

Diss. Nr. 4145

**Druckverlust und Durchflussstabilität von
konvektiv beheizten
Gegenstrom-Dampferzeugern**

ABHANDLUNG

zur Erlangung
der Würde eines Doktors der technischen Wissenschaften
der
**EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE
ZÜRICH**

vorgelegt von

BENNO ARBENZ
dipl. Masch.-Ing. ETH

geboren am 31. August 1935
von Zürich und Zollikon (Kt. Zürich)

Angenommen auf Antrag von
Prof. Dr. P. Profos, Referent
Prof. Dr. H. Thomann, Korreferent

Juris Druck + Verlag Zürich
1968

5.) SCHLUSSFOLGERUNGEN

Auf Grund des Vergleichs zwischen Theorie und Experiment kann festgehalten werden: Die hier aufgestellten theoretischen Modelle erfassen den Zustandsverlauf und die Druckverlustcharakteristik für das im Gegenstrom beheizte Rohr im Verdampfer mit nur einem Rohr bzw. im Verdampfer mit zwei parallelen Rohren und guter Gasmischung quer zur Strömung im wesentlichen richtig. Zwar treten in einem bestimmten Durchflussbereich in der Druckverlustcharakteristik durch die Annahmen bedingte, systematische Abweichungen zwischen den berechneten und den gemessenen Werten auf. Diese verfälschen aber den Charakter der Kurve nicht. Die Unsicherheit, mit der die Rohrrauhigkeit im voraus bestimmt wird, kann leicht grössere Abweichungen als diese verursachen.

Fehlt jeder Temperaturausgleich im Gas (quer zu seiner Strömungsrichtung) mit dem das benachbarte Rohr umgebenden Gasstrom, so liegen die Verhältnisse für das einzelne Rohr gleich, wie wenn es allein in einem Verdampfer wäre. Der Grenzfall eines Verdampfers mit mehreren parallelen Rohren, aber fehlender Gasmischung wird daher in seinen Charakteristiken durch das Modell des Verdampfers mit einem Rohr in seinen Grundzügen auch richtig wiedergegeben. Wenn alle Rohre (zwangsweise) die gleiche Durchflussmenge aufweisen, so stellt die Kennlinie natürlich die Druckverlustcharakteristik des gesamten Verdampfers dar.

Weist der Verdampfer sehr viele parallele Rohre auf und ist die Gasmischung ideal, so darf erwartet werden, dass seine Charakteristiken durch das Modell des Rohrs bei festgehaltenem Gastemperaturverlauf zur Hauptsache richtig dargestellt werden. Für dieses Modell sind nämlich im Prinzip die gleichen Annahmen getroffen worden wie für die andern. Einzig der Gastemperaturverlauf wird hier ausschliesslich durch die umgebenden Rohre festgelegt und vom betrachteten nicht beeinflusst. Diese Annahme ist durch die andern Umgebungsverhältnisse notwendig geworden.

Aus der Untersuchung mit Hilfe dieser Modelle geht hervor, dass bei fehlender Gasmischung aperiodische Instabilität fast immer auftritt. Die Druckverlustkurve weist praktisch bei allen Varianten ein relatives Maximum auf. Ist dagegen die

Quermischung im Gas ideal, so tritt keine aperiodische Instabilität auf. Die Druckverlustcharakteristiken zeigen keine relativen Maxima. Daraus folgt, dass gute Gasmischung aperiodisch ungleiche Durchflussverteilung verhindert. Zwar erreicht der Druckverlust des ganzen Verdampfers bei einer bestimmten Durchflussmenge ein relatives Maximum, und trotzdem tritt keine aperiodisch ungleiche Durchflussverteilung ein. Die Ursache für dieses Verhalten liegt im heizenden Gas, welches einem Rohr mit grösserer Durchflussmenge mehr und einem mit kleinerer weniger Wärme zuführt als im Fall der thermisch getrennten Gasströme. Dadurch werden die Unterschiede in den Zustandsverläufen bei unterschiedlicher Durchflussmenge viel kleiner, und der Druckverlust wächst mit der Menge.

In grossen Gaskanälen vermischt sich das Gas im allgemeinen nicht über den ganzen Querschnitt, und da die Gasgeschwindigkeit je nach Ort verschiedene Werte hat, erhalten parallelgeführte Rohre unterschiedliche Temperaturen. Die Verhältnisse sind hier etwas ähnlich denen in Rauchgaszügen bei gefeuerten Kesseln. Dort wurden durch ungleiche Geschwindigkeitsverteilung verursachte Gas-temperaturunterschiede bis etwa 200°C gemessen [20]. Hier können leicht ähnliche Verhältnisse eintreten, doch kann dieser Gefahr durch geeignete Rohr-führung begegnet werden. Anstelle des Gases werden die Rohre gemischt, d.h. die Rohre vertauschen untereinander dauernd ihre Lage. Als Beispiel sind zwei Möglichkeiten in Fig. 9 schematisch dargestellt.

Alle Rohre sollten möglichst gleich behandelt werden, damit sie hydrodynamisch und thermisch gleichwertig bleiben. Insbesondere müssen grössere unbeheizte Abschnitte, falls sie nicht zu vermeiden sind, bei allen an der gleichen Stelle ihrer Länge liegen. Abwärtsdurchströmte unbeheizte Abschnitte im Verdampfungsbereich sollten wenn möglich gar nicht vorkommen.

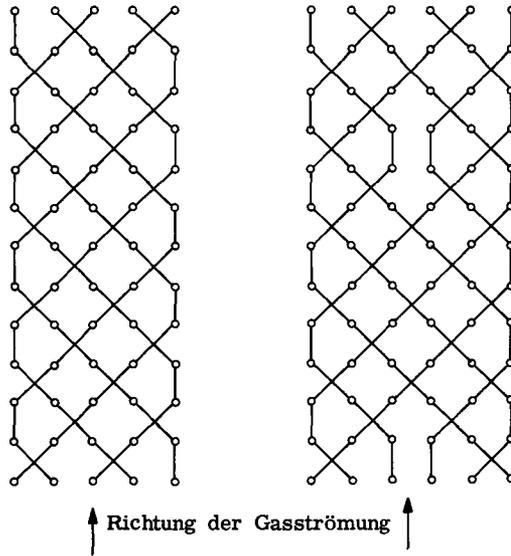


Fig. 9

Wird der Durchmischung zu wenig Beachtung geschenkt und tritt infolgedessen aperiodische Instabilität auf, so kann diese im Prinzip durch wasserseitiges Drosseln behoben werden. Die notwendigen Drosseldruckverluste können unter Umständen riesig gross werden. Der Gradient des Druckverlustes bezüglich der Durchflussmenge erreicht bei fehlender Gasmischung einen sehr stark negativen Wert, und dieser muss durch die überlagerte Drosselcharakteristik in einen positiven verwandelt werden. Diese Methode zur Vermeidung bleibender ungleicher Durchflussverteilung würde viel zusätzliche Pumpenleistung erfordern. Diese wäre besonders hoch bei tiefen Drücken und würde dort auf wirtschaftlich untragbare Verhältnisse führen. Bei hohen Drücken würden die notwendigen Drosseldruckverluste kleiner werden, so dass dort diese Stabilisierungsmethode eher in Frage kommen kann. Günstiger werden die Verhältnisse auch mit grössern Rohrdurchmessern, weil dann alle Druckverluste kleiner ausfallen. Gute Durchmischung ist deshalb meistens die beste Methode, um aperiodische Instabilität zu vermeiden.

Tritt keine aperiodisch ungleiche Durchflussverteilung auf, so heisst das noch nicht, dass die Durchflussmengen stationär sein müssen. Sie können unter Umständen um einen gemeinsamen Mittelwert schwanken. Diese Möglichkeit wurde hier nicht näher untersucht. Doch wird vermutet, dass solche Schwankungen jeweils durch wasserseitiges Drosseln auf ein nicht mehr störendes Ausmass reduziert werden können.

Bei bestimmten Betriebszuständen können bei gasbeheizten Gegenstrom-Dampferzeugern am Austritt periodische Temperatur- und Mengenschwingungen des Dampfes auftreten. Ihre Amplituden ändern sich von Zeit zu Zeit scheinbar rein zufällig. Sie treten dann auf, wenn die Temperaturdifferenz zwischen Primär- und Sekundärseite am Verdampfungsbeginn sehr klein und gleichzeitig am Verdampferaustritt nicht sehr klein ist. Sehr wahrscheinlich werden sie durch sehr kleine Schwankungen der Gaseintrittstemperatur, der Gasmenge und der Speisewassermenge verursacht. Kleine Änderungen dieser Grössen verursachen im genannten Betriebszustand grosse Verschiebungen des Verdampfungsgebietes, deren Folgen durch die Ueberhitzerpartie nicht mehr ausgeglichen werden können. Diese Schwankungen können kaum durch eine bessere, mit wirtschaftlich vertretbarem Aufwand gebaute Regelung so klein gehalten werden, dass sie keine nennenswerten Temperaturschwingungen des austretenden Dampfes nach sich ziehen. Die Schwingungen werden um so kleiner, je kleiner die Temperaturdifferenz zwischen Gas und Dampf am Dampfaustritt ist. Ist die Differenz genügend klein, so treten praktisch keine Schwingungen mehr auf. (Während der erwähnten Versuche sind bei einer mittleren Temperaturdifferenz von 1°C noch sichtbare Schwingungen aufgetreten, deren Amplituden etwa $0,5^{\circ}\text{C}$ betragen haben.) Damit keine Temperaturschwingungen auftreten, muss also die Gasmenge ziemlich gross gewählt werden.

Der Bereich mit aperiodischer Instabilität bei fehlender Quermischung im Gasstrom verschiebt sich mit zunehmender Gasmenge zu höheren Durchflussmengen. Ist die Gasmenge so gross, dass in allen Betriebspunkten die Temperaturdifferenz am Dampfaustritt zwischen Gas und Dampf kleiner als etwa $0,1^{\circ}\text{C}$ ist, so besteht auch bei fehlender Quermischung im Gas kein Anlass zu aperiodischer Instabilität, da dann der Gradient des Druckverlustes in allen Betriebspunkten positiv ist.

Kleinere Abweichungen in den Durchflussmengen paralleler Rohre können jedoch immer auftreten, als Folge ungleicher Strömungsverhältnisse in den Rohren. Daneben können hier solche Abweichungen auch durch ungleiche Strömungsverhältnisse im Gas verursacht werden. Da der Wärmeübergang aussen von der Gasgeschwindigkeit abhängt, wird ein Rohr im Bereich grosser Gasgeschwindigkeit auch mehr Wärme aufnehmen als eines im Bereich kleiner Geschwindigkeit. Fehlt die Quermischung im Gas, so wird dieser Effekt noch verstärkt durch die unterschiedliche Wärmekapazität der auf die einzelnen Rohre treffenden Teilströme des Gases. Für die Rohre gelten dann verschiedene Druckverlustcharakteristiken, und daher stellen sich verschiedene Durchflussmengen ein. Auch von hier aus gesehen ist es von Vorteil, für möglichst gute Quermischung im Gasstrom zu sorgen.

Als bester Weg, Instabilität zu vermeiden, empfiehlt sich, den Verdampfer so anzulegen, dass am Dampfaustritt sich die Gas- und Dampftemperatur bis auf weniger als 1°C nähern, und für starke gasseitige Durchmischung zu sorgen. Im übrigen müssen die Rohre hydrodynamisch gleichwertig sein. Sie sollen, wenn möglich, keine grösseren unbeheizten Abschnitte aufweisen, schon gar nicht abwärtsdurchströmte. Falls sie nicht zu vermeiden sind, so müssen sie bei allen Rohren an der gleichen Stelle ihrer Länge liegen. Allfällige Durchflussverteilungsschwankungen dürften soweit nötig durch wasserseitiges Drosseln behebbar sein. Als Nachteil muss in Kauf genommen werden, dass die benötigte Gasmenge etwas gross ist und daher die Gasaustrittstemperatur nicht sehr tief liegt. Dennoch dürfte dieser Weg der billigste und sicherste zu einem stabilen Verdampfer sein.

Es ist zu hoffen, dass die Unterlagen über die Reibungsdruckverluste bei Zweiphasenströmungen im geraden Rohr in Zukunft noch stark verbessert werden. Praktisch noch unerforscht sind die Druckverluste der Zweiphasenströmung in Krümmern. Auf dem Gebiete der Wärmeübertragung an die Zweiphasenströmung sind ebenfalls noch weitere Fortschritte wünschbar.

Liegen bessere Kenntnisse über $\lambda_{2\text{Ph}}$ vor, so kann der Druckverlust durch Abändern der betreffenden Stellen im Programm genauer berechnet werden. Dasselbe gilt auch für die Druckverluste in Krümmern. Ist der Wärmeübergang an die Zweiphasenströmung besser erfassbar, so kann das bestehende Programm

eine erste Näherung für eine genauere Rechnung liefern. Berechnungen auf Grund besserer Unterlagen werden jedoch keine grundsätzlich andern Resultate ergeben. Sie werden zwar genauere Vorausberechnungen des Druckverlustes erlauben, die Charakteristiken aber nur im Detail verändern. Der Verlauf der Druckverlustkurven wird hauptsächlich durch die thermische Koppelung zwischen Primär- und Sekundärseite bestimmt. Im allgemeinen entscheiden die gaseitigen Bedingungen darüber, welchen Charakter sie annehmen.

Anhang

Die Ausdrücke für λ_{Rf} , λ_{Rd} wurden dem Moody-Diagramm [11] entnommen. α_f und α_d wurden auf Grund der Formel für turbulente Strömung in Rohren

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,42}$$

berechnet, α_g wurde aus der Gleichung für das quer angeströmte Rohrbündel

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,6}$$

bestimmt, und für α_{2Ph} die einfache und zweckmässige Beziehung

$$\alpha_{2Ph} = 12'000 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

gewählt.

In der folgenden Tabelle sind einige Werte der örtlichen Reibungskoeffizienten λ_R und der örtlichen Wärmedurchgangszahlen k aufgeführt. Sie geben Aufschluss darüber, wie stark diese Grössen in Wirklichkeit innerhalb eines Abschnitts variieren. (Werte, die zum gleichen Abschnitt gehören, sind zusammen eingerahmt.)

$p = 35 \text{ ata}, m = 200 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{sec}}$

Ort	T	T_g	Re	λ_R	α_i	α_a	k
x_0	105 °C	251 °C	$1,10 \cdot 10^4$	0,034	$2260 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}}$	$861 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}}$	623 $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}}$
x_I	~ 241 "	271 "	$2,75 \cdot 10^4$	0,0285	"	888 "	700 "
x_d	~ 241 "	329 "	$1,66 \cdot 10^5$	0,0244	"	960 "	557 "
x_I	338 "	338 "	$1,37 \cdot 10^5$	0,0247	"	972 "	456 "

$p = 35 \text{ ata}, m = 300 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{sec}}$

Ort	T	T_g	Re	λ_R	α_i	α_a	k
x_0	105 °C	212 °C	$1,65 \cdot 10^4$	0,031	$3130 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}}$	$815 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}}$	660 $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}}$
x_I	~ 241 "	242 "	$3,64 \cdot 10^4$	0,0275	"	853 "	730 "
x_d	~ 241 "	330 "	$2,49 \cdot 10^5$	0,0242	"	957 "	636 "
x_I	338 "	338 "	$2,20 \cdot 10^5$	0,0243	"	972 "	572 "

$$p = 50 \text{ ata, } m = 200 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ sec}}$$

Ort	T	T _g	Re	λ_R	α_i	α_a	k
x ₀	105 °C	245 °C	1, 10 · 10 ⁴	0, 034	2260 $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ °C}}$	680 $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ °C}}$	535 $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ °C}}$
x _f	~263 "	278 "	2, 91 · 10 ⁴	0, 028	3190 "	712 "	602 "
x _d	~263 "	356 "	1, 57 · 10 ⁵	0, 0245	1490 "	791 "	498 "
x ₁	372 "	372 "	1, 27 · 10 ⁵	0, 0248	1080 "	811 "	449 "

$$p = 50 \text{ ata, } m = 300 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ sec}}$$

Ort	T	T _g	Re	λ_R	α_i	α_a	k
x ₀	105 °C	312 °C	1, 65 · 10 ⁴	0, 031	3130 $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ °C}}$	654 $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ °C}}$	560 $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ °C}}$
x _f	~263 "	263 "	4, 37 · 10 ⁴	0, 0272	4400 "	698 "	629 "
x ₁	~263 "	372 "	Nassdampf		~12000 "	811 "	701 "