DESIGN OF HEAT EXCHANGERS FOR HIGH-TEMPERATURE REACTORS
(Auslegung von Wärmetauschern für Hochtemperaturreaktoren)

J. RAUTENBERG, H. SPILKER
Hochtemperatur-Reaktorbau GmbH,
Gottlieb-Daimler Strasse 8, D-6800 Mannheim 1, Germany

Zusammenfassung

Die Auslegung von Wärmetauschern in Hochtemperaturreaktoren wird u.a. durch folgende Randbedingungen bestimmt:

- hohe Lebensdauer
- die im Hochtemperaturbereich stark abfallenden Materialfestigkeiten
- Berücksichtigung der Medienzustände bei Normalbetrieb und Störfällen

Bei letzteren ist insbesondere den transienten Vorgängen Aufmerksamkeit zu widmen.
Die zulässigen Materialbeanspruchungen müssen Primär- und Sekundärspannungen unter Berücksichtigung von Kriech- und Ermüdungseffekten abdecken. Dabei treten gegenläufige Dimensionierungsanforderungen auf, so daß im Hinblick auf das gewünschte Ergebnis Optimierungen unerläßlich sind.

Da die wesentlichen primärspannungserzeugenden Lasten i.a. vorgegeben sind, gilt das Hauptaugenmerk einer detaillierten Analyse der die Sekundärspannungen beeinflussenden Parameter.

Ziel des Vortrages ist es, diese komplexen Zusammenhänge und ihren Einfluß auf die Konstruktion ausführlich und mit Beispielen darzustellen.

Wesentliche Auslegungsparameter für Wärmetauscher in Hochtemperaturreaktoren sind die geforderte Lebensdauer, die im Hochtemperaturbereich geringen verfügbaren Materialfestigkeiten und die Berücksichtigung der zeitabhängigen Medienzustände bei Normalbetrieb und Störfällen.

Die für die Auslegungstemperaturen eines Wärmetauschers im Hochtemperaturbereich ($T > 820$ °K) zulässigen Materialfestigkeiten müssen Primär-, Sekundär- und Spitzenspannungen, unter Berücksichtigung von Kriech- und Ermüdungseffekten, abdecken.

Für die Dimensionierung druckführender Teile in Wärmetauschern, z. B. den Tauscherrohren, sind in erster Linie der Innendruck und die bei auslegungsbestimmenden Störfällen vorliegenden max. mittleren Rohrwandtemperaturen maßgebend.
Beim HTR mit seiner integrierten Bauweise wird ferner Kompaktheit aller Komponenten gefordert.
Die Erfüllung dieser Anforderung bedingt die Realisierung einer hohen Wärmestromdichte, die zusätzliche hohe Sekundärspannungen in der Rohrwand zur Folge hat.
Hierdurch wird erkennbar, daß gegenläufige Dimensionierungs-Anforderungen bestehen und deren Realisierung in abgewogener Weise nur durch eine Optimierung der wichtigsten beeinflußbaren Auslegungsparameter möglich ist.

Als beeinflußbare Parameter gelten die Wärmestromdichte $\dot{q} = f\ (\alpha_A, \alpha_I, \Delta T)$, in gewissen Grenzen die sekundärseitige Mediumstemperatur T_{FD}, die verfahrenstechnische Schaltung der wärmetauschenden Medienströme und die konstruktive Gestaltung des Tauscherbündels mit angrenzenden Strukturen.

Die drei erstgenannten Parameter beeinflussen direkt

- Temperaturdifferenz in der Rohrwand
- mittlere Rohrwandtemperatur
- Rohrwanddicke
- Materialfestigkeit
- Sekundärspannungen
- Lebensdauer

Der letzte Parameter, die konstruktive Gestaltung, hat Einfluß auf die Dehnungsbehinderung bei transienten Betriebsvorgängen und damit auf

- Sekundär- und Spitzenspannungen
- Lebensdauer

Als nicht beeinflußbare Parameter werden betrachtet:

- Primärtemperatur und Druck
- Sekundärdruck
- Prozeduren und Transienten
- Zyklen während der Lebensdauer
- Materialeigenschaften

Tabelle I gibt einen Überblick über die Auslegungsdaten aller bisher gebauten bzw. projektierten HTR-Dampferzeuger. Hiernach ist offenbar bei THTR bzw. HTR-1160 ein Optimum erreicht.

Auslegungsdaten \ Anlagen		AVR	PB	FSV		THTR		HTR-1160	
				HD	ND	HD	ND	HD	ND
T_{He}	°C	950	742	722	776	682	750	675	741
T_{FD}	°C	505	541	555	541	561	564	512	538
$T_{Wmax.}$	°C	~540	-	-	-	610	630	566	635
w_{Gas}	m/s	6÷7	-	-	-	21,5	39,4	25	25
p_{He}	bar	10,8	22,7	48		48,8		49	
p_{FD}	bar	71	109	173	41,4	200	51	173	40,4
WS	MW/m^2	0,026	-	0,20	0,25	0,12	0,26	0,15	0,22
LD	MW/m^3	0,86	-	9,1	5,87	5,3	13,1	5,6	10,4

Tabelle I

Anhand der nachfolgend abgeleiteten Auslegungskriterien soll versucht werden, die Auslegungsdaten plausibel zu deuten, und für zukünftige Projekte übersichtliche und leicht anwendbare Überschlags- und Auslegungsformeln anzugeben.

Durch Druck und Temperatur liegen die primärspannungserzeugenden Belastungen in den druckführenden Tauscherrohren und Sammlern eines Wärmetauschers (z. B. eines DE) fest. Eine Reduzierung bzw. Beeinflussung der Gesamtbelastung, die sich aus Primär-, Sekundär- und Spitzenspannungen akkumuliert, kann somit nur über den Sekundärspannungs- bzw. Spitzenspannungsanteil mittels geänderter Wärmestromdichte $\dot{q}$, verfahrenstechnischer Schaltungsvarianten und/oder geeigneter konstruktiver Gestaltung erfolgen.

Die Änderung der Wärmestromdichte kann durch zwei unterschiedliche Verfahren erfolgen:

Einmal durch Veränderung der Wärmeübergangszahlen α_I und α_A zum anderen durch die Veränderung der Temperaturdifferenz zwischen den Stoffströmen, was nur durch schaltungstechnische Maßnahmen zu realisieren ist.

Der Einfluß beider Effekte wird durch das Gleichungssystem zur Beschreibung eines konstanten Wärmestromes an einem Rohrelement deutlich: (siehe Abb. 1)

$$\dot{q}_A = \dot{q}_W = \dot{q}_I \qquad \text{eq. (1)}$$

$$\dot{q}_A = \alpha_A (T_{HG} - T_{WA}) \qquad \text{eq. (2)}$$

$$\dot{q}_W = \frac{2 \cdot \lambda}{d_a \ln \frac{d_a}{d_i}} (T_{WA} - T_{WI}) \qquad \text{eq. (3)}$$

$$\dot{q}_I = \alpha_I (T_{WI} - T_{FD}) \qquad \text{eq. (4)}$$

Durch Veränderung der den Wärmeübergang beeinflussenden Größen wie Geschwindigkeiten und/oder die hydraulischen Durchmesser, erfolgt eine innen- bzw. außenseitige Beeinflussung der Wärmeübergangszahlen.
In gleicher Weise kann durch Veränderung der sekundären Austrittstemperatur und/oder durch gleichzeitige verfahrenstechnische Schaltungsänderungen der Stoffströme die Temperaturdifferenz zwischen den Stoffströmen verändert werden.

In Abb. 2 ist der Einfluß der Frischdampftemperatur auf die absolute Temperaturdifferenz in der Rohrwand mit der Wärmeübergangszahl α_A als Parameter aufgetragen.
Es zeigt sich, daß bei konstanter Heißgas- und ansteigender Frischdampftemperatur bei gleichzeitiger Veränderung des α_A zu kleineren Werten das ΔT_W einen Minimalwert anstrebt. Gleichzeitig erhöht sich jedoch die mittlere Rohrwandtemperatur entsprechend. Dieser Effekt könnte auch durch eine Erhöhung der α -Zahl auf der Sekundärseite (Rohrinnenseite) nicht ausgeglichen werden, da der Wärmedurchgang bei gasbeheizten Wärmetauschern im wesentlichen durch den Wärmeübergang (α_A) auf der Gasseite bestimmt wird. Obwohl sich eine höhere mittlere Rohrwandtemperatur einstellt, entsteht bezüglich der Spannungsreserven eine Verbesserung, die am folgenden Beispiel erläutert werden soll.

Durch Erhöhung der Frischdampftemperatur von 540 °C auf 560 °C ist anhand der Abb. 2 zu zeigen, daß das ΔT_W von 50 auf 44 °C, d.h. um ca. 12 %, abnimmt. Entsprechend reduzieren sich die Sekundärspannungen. Infolge dieser Maßnahme steigt jedoch die mittl. Rohrwandtemperatur von 581 auf 594 °C an.

Das entspricht einer Reduzierung des $\sigma_{0,2}$-Wertes von 117,0 auf 112,6 N/mm² oder um ca. 3,4 %.
Unter Berücksichtigung der Tatsache, daß die Sekundärspannung infolge ΔT_W zu ca. 50 % an der Gesamtspannung in einem Rohrelement beteiligt ist, bleibt dennoch eine deutliche Verbesserung im Hinblick auf Erhöhung der Spannungsreserven.

Bezüglich verfahrenstechnischer Schaltungsänderungen haben Untersuchungen gezeigt, daß eine Schaltungsvariante entsprechend Abb. 3 (Gegen - Gleichstrom) in bezug auf das Verhältnis von mittl. Rohrwandtemperaturen und ΔT_W die günstigsten Werte erbringt. Anzumerken ist jedoch, daß diese Schaltungsvariante nicht generell, sondern in erster Linie nur für einen vorgeschalteten Zwischenüberhitzer in Frage kommt.

Auf der Basis dieser thermodydraulischen und schaltungstechnischen Einflußparameter ist die Auswahl der zul. Rohrwand-Temperatur-Differenz und die absolute Höhe der mittl. Rohrwandtemperatur nach Festigkeits- und Ermüdungskriterien vorzunehmen.
Die Ableitung dieser Zusammenhänge erfolgt mit Hilfe der Gleichung zur Berechnung der Wärmespannungen in dickwandigen Hohlzylinder.
Es gilt:

$$\sigma_{t,w} = \frac{E \cdot \alpha_0 \cdot d_a \cdot \ln u}{4\,(1-\nu)\cdot \lambda} \cdot \dot{q} \left(\frac{\ln u - 1}{\ln u} + \frac{u^2+1}{u^2-1} \right) \quad \text{eq. (5)}$$

$$\text{mit } u = \frac{d_a}{d_i} \quad \text{eq. (6)}$$

oder mit eq. (3)

$$\sigma_{t,w} = \frac{E \cdot \alpha_0}{2 \cdot (1-\nu)} \, \Delta T_w \left(\frac{\ln u - 1}{\ln u} + \frac{u^2+1}{u^2-1} \right) \quad \text{eq. (7)}$$

Die Auswertung dieser Gleichung mit HTR-typischen Daten eines DE-HD-Teils ergibt:

$E^{/600\ °C} = 1{,}61 \cdot 10^5$ N/mm²; $\lambda^{/600\ °C} = 22$ W/m °C; $\alpha_0^{/600\ °C} = 17{,}6 \cdot 10^{-6}$/°C

$1 - \nu = 0{,}666$, $u = \frac{25{,}4}{15{,}8}$

$$\sigma_{t,w} = 2{,}46 \cdot \Delta T_W$$

Die Tangentialspannungen aus Innendruck errechnen sich für einen Hohlzylin-

der nach folgender Gleichung:

$$\sigma_{t,max} = p_i \frac{u^2 + 1}{u^2 - 1} = 40{,}7 \text{ N/mm}^2 \qquad \text{eq. (8)}$$

mit $p_i = 180$ bar

Für Zusatzbelastungen, z. B. infolge behinderter Wärmedehnungen, Eigengewicht und sonstigen Belastungen, wird $\sigma_{z,B} \approx 30$ N/mm² angenommen.

Damit läßt sich näherungsweise folgende Ungleichung, z. B. für 600 °C mittl. Rohrwandtemperatur, angeben:

$$3\sigma_m \approx 2\,\sigma_{0,2}/^{600\,°C} > \sigma_{t,w} + \sigma_{t,max} + \sigma_{z,B} \qquad \text{eq. (9)}$$

oder umgeformt

$$\Delta T_W < \frac{2 \cdot \sigma_{0,2}/^{600\,°C} - 70{,}7}{2{,}46} \qquad \text{eq. (10)}$$

Durch Einsetzen der temperaturabhängigen $\sigma_{0,2}$-Werte für Incoloy 800 läßt sich eine obere zul. Grenzt für ΔT_W abschätzen.

Die numerische Auswerte für $\sigma_{0,2}/^{600\,°C} = 115$ N/mm² ergibt ein $\Delta T_W < 65$ °C.

Es ist anzumerken, daß bei dieser Betrachtung Kriech- und Ermüdungsschädigung nicht berücksichtigt sind; Thermal-Ratcheting-Effekte aber durch die Bedingung in eq. 9 ausgeschlossen werden können.

Eine Betrachtung unter Berücksichtigung der Kriechschädigung führt zu folgenden Ergebnissen:

Im Code-Case N-47 (1592) (Fig. I-14.6 C, Seite 154) sind für Incoloy 800 Bruchspannungswerte als Funktion der Standzeit für verschiedene Temperaturen angegeben.
Unter der Annahme, daß die Kriechschädigung kleiner 0,5 gem. eq. (11) sein muß

$$\sum \frac{t}{t_R} < 0{,}5 \qquad \text{eq. (11)}$$

und die mittl. Rohrwandtemperatur 600 °C beträgt, ergibt sich nach Abb. 4 für einen Kriechschädigungsfaktor von 0,4 ein $\sigma_B \approx 100$ N/mm². Aus eq. (10) folgt für diesen Wert ein $\Delta T_W < 52{,}5$ °C.
D.h. zur Vermeidung unzulässiger Kriechschädigung darf für das hier betrachtete Rohrsegment ein ΔT_W von 52 °C nicht überschritten werden.

Anhand der Abb. 4 kann weiterhin sehr anschaulich der Einfluß einer Temperaturerhöhung auf die Lebensdauer gezeigt werden. Würde z. B. die mittl. Rohrwandtemperatur von 600 °C auf 630 °C erhöht, so ergibt dies eine Minderung des σ_B-Wertes von $\approx$ 24 N/mm².
Müßte man jedoch für 630 °C einen σ_B-Wert von 100 N/mm² realisieren, so würde die Lebensdauer um den Faktor $\frac{1}{10}$ reduziert.

Aufgrund der obigen Ausführungen können für die Auslegung von Wärmetauscher-Rohren für hohe Temperaturen folgende Empfehlungen gegeben werden:

- Wahl der Sekundärtemperatur und Schaltung der Stoffströme derart, daß ΔT_W den Bedingungen der Ungleichung eq. (10) genügt.

- Konstruktive und schaltungstechnische Ausführung des thermisch höchstbelastesten Rohrbereiches derart, daß Zusatzbelastungen minimiert werden. D. h. Rohrbündel, die mit eintretenden heißen Medien direkt beaufschlagt werden, sollten in Geradrohrbauweise ausgeführt werden, um freie thermische Längsdehnungen zu ermöglichen.
  Beispiel: HTR-1160 DE.

- Reduzierung der in das Tauscherbündel eintretenden Temperaturströhnen um Zusatzbelastungen durch behinderte Wärmedehnungen und zusätzliche Sekundärspannungen zu vermeiden.

- Aufteilung des Wärmetauschers in mehrere Abschnitte, um z. B. durch Vorschaltung eines Niederdruck-Zwischenüberhitzers beim DE die spannungsmäßige Belastung im Bereich der max. Gastemperatur durch Reduzierung des Primärspannungsanteiles herabzusetzen.

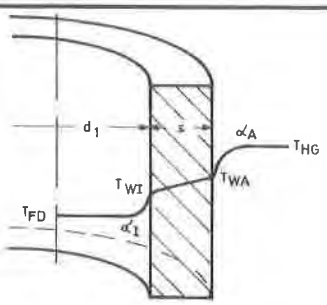

ABB. 1

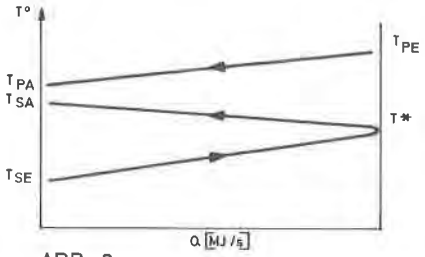

ABB. 3

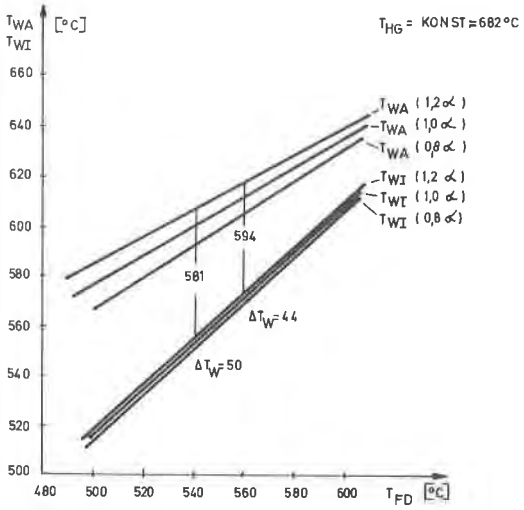

ABB. 2

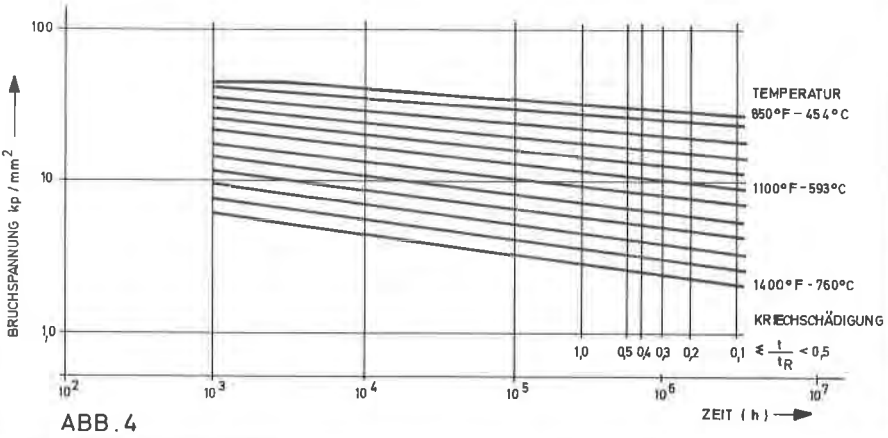

ABB. 4