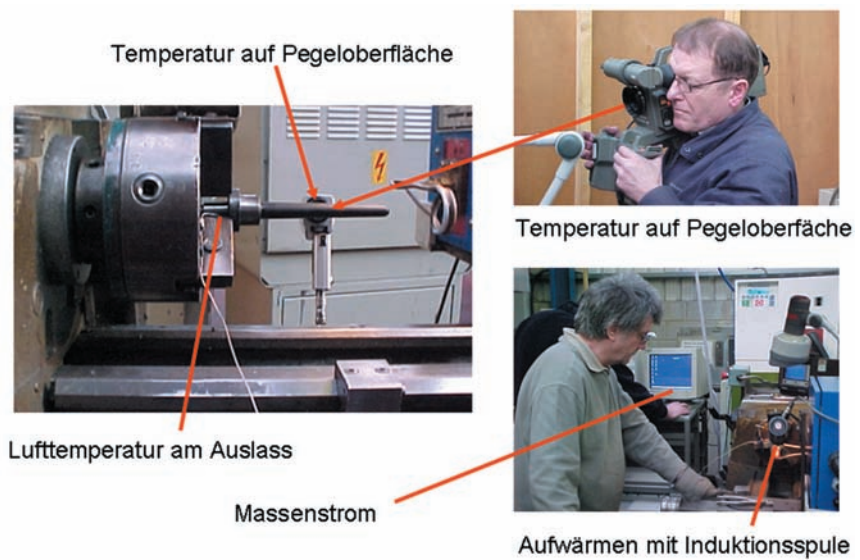
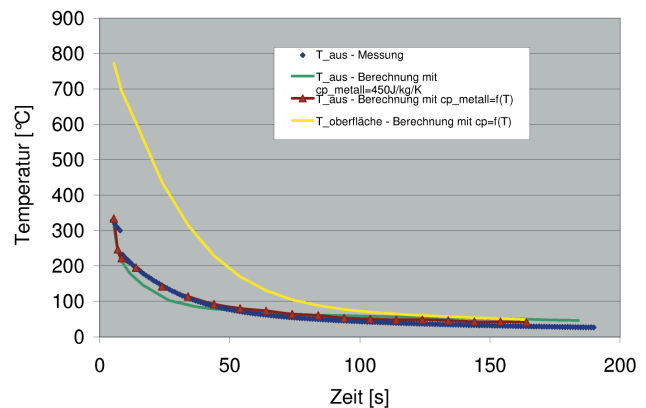


Bild 6: Versuchsaufbau der thermischen Validierungstests

Bild 7: Vergleich der Abkühlmessung mit Simulationen



den Typ K Thermoelement aufgenommen werden. Diese Messung ermöglicht die Validierung des thermischen Modells.

Auf der Modellseite wurde eine instationäre Rechnung durchgeführt. Wie bei der Strömungvalidierung wurde eine kompressible Strömung mit tem-

peraturabhängigen Stoffwerten der Luft angenommen. Als Startbedingung wurde eine gleichmässige Pegeltemperatur angesetzt. Der Wert entspricht dem mit der Kamera gemessenen. Bild 7 verdeutlicht den Vergleich von Messung und Simulation. Die Ergebnisse zeigen, dass eine konstan-

te Wärmekapazität des Pegelmaterials die Messwerte nicht wiedergeben kann. Unter Annahme einer temperaturabhängigen Wärmeleitfähigkeit ergeben sich sehr gute Übereinstimmungen von Theorie und Praxis.

#### 4. Ergebnisse der Modellierung

Im Pegelkühlungsprojekt der IPGR war der erste Schritt ein Vergleich der von den Mitgliedern verwendeten Pegel designs. In einem zweiten Schritt wurde ein Design für eine Parameterstudie ausgewählt. Mehrere Einflussparameter wurden variiert, während andere konstant gehalten wurden. Um Interaktionen der Parameter zu finden und den Einfluss zu quantifizieren, wurde die statistische Methode des „Design of Experiment“ (DOE) in einem dritten Schritt verwendet. In diesem Artikel wird nur auf einige Ergebnisse des DOE eingegangen.

##### 4.1.1. Aufbau des DOE

Die Methode des DOE basiert auf so genannten faktoriellen Designs. Das heißt, dass zwei oder mehrere Faktoren simultan variiert werden. Jedem Faktor wird ein Plus-(+1) und ein Minus(-1) Niveau zugeordnet. Die Auswertung eines DOE ist die Bestimmung von so genannten Effekten. Es wird zwischen Haupteffekten und Wechselwirkungen unterschieden. Der Haupteffekt von z.B. Faktor A zeigt an, welche Änderung eine Antwortvariable erfährt, wenn der Faktor A von seinem Minus zum Plus Niveau verändert wird. Eine Wechselwirkung bezeichnet die Änderung der Antwortvariable bei simultaner Änderung zweier Faktoren. Die Antwortvariable ist eine messbare Größe, die den Prozess charakterisiert. Im Fall der Pegelkühlung wurden folgende Antwortvariablen verwendet:

- Massenstrom durch die Anordnung [g/s]

- Gesamter Wärmeentzug durch die Kühlluft [J]
- Mittlere Temperatur im konischen Teil der Pegeloberfläche [°C]
- Mittlere Temperatur im Bereich der Pegelspitze [°C]
- Minimale Temperatur im konischen Teil der Pegeloberfläche [°C]
- Maximale Temperatur im konischen Teil der Pegeloberfläche [°C]
- Temperaturdifferenz auf dem konischen Teil der Pegeloberfläche [°C]

Der Massenstrom und der Wärmeentzug sind ein Maß für die Kühlkapazität. Die mittlere Temperatur im konischen Teil und an der Spitze geben Aufschluss darüber, wie die Kühlung lokal in diesen Bereichen wirkt. Die minimalen, maximalen Temperaturen und die Differenz weisen auf die Gleichmäßigkeit der Temperaturverteilung im konischen Bereich hin. Es wird ein faktorielles  $2^{5-1}$  Design verwendet und mit der kommerziellen Software MiniTab ausgewertet. Mit diesem Design können Haupteffekte und Wechselwirkungen zweiter Ordnung für fünf Faktoren bestimmt werden. Dabei werden folgende Faktoren ausgewählt, die in der vorherigen Parameterstudie den größten Einfluss zeigten:

- Gesamtdruck am Eintritt
- Kühlzeit
- Wärmeleitfähigkeit des Pegelmaterials
- Durchmesser der Bohrung an der Spitze des Kühlrohrs
- Summe der Fläche der Bohrungen im Kühlrohr

Ein weiterer wichtiger Faktor bezüglich der Temperaturverteilung ist der Wärmeeintrag in den Pegel. Dieser ist wiederum durch das Bewegungsprofil beeinflusst. Wie oben beschrieben, wurde ein Bewegungsprofil angenommen. Um den Einfluss des Bewegungsprofils auf die Ergebnisse des

DOE abzuschätzen, werden zwei weitere Profile analysiert. Es wird angenommen, dass die Bewegungszeit zwischen den charakteristischen Punkten um 25% länger (langsame Bewegung) bzw. kürzer (schnelle Bewegung) wird.

##### 4.1.2. Ergebnisse des „Design of Experiment“

Die Ergebnisse werden in Pareto Diagrammen für das Standardprofil dargestellt. Die farbigen Sterne in den Diagrammen zeigen die Ergebnisse für das schnelle und langsame Bewegungsprofil. Die „+“ und „-“ Zeichen bedeuten, dass der Wert der Antwortvariable bei einer Veränderung des Faktors vom Minus zum Plus Niveau steigt(+) oder sinkt (-). Die rote Linie markiert das Signifikanzniveau. Das heißt, dass Haupteffekte und Wechselwirkungen mit geringen Effekten als dieser Linie mit einer 95% Wahrscheinlichkeit keinen Einfluss auf die Antwortvariable haben.

Generell zeigt der Vergleich der verschiedenen Bewegungsprofile, dass für alle Bewegungsprofile und Antwortvariablen die gleichen Effekte einen signifikanten Einfluss haben. Aus Bild 8 wird deutlich, dass der Wärmeentzug signifikant durch den Eintrittsdruck, die Kühlzeit, die Bohrungsfläche und die Wärmeleitfähigkeit beeinflusst wird. Alle anderen Haupteffekte und Wechselwirkungen sind vernachlässigbar.

Bei höheren Drücken und größeren Bohrungsflächen wird ein größerer Massenstrom durch die Anordnung transportiert. Das führt zu einer größeren Kühlkapazität. Wird die Kühlzeit verlängert, wird der gleiche Massenstrom für eine längere Zeit gefördert und somit auch mehr Wärme entzogen. Ist die Wärmeleitfähigkeit des Materials höher, wird die Wärme schneller zur Grenzfläche von Luft und Pegel transportiert und mehr Wärme wird entzogen.

Bild 9 zeigt, dass die mittlere konische Temperatur von denselben Fak-

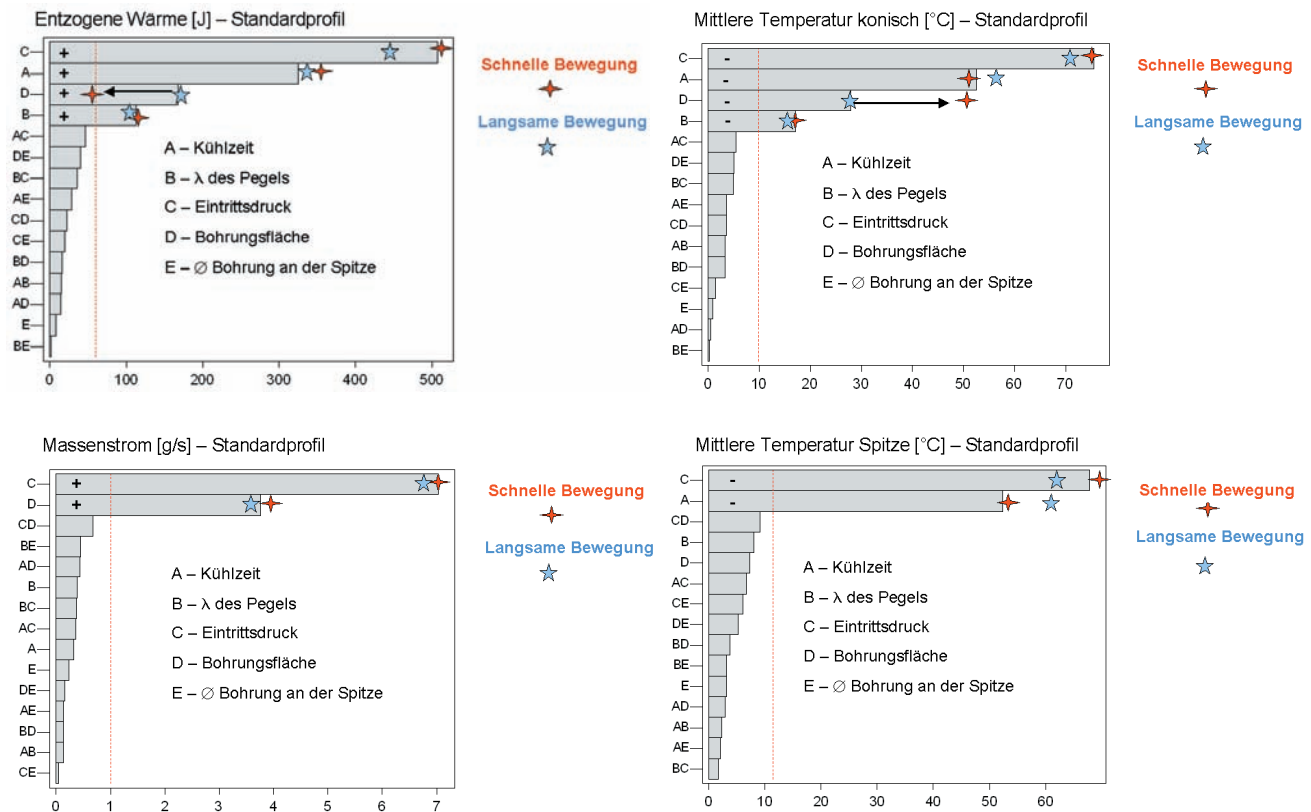


Bild 8: Pareto Diagramme für die Kühlkapazität

Bild 9: Pareto Diagramme für die mittleren Temperaturen

toren beeinflusst ist, wie der Wärmeentzug. Die mittlere konische Temperatur und der Wärmeentzug sind stark miteinander verbunden, da im konischen Bereich die meiste Wärme entzogen wird.

Das Pareto Diagramm für die mittlere Temperatur im Bereich der Pegelspitze in Bild 9 verdeutlicht, dass nur der Eintrittsdruck und die Kühlzeit die Temperatur der Spitze signifikant verändern, da eine Änderung der Bohrungsfläche nur einen geringen Einfluss auf den Massenstrom durch die Bohrung an der Spitze hat. Daher wird auch der Wärmeentzug und damit die Temperatur nicht beeinflusst. Weiterhin ist der Einfluss einer höheren Wärmeleitung geringer als bei der konischen Temperatur, da die Pegelspitze länger in Kontakt mit dem Glas und die Übertragungsfläche kleiner ist. Die Einflussfaktoren für die Temperaturverteilung auf dem konischen Teil (minimale und maximale Temperatur,

Temperaturdifferenz) entsprechen denen für den Wärmeentzug. Die Bohrungsfläche hat einen größeren Einfluss, da sie die Massenstromverteilung entlang des Kühlrohrs verändert.

## 5. Feldmessungen als Praxistest des Modells

Mit dem oben beschriebenen validierten Modell wurde ein Design weiter analysiert. Basierend auf den Erfahrungen der Parameterstudie und de DOE Ergebnissen wurde ein optimiertes Design vorgeschlagen. In Feldversuchen wurden die Vorhersagen unter Realbedingungen überprüft.

### 5.1. Vorhersagen des Modells

Als erster Schritt wurde die Temperaturverteilung des existierenden Designs (=Standard) bestimmt. Durch Vorsehen von zusätzlichen Bohrungen im Kühlrohr und Änderung der

Pegelinnenkontur konnte der Massenstrom von 10.6g/s auf 13 g/s für ein optimiertes Design gesteigert werden. Diese Steigerung resultiert in einer um 130°C geringeren Maximaltemperatur, wie Bild 10 verdeutlicht. Mit diesem optimierten Design ist es möglich, den Druck zu senken und somit Energie zu sparen.

Bild 10 zeigt, dass bei einem auf 1.5 bar reduzierten Druck die Temperatur immer noch 25°C tiefer ist. Die Änderung von 2.8 bar auf 1.5 bar resultiert also in einer um etwa 105°C höheren Temperatur.

### 5.2. Versuchsaufbau

Um die Aussagen des Modells zu überprüfen, müssen der Massenstrom und die Pegeltemperatur im Feld bestimmt werden. Die Temperatur wird mit einem Pyrometer bestimmt, Bild 11. Dieses Pyrometer erlaubt eine Punktmessung auf der sichtbaren Flä-

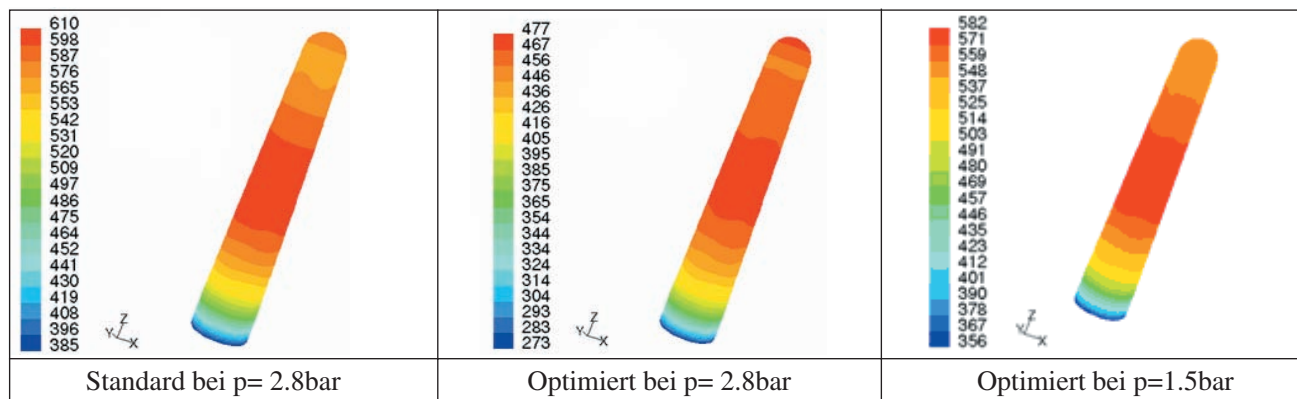


Bild 10: Ergebnisse der Optimierung



Bild 11: Pyrometermessung in der Glashütte

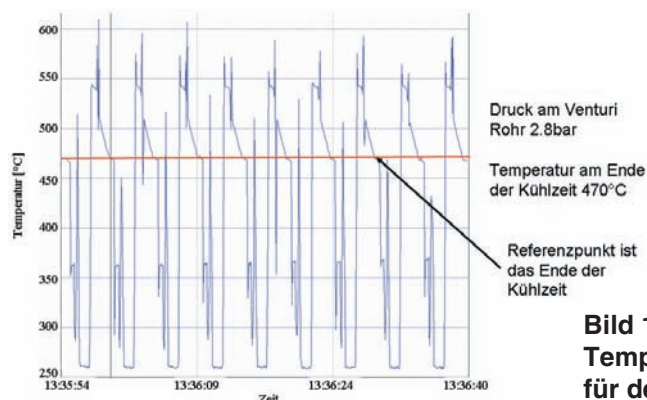


Bild 12: Temperaturmessung für den Standard

che des Pegels, während die Form geöffnet ist. Im Pyrometer ist eine Kamera integriert, um den Messbereich zu erkennen. Das rechte Bild in Bild 11 verdeutlicht, dass der Messpunkt sich etwa 2 mm unterhalb der Pegelspitze befindet. Der Emissionskoeffizient wurde auf 0.9 gesetzt. Dieses beeinflusst den Absolutwert,

aber nicht die relativen Änderungen. Daher spielt er für die Messungen hier eine untergeordnete Rolle. Leider war es mit der Versuchsanordnung nicht möglich, eine Temperaturverteilung zu bestimmen. Daher können die Modellaussagen diesbezüglich nicht validiert werden. Der Massenstrom wurde mit einem

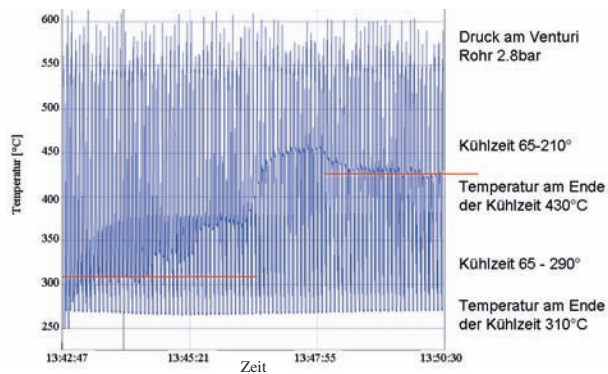
Venturirohr bestimmt, das zwischen Ventil und Maschine eingebaut wurde.

### 5.3. Temperaturmessungen

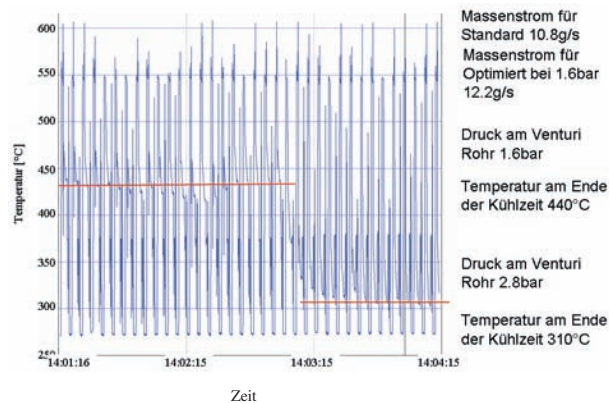
Bild 12 stellt die Temperaturmessung für das Standard Design dar. Es zeigt die Temperatur in Abhängigkeit von der Zeit. Zur Analyse der Temperaturmessungen ist es notwendig, einen Referenzpunkt auszuwählen. Als Referenzpunkt wird das Ende der Kühlzeit gewählt, wie in Bild 12 markiert. Wenn der Pegelbetrieb im thermischen Gleichgewicht ist, ist diese Temperatur über die Zyklen konstant. Daher wird sie im folgenden als „stationäre Referenztemperatur“ bezeichnet. Diese beträgt für das Standard Design etwa 470°C. Der Druck am Venturirohr betrug 2.8 bar. Die Kühlung war von 65-290° an<sup>1</sup>.

Die linke Seite von Bild 13 zeigt die Temperatur für das optimierte Design mit derselben Kühlzeit (65-290°) wie das Standard Design. Die resultierende stationäre Referenztemperatur beträgt etwa 310°C, d.h. 160°C weniger als für das Standard Design. Dieses ist in guter Übereinstimmung mit den Modellvorhersagen von 140°C.

<sup>1</sup> In der Hohlglasindustrie wird die Sequenz der Formungsereignisse in ° definiert. Dieses hat seinen Ursprung im historischen Design der Maschine. Ein Formungszyklus entspricht 360°. Die Kühlzeit von 65-290° kann somit in eine Zeit in s umgerechnet werden, da die Länge des Formungszykluses in s bekannt ist.



**Bild 13:**  
Einfluss der Änderung der Kühlzeit mit optimierter Anordnung



**Bild 14:**  
Einfluss der Änderung des Drucks mit optimierter Anordnung

Diese Verbesserung der Kühlkapazität aufgrund des höheren Massenstroms lässt sich wie oben erwähnt in eine Verringerung des Druckes und eine Energieersparnis umsetzen. Daher wurden in weiteren Versuchen der Druck und die Kühlzeit verringert, um das Energieeinsparungspotential zu bestimmen.

Aus Bild 13 wird deutlich, dass bei einer Reduktion der Kühlzeit von 65 bis 210° (d.h. um 35%) die stationäre Referenztemperatur auf 430°C steigt. Dieses liegt im Bereich des Standard Designs. Wenn der Druck auf 1.6 bar reduziert und die Kühlzeit auf dem ursprünglichen Niveau gehalten wird, wird eine stationäre Referenztemperatur von 440°C erreicht, wie Bild 14 zeigt. Der Anstieg von 130°C bei einer Druckänderung von 2.8 auf 1.6 bar bestätigt die Modellvorhersage von 105°C bei einer ähnlichen Druckänderung.

Der gemessene Massenstrom für das optimierte Design bei 1.6 bar ist 12.2g/s, für das Standard Design 10.8g/s bei 2.8 bar. Um die Energieeinsparung abzuschätzen wird folgende lineare Abhängigkeit des Energieverbrauchs angenommen:

$$Q = \Delta p \cdot \dot{m} \cdot t_{cool}$$

Unter dieser Annahme ist mit dem optimierten Design 35% weniger Energie nötig, um die gleiche Kühlkapazität (d.h. die gleiche stationäre Referenztemperatur) zu erreichen wie mit dem Standard Design.

## 6. Zusammenfassung

Es wurde ein stationäres Modell zur Beschreibung der Strömungs- und Temperaturverteilung in Pegel/Kühlrohr Anordnungen für die Hohlglas-

industrie entwickelt. Dieses Modell basiert dem kommerziellen CFD (Computational Fluid Dynamics) Software Packet Fluent. Die notwendigen Randbedingungen zur Beschreibung der gekoppelten Impuls- Masse- und Energieerhaltungsgleichungen wurden definiert und deren Gültigkeit in Labormessungen validiert. Mit diesem Modell wurden Parameterstudien und Vergleiche unterschiedlicher Designs durchgeführt. Anschließend wurde die „Design of Experiment“ Methode angewandt, um entscheidende Einflussfaktoren miteinander zu vergleichen und Wechselwirkungen unter ihnen zu identifizieren. Der Massenstrom durch die Anordnung und die Kühlkapazität sind stark miteinander verknüpft. Der Massenstrom und die Kühlkapazität sind hauptsächlich von der Kühlzeit, dem Eintrittsdruck und der Bohrungsfläche im Kühlrohr beeinflusst.

Die Anwendbarkeit des Modells wurde in Feldtests bestätigt. Die Voraussetzungen der Verbesserungen hinsichtlich Massenstrom und Temperatur bei Verwendung eines optimierten Designs trafen gut zu. Gegenüber dem bisher verwendeten Design konnte mit dem optimierten Design eine Temperaturreduktion von 160°C erzielt werden. Dieses konnte in eine 35% Energieersparnis umgemünzt werden. Falls die Pegelkühlung limitierend ist, kann die erhöhte Kühlkapazität auch zu einer Geschwindigkeitssteigerung genutzt werden.

Weitere Informationen/Autor:  
Emhart Glass, Cham, CH;  
Dr.-Ing. Thomas Bewer,  
Emhart Glass SA

Die Arbeit entstand im Rahmen eines von den International Partners in Glass Research (www.ipgr.com) finanzierten Projektes. Ich möchte allen IPGR Mitgliedern für ihre Mitarbeit und Hilfe danken. Ein spezieller Dank geht an David Braithwaite für die Diskussionen und die zusammengeführten experimentellen Arbeiten.