

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM  
KARLSRUHE**

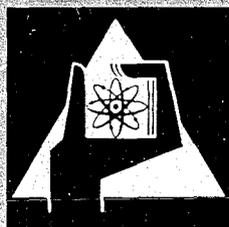
Juni 1968

KFK 805  
EUR 3965 d

Institut für Reaktorbauelemente

Temperatur- und Spannungsverteilungen in Brennstabhüllen mit  
wendelförmigen Abstandshaltern für dampfgekühlte Schnelle Brutreaktoren

H. Hoffmann, K. Rust



GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.  
KARLSRUHE



KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

Juni 1968

KFK 805

EUR 3965 d

Institut für Reaktorbauelemente

Temperatur- und Spannungsverteilungen in Brennstabhüllen mit wendelförmigen Abstandshaltern für dampfgekühlte Schnelle Brutreaktoren.

von

H. Hoffmann

K. Rust

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG MBH., KARLSRUHE

Diese Arbeit wurde im Rahmen der Assoziation zwischen der Europäischen Atomgemeinschaft und der Gesellschaft für Kernforschung mbH., Karlsruhe, auf dem Gebiet der Schnellen Reaktoren durchgeführt.



## Inhalt

Als Abstandshalter der Brennelemente eines dampfgekühlten Schnellen Brutreaktors werden mit dem Hüllrohr verbundene Wendelrippen oder wendelförmig um die Stäbe gewickelte Drähte diskutiert. Beide Anordnungen beeinflussen die Temperatur- und Spannungsverteilungen in der Hülle. Diese wurden für verschiedene Abstandshaltergeometrien und Wärmeübergangsverhältnisse am Umfang der Stäbe für stationäre und instationäre Betriebsbedingungen in der vorliegenden Arbeit abgeschätzt.

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1. Einleitung	1
2. Aufgabenstellung	2
3. Die Temperaturverteilung in Brennelementhüllen mit wendelförmigen Abstandshaltern	5
3.1 Stationäre Wärmeleitung	5
3.2 Instationäre Wärmeleitung	6
4. Die Beanspruchung von Brennelementhüllen mit wendelförmigen Abstandshaltern	7
4.1 Belastung der Hüllrohre durch äusseren bzw. inneren Überdruck	7
4.2 Die Belastung der Hüllrohre durch die Temperaturgradienten	8
4.3 Vergleichsspannung.	12
4.4 Kerbwirkung	12
5. Rechengang und Variation der Parameter	14
6. Ergebnisse und Diskussion der berechneten Temperaturfelder und der Beanspruchungen des Hüllrohres	16
6.1 Stationäre Betriebsbedingungen	16
6.1.1 Die Anzahl der Wendelrippen pro Brennstab	18
6.1.2 Unterschiedliche Wärmeleit Zahlen der Hüllrohrmaterialien	18
6.1.3 Die Geometrie der Abstandshalter	19
6.1.4 Die Anwendung künstlich aufbrachter Oberflächenrauigkeiten	22
6.1.5 Unterschiedliche Wärmeübergangsverhältnisse am Stabumfang	24
6.2 Instationäre Betriebsbedingungen	25
7. Zusammenfassung	27
Literaturangaben	
Nomenklatur	

Verzeichnis der Tabellen

Tab. 1: Strukturmaterialvolumen eines Brennelementstabes mit wendelförmigen Abstandshaltern verschiedener Geometrie.

Tab. 2: Brennelementdaten

Tab. 3: Hypothetische Wärmeübergangszahlen am Umfang eines hydraulisch glatten Hüllrohres.

Tab. 4: Hypothetische Wärmeübergangszahlen am Umfang eines rauhen Hüllrohres.

Verzeichnis der Abbildungen

Abb. 1: Änderung des Stabmittenabstandes als Funktion der wirksamen Rippenkopfbreite und der Steigungstoleranz.

Abb. 2: Lage der Rippen im Strömungskanal.

Abb. 3: Hüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abb. 4: Aufteilung des berippten Hüllrohres in ein Gitter aus wärmeleitenden Stäben.

Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit -

Abb. 5: - 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 1, ohne Rauhigkeit, Inconel 625, stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha = \text{const.}$ )

Abb. 6: - 6 integralen Wendelrippen.  
(Profil 1, ohne Rauhigkeit, Inconel 625, stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha = \text{const.}$ )

Abb. 7: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 1, ohne Rauhigkeit, Incoloy 800, stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha = \text{const.}$ )

Abb. 8: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 1, ohne Rauhigkeit, Inconel 625, stat. Betrieb, Stelle max. Hüllrohrtemperaturen,  $\alpha = \text{const.}$ )

Abb. 9: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 1, mit Rauhigkeit zwischen den Rippen, Inconel 625, stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha = \text{variabel}$ )

- Abb. 10: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 1, mit Rauigkeit zwischen den Rippen  
und am Rippenansatz, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = variabel)
- Abb. 11: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 1, mit Rauigkeit zwischen den Rippen  
und an den Rippenflanken, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = variabel)
- Abb. 12: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 1, ohne Rauigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = variabel)
- Abb. 13: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 1, ohne Rauigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = variabel)
- Abb. 14: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 2, ohne Rauigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = const.)
- Abb. 15: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 3, ohne Rauigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = const.)
- Abb. 16: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 4, ohne Rauigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = const.)
- Abb. 17: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 5, ohne Rauigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = const.)
- Abb. 18: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 5, ohne Rauigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Stelle max. Hüllrohrtempera-  
turen,  $\alpha$  = const.)

- Abb. 19: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 5, mit Rauhigkeit zwischen den Rippen,  
Inconel 625, stat. Betrieb, Coremitte,  
 $\alpha$  = variabel)
- Abb. 20: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 5, ohne Rauhigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = variabel)
- Abb. 21: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 5, ohne Rauhigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = variabel)
- Abb. 22: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 6, ohne Rauhigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = const.)
- Abb. 23: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 6, ohne Rauhigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = variabel)
- Abb. 24: - mit 3 integralen Wendelrippen.  
(Profil 6, ohne Rauhigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = variabel)
- Abb. 25: - mit aufgewickelten Drahtabstandshaltern.  
(Profil 7, ohne Rauhigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = const.)
- Abb. 26: - mit aufgewickelten Drahtabstandshaltern.  
(Profil 7, ohne Rauhigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Stelle max. Hüllrohrtempera-  
turen,  $\alpha$  = const.)
- Abb. 27: - mit aufgewickelten Drahtabstandshaltern.  
(Profil 7, mit Rauhigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = const.)

Abb. 28: - mit aufgewickelten Drahtabstandshaltern,  
(Profil 7, ohne Rauhhigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = variabel)

Abb. 29: - mit aufgewickelten Drahtabstandshaltern.  
(Profil 7, mit Rauhhigkeit, Inconel 625,  
stat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = variabel)

Hüllrohrtemperaturen nach Ausfall eines von  
4 Axialgebläsen

Abb. 30: - Profil 1, ohne Rauhhigkeit, Inconel 625,  
instat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = const.  
am Hüllrohrumfang.

Abb. 31: - Profil 1, ohne Rauhhigkeit, Inconel 625,  
instat. Betrieb, Stelle max. Hüllrohrtempe-  
raturen,  $\alpha$  = const. am Hüllrohrumfang.

Abb. 32: - Profil 5, ohne Rauhhigkeit, Inconel 625,  
instat. Betrieb, Coremitte,  $\alpha$  = const. am  
Hüllrohrumfang.

Abb. 33: - Profil 5, ohne Rauhhigkeit, Inconel 625,  
instat. Betrieb, Stelle max. Hüllrohrtempera-  
turen,  $\alpha$  = const. am Hüllrohrumfang.

Beanspruchung des Hüllrohres nach Ausfall  
eines von 4 Axialgebläsen

Abb. 34: - Profil 1, ohne Rauhhigkeit, Inconel 625,  
inst. Betrieb, Coremitte.

Abb. 35: - Profil 1, ohne Rauhhigkeit, Inconel 625  
inst. Betrieb, Stelle max. Hüllrohrtempera-  
turen.

Abb. 36: - Profil 5, ohne Rauigkeit, Inconel 625,  
inst. Betrieb, Coremitte.

Abb. 37: - Profil 1, ohne Rauigkeit, Inconel 625,  
inst. Betrieb, Stelle max. Hüllrohrtempera-  
turen.

Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüll-  
rohr mit 3 integralen Rippen, 5 sec. nach Aus-  
fall eines von 4 Axialgebläsen

Abb. 38: - Profil 1, ohne Rauigkeit, Inconel 625,  
inst. Betrieb, Coremitte,  $\alpha = \text{const.}$  am Hüll-  
rohrumfang.

Abb. 39: - Profil 1, ohne Rauigkeit, Inconel 625,  
inst. Betrieb, Stelle max. Hüllrohrtemperaturen,  
 $\alpha = \text{const.}$  am Hüllrohrumfang.

Abb. 40: - Profil 5, ohne Rauigkeit, Inconel 625,  
inst. Betrieb, Coremitte,  $\alpha = \text{const.}$  am Hüll-  
rohrumfang.

Abb. 41: - Profil 5, ohne Rauigkeit, Inconel 625,  
inst. Betrieb, Stelle max. Hüllrohrtemperaturen,  
 $\alpha = \text{const.}$  am Hüllrohrumfang.

## 1. Einleitung

Das Brennelement eines Schnellen Brutreaktors besteht aus einer Vielzahl von Brennstäben, die hexagonal angeordnet und zu einem Bündel zusammengefasst sind. Um einen gleichmässig unterteilten Stabverband zu gewährleisten, werden Abstandshalter verwendet, die bei kleinem Kühlmittelanteil im Bündel und kleinen Stabdurchmessern vorzugsweise aus mit dem Hüllrohr verbundenen Wendelrippen oder aus wendelförmig um die Stäbe gewickelten Drähten bestehen.

Die Hüllrohre eines dampfgekühlten Schnellen Brutreaktors werden zum Teil recht ungünstigen Betriebsbedingungen unterworfen, welche in der Hauptsache resultieren aus dem gleichzeitigen Auftreten von:

- hohen maximalen Stableistungen bis zu 500 W/cm,
- hohen Hüllrohrtemperaturen bis über 700 °C,
- hohem Kühlmitteldruck, der besonders bei frischen Brennelementen von aussen auf die Hüllrohre wirkt, bzw. hohem Spaltgasdruck, der bei einem angestrebten Abbrand von über 65 000 MWd/t die Hüllrohre von innen belastet.

Dazu kommt die Forderung, dass durch die aus dem dynamischen Verhalten des Reaktors resultierenden Änderungen der Betriebsgrössen die Belastungsgrenze für die Hülle nicht unzulässig überschritten wird. Die Bestimmung der Hüllrohrbeanspruchung ist bei Kenntnis der Temperaturverteilungen in der Rohrwand und in den Abstandshaltern möglich.

## 2. Aufgabenstellung

Die zu erwartenden Spannungen und deren Verteilung im Hüllrohr werden vom Kühlmittel- und Spaltgasdruck und von den Temperaturfeldern der Hüllrohre bestimmt. Durch den Kühlmitteldruck werden die Brennelemente von aussen belastet. Dies kann zu Beginn der Brennelement-Standzeit Anlass zum Einbeulen der Hüllrohre sein. Eine wirksame Entlastung der Brennelementehülle ist durch einen inneren Gegendruck möglich. Dieser wird durch Gasfüllung (Helium) erreicht. Zum Ende der Standzeit der Brennelemente darf der aus der Spaltgasfreisetzung und der Gasfüllung resultierende Gesamtinnendruck nicht so hoch werden, dass bei Wegfall des Kühlmitteldruckes die Gefahr des Aufweitens der Rohre besteht. Das Spaltgasplenum ist daher für den maximal zulässigen Innendruck auszulegen.

Wendelförmige Abstandshalter verursachen Inhomogenitäten in den Temperatur- und damit den Spannungsfeldern der Hüllrohre. In der Umgebung des Abstandshalters ist mit Spannungsspitzen zu rechnen. Von besonderem Interesse sind hierbei die Spannungen in der Coremitte, dem Ort grössten Wärmeflusses und damit höchster Wärmespannungen, sowie an der Stelle höchster Hüllrohrtemperaturen und daher stark reduzierter Materialfestigkeiten. Die Temperaturfelder in den Hüllrohren sind wesentlich von der Anordnung und Geometrie der Abstandshalter, sowie von den lokalen thermodynamischen Verhältnissen am Umfang des Hüllrohres abhängig.

Zur Zeit werden drei Abstandshalteranordnungen diskutiert, nämlich drei oder sechs symmetrisch auf das Hüllrohr gezogene Wendelrippen, oder ein auf das Hüllrohr gewickelter Draht. Bei Wendelrippen als Abstandshalter erfolgt die gegenseitige Abstützung der Stäbe über die Rippen, d.h. der Kontaktpunkt benachbarter Stäbe liegt am Rippenkopf. Bei drahtförmigen Abstandshaltern liegt der Draht zwischen den Hüllen der Stäbe und berührt

diese unmittelbar. Die Geometrie der Abstandshalter wird vom Kühlmittel- und Strukturmaterialanteil im Core sowie fertigungstechnischen Gesichtspunkten bestimmt. Aus dem geforderten Kühlmittelanteil erhält man den engsten Spalt zwischen benachbarten Brennelementstäben und damit die Höhen der Rippen bzw. den Durchmesser des Wendeldrahtes. Verschiedene Geometrien wendelförmiger Abstandshalter und der zugehörige Strukturmaterialanteil sind in Tab. 1 zusammengestellt.

Ein stabiler, gleichmässig unterteilter Stabverband ist nur bei genauer Fixierung der Brennstäbe möglich, was bei Wendelrippen die Einhaltung einer sehr kleinen Steigungstoleranz erfordert. Ist dies aus fertigungstechnischen Gründen nicht möglich, so ergeben sich Stababstandsänderungen, die, über den Brennelementquerschnitt summiert, erhebliche Gesamtgitterverschiebungen bewirken können [1]. Für eine maximal zulässige Stababstandsänderung dürfen die Steigungstoleranzen umso grösser sein, je breiter der Rippenkopf ist, was in Abb. 1 für Profil 5 gezeigt wird.

Die lokalen Wärmeübergangsverhältnisse in Brennelementen werden beeinflusst durch die Anordnung der Abstandshalter, ihre Lage im Kühlkanal sowie die Anwendung und Erstreckung rauher Oberflächen am Umfang der Brennstäbe.

Entlang der Brennelementachse nehmen die wendelförmigen Abstandshalter verschiedene Positionen am Stabumfang ein. Dies ist in Abb. 2 für das 6-Rippenrohr aufgezeigt. Im engsten Spalt des Strömungskanals stützen sich die Wendelrippen benachbarter Stäbe aufeinander ab. Die gesamte in die Rippe fliessende Wärme muss über die Rippenflanken abgegeben werden, wodurch sich erhebliche Temperaturausbeulungen in der Rippe einstellen können. Liegen die Rippen im weitesten Teil des Strömungskanals, so werden sie gleichmässiger vom Kühlmedium umströmt, und der Rippenkopf nimmt an der Wärmeübertragung teil. Dies gilt für den wendelförmigen Abstandshalterdraht entsprechend.

Die Abstützung des Brennelementes in axialer Richtung erfolgt in konstanten Abständen. Je nach Anzahl wendelförmiger Abstandshalter ergeben sich daraus verschiedene Steigungswinkel der Abstandshalter zur Bündelachse. Hierdurch entstehen positive und negative Druckgradienten in der Grenzschicht der An- und Abströmseite und damit veränderliche Wärmeübergangszahlen am Umfang der Stäbe, was eine Beeinflussung der Temperaturfelder im Hüllrohr ergibt.

Wendeldrähte als Abstandshalter liegen unmittelbar auf den Hüllrohren auf, wodurch keilförmige Strömungsgeometrien zu beiden Seiten der Auflage entstehen. Unter der Drahtauflage selbst ist im ungünstigsten Falle mit einem stagnierenden Dampffilm zu rechnen. Der thermische Wirkungsgrad, die Auswahl des Strukturmaterials und die Bruttoreate des schnellen Reaktors werden für eine vorgegebene, maximal zulässige Hüllrohrtemperatur durch den Wärmeübergang und Druckverlust im Core bestimmt. Der Wärmeübergang ist umso besser, je geringer der thermische Widerstand der wandnahen Grenzschichten ist. Durch Anwendung von künstlich aufgerauhten Oberflächen kann dieser Widerstand wesentlich vermindert werden. Das Aufbringen von Rauigkeitserhebungen am Rippenrohr sollte aus Herstellungsgründen vornehmlich zwischen den Rippen erfolgen. In der nicht aufgerauhten Rippe kann es hierbei zu Temperaturerhöhungen gegenüber dem aufgerauhten Hüllrohranteil kommen.

Auf Hüllrohre ohne Wendelrippen können Rauigkeitserhebungen als kleine Umfangsrippen aufgebracht werden. Der drahtförmige Abstandshalter liegt dann auf den Rauigkeitserhebungen und beeinflusst die lokalen Strömungsverhältnisse. An der Drahtauflage kann sich auch hier ein stagnierender Dampffilm einstellen. Gleichzeitig werden in unmittelbarer Nachbarschaft der Drahtauflage die lokalen Strömungs- und damit die Wärmeübergangsverhältnisse beeinflusst.

### 3. Die Temperaturverteilung in Brennelementhüllen mit wendelförmigen Abstandshaltern

Die Bestimmung der Temperaturverteilung in den zur Diskussion stehenden Brennelementhüllen ist nicht ohne weiteres mit Hilfe der Wärmeleitgleichung möglich. Daher wurde zur Temperaturbestimmung die Relaxationsmethode der Thermodynamik verwendet. Hierbei handelt es sich um die numerische Auflösung von Differenzgleichungen. Zu diesem Zweck wird die interessierende Fläche des Hüllrohres mit wendelförmigem Abstandshalter in ein Gitterwerk aus wärmeleitenden Stäben aufgeteilt.

Für jeden Abstandshaltertyp wurde ein spezielles Gitterwerk erstellt, das den geometrischen Verhältnissen angepasst wurde. In Abb. 4 ist dies für einen Hüllrohrausschnitt mit 3 integralen Wendelrippen dargestellt.

#### 3.1 Stationäre Wärmeleitung

In den einzelnen Gitterstäben soll hierbei gerade die Wärmemenge durch Leitung befördert werden, wie es in Wirklichkeit in einem Volumen von der Länge  $a$ , der Breite  $b$  und der Tiefe  $l$  einer einzelnen Masche der Fall sein würde. Nach [2] lässt sich für jeden Gitterpunkt die Summe der zu- bzw. abgeführten Wärmemengen angeben, die im Beharrungsfall verschwinden muss. So erhält man z.B. für den Gitterpunkt 5 aus Abb. 4 den Ausdruck:

$$\begin{aligned} & \lambda \cdot \frac{l \cdot b}{a} (T_4 - T_5) + \lambda \cdot \frac{l \cdot a}{b} (T_{50} - T_5) \\ & + \lambda \cdot \frac{l \cdot b}{a} (T_6 - T_5) + \lambda \cdot \frac{l \cdot a}{b} (T_{35} - T_5) = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Die Randbedingungen für das Gleichungssystem sind die Kühlmitteltemperatur und die Temperaturverteilung an der Brennstoffoberfläche.

### 3.2 Instationäre Wärmeleitung

Die numerische Methode für transiente Wärmeleitung ist ähnlich der numerischen Behandlung des stationären Falles. Allerdings wird nun nicht nur Wärme einem Gitterpunkt zugeführt bzw. von ihm weggeleitet, vielmehr erfährt dieser Punkt auch eine Änderung seiner inneren Energie, die abhängig ist von seiner Temperaturänderung während eines Zeitschrittes, von seiner Wärmekapazität, von dem gesamten Materialvolumen, das er repräsentiert, und von dem spezifischen Gewicht des Hüllmaterials.

Damit ergibt sich für Punkt 5 aus Abb. 4 folgende Differenzgleichung:

$$\begin{aligned} & \lambda \cdot \frac{1 \cdot b}{a} (T_4 - T_5) + \lambda \cdot \frac{1 \cdot a}{b} (T_{50} - T_5) \\ & + \lambda \cdot \frac{1 \cdot b}{a} (T_6 - T_5) + \lambda \cdot \frac{1 \cdot a}{b} (T_{35} - T_5) = \quad (2) \\ & = \frac{c_p \cdot \gamma \cdot V_5}{\Delta t} (T'_5 - T_5) \end{aligned}$$

Der Zeitschritt  $\Delta t$  lässt sich nicht beliebig wählen; er ist vielmehr in Abhängigkeit von der Maschenweite des gewählten Gitterwerkes so zu bestimmen, dass die in [3] beschriebenen Konvergenz- und Stabilitätskriterien erfüllt werden.

Randbedingungen sind im transienten Fall die jetzt zeitabhängigen Temperaturen des Kühlmittels und der Brennstoffoberfläche. Gleiches gilt auch für den Wärmeübergangskoeffizienten zwischen BE-Hülle und Kühlmittel.

#### 4. Die Beanspruchung von Brennelementhüllen mit wendelförmigen Abstandshaltern

Bei Kenntnis der Temperaturfelder in der Rohrwand und in den Abstandshaltern lassen sich stationäre bzw. instationäre Wärmespannungen sowohl in der Rohrwand allein, als auch aufgrund der Verbindung von Rohr und Abstandshalter berechnen.

Um eine erste Beurteilung der Festigkeiten von Hüllrohren mit wendelförmigen Abstandshaltern zu ermöglichen, wird im folgenden eine Abschätzung der Hüllrohrbelastung durch äusseren bzw. inneren Überdruck und durch den Temperaturgradienten in der Rohrwand durchgeführt. Die Frage des Kriechbeulens wie auch die Belastung der Rohre zum Ende der Standzeit, wenn beim kurzzeitigen Wegfall des Aussen- druckes Helium und Spaltgasdruck sowie der Schwelldruck des Brennstoffes von innen auf die Brennelementhüllen wirken, wird dabei nicht behandelt. Diese Probleme wurden für Hüllrohre ohne Abstandshalter in [4] untersucht.

##### 4.1 Belastung der Hüllrohre durch äusseren bzw. inneren Überdruck

Unter der Voraussetzung, dass zu Beginn der Brennelementstandzeit ein äusserer und zum Ende ein innerer Überdruck auf die "freistehende" Hülle wirken, werden die Hauptspannungen für die dünnwandigen Hüllrohre aus folgenden Abhängigkeiten ermittelt:

Tangentialspannung: 
$$\sigma_t = \frac{r_i \cdot p_i - r_a \cdot p_a}{r_a - r_i}$$

Axialspannung:

a) glattes Rohr: 
$$\sigma_a = \frac{r_i^2 \cdot p_i - r_a^2 \cdot p_a}{r_a^2 - r_i^2}$$

b) beripptes Rohr: 
$$\sigma_a = \frac{\pi(r_i^2 \cdot p_i - r_a^2 \cdot p_a) - A \cdot p_a}{\pi(r_a^2 - r_i^2) + A}$$

Radialspannung:

$$\text{aussen: } \sigma_r = - p_a$$

$$\text{innen: } \sigma_r = - p_i$$

Diese Beziehungen gelten genau genommen nur, solange das Material dem Hooke'schen Gesetz gehorcht. Beschleunigtes Kriechen an den Stellen höherer Temperaturen, wodurch die Spannungen hier rasch abgebaut und in die Regionen niedriger Temperaturen verlagert werden, bleibt unberücksichtigt.

#### 4.2 Die Belastung der Hüllrohre durch die Temperaturgradienten

Infolge des Temperaturunterschiedes zwischen der Innen- und der Aussenwand treten Wärmespannungen in dem Hüllrohr auf.

Für dünnwandige, kreiszylindrische Rohre lassen sich diese für konstante Temperaturverhältnisse am Umfang des Stabes nach der für ebene Wände mit linearem Temperaturverlauf gültigen Formel

$$\sigma_t = \sigma_a = \frac{\alpha \cdot E}{1-\nu} (\bar{T} - T)$$

berechnen. Die mittlere Wandtemperatur  $\bar{T}$  resultiert aus  $(T_i + T_a)/2$ .

Der Maximalwert aussen und innen ist dann gleich

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{\alpha \cdot E}{1-\nu} \cdot \frac{T_i - T_a}{2},$$

wobei an der Rohraussenwand Zugspannungen und an der Innenwand Druckspannungen entstehen.

Am Brennelement mit integralen Wendelrippen treten infolge der vom kreiszylindrischen Rohr abweichenden Geometrie örtliche Spannungserhöhungen auf. Hierbei sind von besonderem Interesse die Spannungen am Rippenkopf und an der Innenwand des Hüllrohres direkt unter der Rippe.

Unter Vernachlässigung der sowohl an den Enden als auch längs der Mantelflächen des Hüllrohres wirkenden äusseren Kräfte in axialer Richtung bilden die in einer Querschnittsfläche wirkenden Axialspannungen ein Gleichgewichtssystem der Form

$$\int_{(F)} \sigma_a \cdot dF = 0$$

Nach dem Prinzip von de Saint Venant [5] lassen sich die Axialspannungen im mittleren Bereich eines langen Stabes mit freien Enden ermitteln aus der Lösung

$$\sigma_a = - \alpha \cdot E \cdot T(r) + \frac{P_T}{F}$$

mit

$$P_T = \int_{(F)} \alpha \cdot E \cdot T(r) \cdot dF$$

In dieser Lösung für das Gleichgewichtssystem sind die Terme, durch welche Biegemomente berücksichtigt werden, nicht angegeben, da Biegemomente infolge der symmetrischen Temperaturfelder in den berippten Hüllrohren nicht zur Wirkung kommen.

Für den einachsigen Spannungszustand ergibt sich damit folgende Axialspannung:

$$\sigma_a = \alpha \cdot E \cdot (T_M - T(r))$$

Unter der Annahme, dass sich für den zweidimensionalen Spannungszustand die Axialspannung aus

$$\sigma_a = \frac{\alpha \cdot E}{1-\nu} \cdot (T_M - T(r))$$

errechnen lässt, in der Rippe nur ein einachsiger Spannungszustand herrscht und Schubspannungen vernachlässigt werden, ergeben sich die thermischen Beanspruchungen für den Rippenkopf zu:

$$\sigma_a = \frac{\alpha \cdot E}{1-\nu} (T_M - T(r)) + \alpha \cdot E (T_F - T_K)$$

und die Rohrrinnenwand direkt unter der Rippe zu:

$$\sigma_a = \frac{\alpha \cdot E}{1-\nu} (T_M - T_W)$$

Bei Verwendung von Drahtabstandshaltern werden infolge der Heiss-Stellen unter dem Abstandshalter gegenüber dem kreiszylindrischen Rohr örtlich zusätzliche Spannungen verursacht.

Diese lassen sich abschätzen unter Verwendung der allgemeinen Gleichung für den radialen Verschiebungszustand in einer eingespannten Kreisplatte mit stationärer Erwärmung [5]:

$$u(r) = \frac{\alpha (1+\nu)}{r} \cdot \int_{r=0}^{r=R} (T(r) \cdot r \cdot dr + C_1 \cdot r + C_2 \cdot \frac{1}{r})$$

Dabei ist R der Radius der Zone mit den örtlichen Temperatureffekten.

Unter Verwendung der Dehnungs-Verschiebungsbeziehungen und des Hooke'schen Gesetzes ergeben sich:

$$\sigma'_r = - \frac{\alpha \cdot E}{r^2} \cdot \int_0^r T(r) \cdot r \cdot dr + \frac{E}{1-\nu} \cdot C_1 - \frac{E}{(1+\nu) \cdot r^2} \cdot C_2$$

$$\sigma'_t = - \frac{\alpha \cdot E}{r^2} \cdot \int_0^r T(r) \cdot r \cdot dr - \alpha \cdot E \cdot T(r) + \frac{E}{1-\nu} \cdot C_1 + \frac{E}{(1+\nu)r^2} \cdot C_2$$

Die Konstanten  $C_1$  und  $C_2$  lassen sich aus den folgenden Randbedingungen ermitteln:

$$r = 0, u(r=0) \stackrel{!}{=} 0 \rightarrow C_2 = 0$$

$$r = R, u(r=R) \stackrel{!}{=} 0 \rightarrow C_1 = \frac{\alpha \cdot (1+\nu)}{R^2} \cdot \int_0^R T(r) \cdot r \cdot dr$$

Der Ausdruck

$$\frac{1}{r^2} \cdot \int_0^r T(r) \cdot r \cdot dr$$

wird für  $r = 0$  unbestimmt. Unter Verwendung der Regel von de l'Hospital ergibt sich folgender Grenzwert:

$$\lim_{r \rightarrow 0} \frac{1}{r^2} \cdot \int_0^r T(r) \cdot r \cdot dr = \frac{1}{2} \cdot T(r=0)$$

Damit lassen sich nun die Spannungen für eine Kreisplatte mit radial symmetrischem Temperaturfeld berechnen nach:

$$\sigma'_r = \sigma'_t = - \frac{\alpha \cdot E}{2} \cdot T(r=0) - \frac{\alpha \cdot E}{R^2} \cdot \frac{1+\nu}{1-\nu} \cdot \int_0^R T(r) \cdot r \cdot dr$$

Das Integral  $\int_0^R T(r) \cdot r \cdot dr$  wird durch Anwendung der modifizierten Trapezformel [6] abgeschätzt.

Bei der Überlagerung der zusätzlichen Wärmespannungen mit jenen für das kreiszylindrische Rohr sind die Spannungen

$$\sigma_t + \sigma'_t \text{ bzw. } \sigma_a + \sigma'_r$$

zu addieren.

In den vorliegenden Untersuchungen wird der Abbau der thermischen Spannungen durch Kriechvorgänge ebenso wenig berücksichtigt wie die Wechselwirkungen infolge thermischen Zyklierens.

#### 4.3 Vergleichsspannung

Durch Überlagerung der in den gleichen Richtungen wirkenden mechanischen und thermischen Spannungen ergibt sich nach Mohr die Vergleichsspannung aus

$$\sigma_v = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$$

#### 4.4 Kerbwirkung

An Brennelementhüllen mit integralen Wendelrippen bewirken die Rippen örtliche Spannungserhöhungen.

Solange keine plastischen Formänderungen auftreten, durch die Spannungsspitzen bei zähen Werkstoffen etwas ausgeglichen werden, ist die Formzahl  $\alpha_K$ , d.h. das Verhältnis von örtlicher Spannungsspitze  $\sigma_{\max}$

zur Nennspannung  $\sigma_n$  ein Mass für die Spannungserhöhung an plötzlichen Querschnittsveränderungen.

$$\alpha_K = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n}$$

Für die Betrachtungen am Rippenrohr kann in erster Näherung als Nennspannung die Tangentialspannung eingesetzt werden, die an Punkt 1 (Abb. 3) auftritt.

Die Grösse der Spannungserhöhung hängt in der Hauptsache von der Form der Rippe ab; nämlich vom Kerbradius  $\rho$ , von der Rippenfussbreite  $b$  und der Rippenhöhe  $h$ . Ebenso ist von Einfluss auf den Formfaktor, die Nachbarschaft von mehreren Kerben, wodurch die Spannungsspitzen herabgesetzt werden.

Für die Abschätzung der Kerbwirkung am berippten Hüllrohr werden die in [7] zusammengefassten Ergebnisse für den Zugstab mit Absatz verwendet.

## 5. Rechengang und Variation der Parameter

Die Berechnung der Temperaturprofile und Spannungen wird für einen repräsentativen Hüllrohrausschnitt und die in Tab. 1 angegebenen Abstandshalterprofile durchgeführt. Für ein 3-Rippenrohr ist dieser Hüllrohrausschnitt in Abb. 3 abgebildet. Für konstante und variable Wärmeübergangsverhältnisse am Stabumfang ist er verschieden gross und wird jeweils durch 2 Adiabaten begrenzt. Die für die Spannungsrechnung interessierenden Positionen am Umfang des Stabes sind hierin durch Kreise gekennzeichnet. Zur Vereinfachung des Rechenganges wird der Rohrradius als  $\infty$  angenommen. Die dadurch veränderten Wärmeleitverhältnisse in der ebenen Wand gegenüber dem Rohr werden berücksichtigt. Die Abrundungsradien am Rippenkopf und Rippenfuss, wie sie das realistische Profil aufweist, werden vernachlässigt.

Die Rechnungen werden für die in Tab. 2 angegebenen Brennelementabmessungen und Betriebszustände durchgeführt. Zunächst wird für stationäre Belastung und konstante Stableistungen der Einfluss der Anzahl der Wendelrippen, sodann der Einfluss der verschiedenen Wärmeleitahlen der Hüllrohrwerkstoffe Incoloy 800 [8] und Inconel 625 [9] auf die Temperatur- und Spannungsverteilungen berechnet, die für die Profile 1; 5 und 7 (Tab. 1) sowohl für die Coremitte als auch für die heisseste Stelle des Brennstabes ermittelt werden. Axiale Wärmeleitung in der Hülle wird dabei nicht berücksichtigt.

Um eine Vergleichsbasis zu erhalten, werden zunächst die Wärmeübergangszahlen am Umfang konstant gehalten. Eine Ausnahme bildet hierbei der wendelförmige Abstandshalterdraht. Für ihn wird an der Drahtauflage reine Wärmeleitung und in den benachbarten keilförmigen Strömungsabschnitten die Hälfte der Wärmeübergangszahl des übrigen Stabumfanges angenommen.

Für die Rechnungen mit variablen Wärmeübergangszahlen am Stabumfang werden an der der Strömung zugewandten Seite der wendelförmigen Abstandshalter die gleichen oder bessere Wärmeübergangszahlen als am Hüllrohrteil zwischen den Abstandshaltern vorausgesetzt. Dagegen ist auf der der Strömung abgewandten Seite mit einer Verschlechterung des Wärmeüberganges zu rechnen. In Tab. 3 sind die angenommenen Wärmeübergangsverhältnisse am Umfang des Hüllrohres wiedergegeben, die in erster Näherung durch Ergebnisse aus Untersuchungen an Makro-Rauhigkeiten bestätigt werden [10].

Der Einfluss der Oberflächenrauigkeiten auf das Temperaturprofil im Hüllrohr wird für die in Tab. 4 angegebenen Parameter untersucht. Um extreme Verhältnisse zu erfassen, wird mit einer Verbesserung des Wärmeüberganges durch rauhe Oberflächen um den Faktor 2,2 gerechnet. Für das Rippenprofil 1 soll zusätzlich die Lage der Oberflächenrauigkeiten am Stabumfang variiert werden. Für drahtförmige Abstandshalter wird direkt unter dem Draht ein stagnierender Dampffilm mit einer Dicke, die der Rauigkeitshöhe entspricht, angenommen. In unmittelbarer Nachbarschaft der Drahtauflage können stark verminderte Wärmeübergangsverhältnisse herrschen, die jedoch für den aufgerauhten Teil gegenüber dem glatten Teil der keilförmigen Strömungsgeometrie unterschiedlich angenommen werden müssen. Da die Neigung des drahtförmigen Abstandshalters zur Bündelachse besonders gross ist, werden die Wärmeübergangszahlen am Umfang des glatten und rauhen Hüllrohres zusätzlich variiert.

Bei der Berechnung der Temperaturfelder für transiente Betriebsbedingungen wird der zu erwartende maximale instationäre Betriebsfall im Ausfall eines Kühlmittelumwälzgebläses angesehen. Nach [11] sind bei Verwendung von vier Axialgebläsen die maximalen Hüllrohrtemperaturen etwa 5 Sekunden nach Gebläseausfall zu erwarten. Daher werden die Rechnungen für ein Zeitintervall von 5 Sekunden durchgeführt. Betrachtet werden dabei sowohl die

Stelle maximaler Oberflächenbelastung als auch jene maximaler Oberflächentemperatur, jedoch nur für Wendelrippen als Abstandshalter bei gleichmässigen Wärmeübergangsverhältnissen am Stabumfang.

## 6. Ergebnisse und Diskussion der berechneten Temperaturfelder und der Beanspruchungen des Hüllrohres

### 6.1 Stationäre Betriebsbedingungen

Das Temperaturfeld der Hülle ändert sich während der Standzeit des Brennelementes im stationären Betrieb nicht. Daraus ergeben sich für Beginn und Ende der Standzeit konstante Wärmespannungen, die an der Rohrinneinnenseite als Druck-, an der Aussenseite als Zugspannungen auftreten.

Zu Beginn der Standzeit wird die Hülle durch den äusseren Überdruck belastet. Die daraus resultierenden Druckspannungen werden im Laufe der Betriebszeit durch zunehmenden Spaltgasdruck zu Zugspannungen. Das ergibt für die betrachteten Abstandshalter am Anfang der Standzeit an der Innenseite des Hüllrohres unter der Rippe oder dem Wendeldraht höhere und für den Rippenkopf oder unmittelbar an der Drahtauflage geringere Belastungen als am Ende der Standzeit.

Die Ergebnisse der Temperaturfeldberechnungen sind in den Abb. 4 bis 29 unmittelbar in das betrachtete Abstandshalterprofil eingezeichnet. Gleichzeitig ist in den Abbildungen die über den gesamten Hüllrohrquerschnitt gemittelte Temperatur  $T_M$  eingetragen, mit welcher sich die Hülle ausdehnt.

Die Ergebnisse der Spannungsrechnungen sind für den Rippenkopf und die Hüllrohrwand unter dem Abstandshalter für den Beginn und das Ende der Brennelementstandzeit in den Abb. 4 bis 29 angegeben. Für den kreiszylindrischen Hüllrohrteil können die entsprechenden Daten den Abb. 34 bis 37 für die Zeit  $t = 0 \text{ sec}$  entnommen werden.

Grundsätzlich lassen sich folgende allgemeine Aussagen machen: Hüllrohre mit wendelförmigen Abstandshaltern weisen gegenüber einem kreiszylindrischen Rohr ohne Abstandshalter lokale Spannungsspitzen auf, die je nach Abstandshalterprofil mehr oder minder stark ausgeprägt sind.

Bei Rippenrohren ergeben sich maximale Spannungen am Rippenkopf und zwar am Ende der Standzeit. Als Stelle zweitgrösster Beanspruchung ist der Übergang Rippe - kreiszylindrisches Hüllrohrteil anzusehen. Hier treten hohe Kerbspannungen zum Ende der Standzeit auf, die das Material jedoch weniger beanspruchen als die Spannungen am Rippenkopf. Für den unberippten Hüllrohrumfang liegen die maximalen Beanspruchungen an der Innenseite zu Beginn der Standzeit und es ergeben sich gleichgrosse Belastungen der Aussenseite zum Ende der Standzeit. Diese Beanspruchungen selbst sind i.a. geringer als die Kerbspannungen der Übergangsstelle zur Rippe hin.

Das Hüllrohr mit Wendeldraht-Abstandshalter wird am glatten Umfang ebensohoch beansprucht wie Rippenrohre. Diese Beanspruchungen liegen jedoch zu Beginn der Standzeit unter jenen direkt an der Drahtauflage. Zum Ende der Standzeit liegt die maximale Beanspruchung bei Hüllrohren mit Wendeldrähten an der Aussenwand der zylindrischen Rohrteilung ohne Abstandshalter.

Im Einzelnen sind den Abbildungen die Einflüsse folgender Parameter auf die Verteilung der Temperaturen und Spannungen im Hüllrohr zu entnehmen:

#### 6.1.1 Die Anzahl der Wendelrippen pro Brennstab

Um den Einfluss der Anzahl der Wendelrippen auf das Temperaturprofil und die Spannungen festzustellen, wurden für den repräsentativen Hüllrohrausschnitt (Abb. 3) Rechenläufe für das 3- und 6-Rippenrohr durchgeführt, deren vergleichbare Ergebnisse in den Abb. 5 und 6 wiedergegeben werden. Es ist daraus zu ersehen, dass beide Temperaturprofile sich kaum voneinander unterscheiden. Für beide Abstandshalteranordnungen ergeben sich maximale Temperaturen an der Rohrinnenseite von etwa 642 °C, die unter der Rippe um 2 - 3 °C geringer sind.

Die für die Spannungsrechnung interessierende, über den gesamten Umfang des Rohres errechnete, mittlere Wandtemperatur  $T_M$  ist jedoch für das 3-Rippenrohr etwa 1 % grösser als für das 6-Rippenrohr. Dadurch ergeben sich für das 6-Rippenrohr bei gleicher Temperatur an der Rohrinnenseite grössere Temperaturdifferenzen und damit grössere Spannungen, während geringere Temperaturdifferenzen zwischen Rippenkopf und Bezugstemperatur und damit geringere Spannungen auftreten.

#### 6.1.2 Unterschiedliche Wärmeleitahlen der Hüllrohrmaterialien

Die Wärmeleitahlen sind bei gleichen Temperaturen für Incoloy 800 rund 15 % günstiger als für Inconel 625. Ihr Einfluss auf das Temperaturprofil kann für gleiche Betriebsbedingungen

den Abbildungen 5 (Inconel 625) und 7 (Incoloy 800) entnommen werden. Man erkennt für beide Hüllmaterialien grundsätzlich den gleichen Verlauf der Isothermen. Das Temperaturniveau liegt jedoch für Incoloy 800 als Hüllrohrmaterial rund 10 °C tiefer als für Inconel 625. Darüber hinaus werden durch die günstigeren Wärmeleitahlen des Incoloy 800 die Temperaturdifferenzen über den Hüllrohrquerschnitt rund 15 % gegenüber Inconel 625 geringer, was zu geringeren Beanspruchungen des Incoloy 800 führt. Aus diesen Ergebnissen geht hervor, dass sowohl die Anzahl der Rippen, wie auch die unterschiedlichen Wärmeleitahlen von Inconel 625 und Incoloy 800 auf die Temperaturprofile von untergeordneter Bedeutung sind und dass sich maximale Vergleichsspannungen für Inconel 625 und 3 Rippen pro Stab als Abstandshalter ergeben. Daher werden sämtliche weiteren Betrachtungen für das 3-Rippenrohr und Inconel 625 als Hüllrohrwerkstoff angestellt.

### 6.1.3 Die Geometrie der Abstandshalter

Im wesentlichen wurden 3 verschiedene Abstandshaltergeometrien untersucht, nämlich Wendelrippen mit abgeschrägten und geraden Flanken sowie drahtförmige Abstandshalter (Tab. 1). Ihre Temperaturprofile bei konstanter Wärmeübergangszahl am Stabumfang sowie die maximalen Vergleichsspannungen sind für die Stellen maximaler Oberflächenbelastungen in den Abb. 5, 17 und 25 und für die heisseste Stelle in den Abb. 8, 18 und 26 aufgetragen.

Der Vergleich der Temperaturprofile und Spannungen in Coremitte ergibt:

- Für das Profil 1 (Abb. 5) mit schräger Rippenflanke erhält man ein ausgeglichenes Temperaturfeld, mit einer minimalen Temperatur von 642 °C, direkt unter der Rippe, die etwa 2 - 3 °C geringer ist als jene am inneren Umfang des unberippten Hüllrohrteils. Die maximale Vergleichsspannung tritt am Rippenkopf auf und beträgt hierbei 22,2 kp/mm<sup>2</sup>.
- Profil 5 (Abb. 17) zeigt direkt unter der Rippe eine gegenüber Profil 1 um 20 °C geringere Temperatur, während sich am inneren Umfang des unberippten Hüllrohrteils die gleichen Temperaturen einstellen. Es herrscht also hierbei eine ausgesprochene Temperatursenke unter der Rippe. Die für die Berechnung der Wärmespannungen interessierende mittlere Bezugstemperatur ist für dieses Profil um 5 °C geringer als für Profil 1. Wegen der grösseren Temperaturdifferenz zwischen Rippenkopf- und Bezugstemperatur ergeben sich hier grössere Vergleichsspannungen als für Profil 1.
- Für Profil 7 (Abb. 25) ergeben sich demgegenüber unter der Drahtauflage die maximalen Temperaturen, die am inneren Hüllrohr 680 °C betragen und damit hier rund 40 °C höher liegen als an der gleichen Stelle von Profil 1. Die Temperaturen am übrigen Stabumfang liegen etwa 7 °C höher als am Rohr mit Wendelrippen, was auf einer geänderten Wärmeflussverteilung beruht. Die maximalen Vergleichsspannungen ergeben sich zu Beginn der Standzeit für die Hüllrohrinnenwand unter dem Draht. Sie sind hier grösser als für die vergleichbaren Stellen der Hüllrohre mit Wendelrippen.

Für die heisse Stelle lassen sich folgende Aussagen machen:

- Für die Profile 1 und 5 ist aus Abb. 8 und 18 zu ersehen, dass sich auch für diese Corepositionen relativ ausgeglichene Temperaturprofile ergeben. Die Hüllrohrtemperaturen unter den Rippen liegen rund 50 °C höher, die Vergleichsspannungen niedriger, als in Coremitte.
- Für den drahtförmigen Abstandshalter sind an der Drahtauflage maximale Temperaturen von etwa 720 °C an der Innenseite der Hülle zu erwarten. Damit sind die Temperaturen hier etwa 40 °C grösser und die Vergleichsspannungen kleiner als in Coremitte.

Aus dem Vergleich der Temperaturprofile der verschiedenen Abstandshalter für Coremitte und heisse Stelle ergibt sich, dass diese an der heissen Stelle um etwa 40 - 50 °C höher liegen. Darüber hinaus ist aus den Abb. 5, 8, 17, 18 zu entnehmen, dass die maximalen Vergleichsspannungen stets an den Rippenköpfen auftreten. Diese liegen an der heissesten Stelle für die betrachteten Rippenprofile rund 17 % unter jenen der Coremitte. Für die folgenden vergleichenden Betrachtungen genügt es daher, die Verhältnisse der Coremitte zu erfassen:

Der Einfluss der Rippenkopfbreite auf die Temperaturverteilungen in der Hülle wurde für die Profile mit schräger und gerader Rippenflanke (Tab. 1, Profil 2 und 6) untersucht. Die Ergebnisse sind in den Abb. 14 und 22 dargestellt. Gegenüber den Profilen 1 (Abb. 5) und 5 (Abb. 17) sind die Temperaturen unter der Rippe leicht angestiegen. Bei etwa gleicher Bezugstemperatur ergeben sich daher an dieser Stelle höhere Vergleichsspannungen.

Vergrössert man die Rippenhöhe von Profil 1 auf die in Tab. 1 für Profil 3 und 4 angegebenen Werte, so ergeben sich die in Abb. 15 und 16 dargestellten Temperaturfelder. Daraus ist zu ersehen, dass sich im Vergleich zu Profil 1, die Temperaturen an der Hüllrohrinnenseite direkt unter der Rippe für Profil 3 um etwa 5 °C vermindern und für Profil 4 um 10 °C ansteigen, während sie am Rippenkopf über 50 °C bzw. 30 °C geringer werden. Die Vergleichsspannungen werden für beide Profile geringfügig vergrössert.

#### 6.1.4 Die Anwendung künstlich aufgebrachtener Oberflächenrauigkeiten

Der Einfluss von Oberflächenrauigkeiten auf die Temperaturverteilungen und Vergleichsspannungen im Hüllrohr mit Rippen-Profil 1 ist in Abb. 9, 10 und 11 dargestellt und zwar für unterschiedliche lokale Anordnungen der Rauigkeitserhebungen am Stabumfang. Aus Abb. 9 ist zu ersehen, dass die Oberflächentemperatur des mit Rauigkeit ausgestatteten, unberippten äusseren Hüllrohres gegenüber dem Vergleichsprofil (Abb. 5) von 595 °C auf 515 °C, also um rund 80 °C reduziert wird. Ähnliche Temperaturminderungen sind an der unberippten inneren Hüllrohrwand wahrzunehmen. Zur Rippe hin steigen die Temperaturen im Rippenquerschnitt wieder an und ergeben eine heisse Stelle in der Rippenmitte von 602 °C. Sie ist hier nur 40 °C geringer als im Vergleichsprofil. Die Wirksamkeit der Rauigkeitserhebungen für die vorliegende Anordnung erscheint damit an der Hüllrohrinnenseite direkt unter der Rippe stark abgeschwächt.

Wird die Rippenflanke gleichzeitig mit dem unberippten Hüllrohrteil aufgeraut, so ergibt sich eine wesentlich günstigere Beeinflussung der maximalen Temperaturen unter der Rippe. Sie wird um weitere

20°C reduziert, wenn die Rauigkeitserhebungen gerade an die Rippenflanke herangeführt werden (Abb. 10) und zusätzlich um 10°C, wenn die Rippenflanke selbst aufgeraut wird (Abb 11). Hierfür erhält man ein ausgeglichenes Temperaturfeld, dessen Niveau rund 70 - 80 °C niedriger liegt als bei Profil 1 (Abb. 5).

Die Spannungsrechnungen ergaben maximale Vergleichsspannungen am inneren Hüllrohr unter der Rippe zu Beginn der Standzeit. Je weiter die Rauigkeitserhebungen über den Umfang ausgedehnt werden, umso kleiner wird die Differenz zwischen maximaler Hüllrohrinnen- und Bezugstemperatur und daher ergeben sich umso geringere Vergleichsspannungen. Die Beanspruchung des Rippenkopfes wird gleichzeitig stetig vergrößert.

Der Einfluss der Oberflächenrauigkeiten für das Hüllrohr mit Rippenprofil 5 ist aus Abb. 19 zu sehen.

Die maximalen Temperaturen treten unmittelbar unter der Rippe auf und betragen 585°C. Die Differenz zur Hüllrohrinnenwandtemperatur beträgt hier nur 20°C. Der Grund für dieses unterschiedliche Verhalten gegenüber Profil 1 kann leicht aus einer Gegenüberstellung der Temperaturfelder für konstante Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang ersehen werden (Abb. 5 und 17). Bei diesem Vergleich ergaben sich für das Profil mit gerader Flanke unter der Rippe 20°C geringere Temperaturen als für die schrägen Rippenflanken, während sie am unberippten Umfang gleich waren. Diese Temperatursenke kommt bei Anwendung rauher Oberflächen dem verminderten Einfluss des verbesserten Wärmeüberganges auf die Temperatur unter der Rippe zugute und wirkt damit ausgleichend auf das Temperaturprofil.

Gegenüber der glatten Oberfläche ergeben sich auch hier maximale Vergleichsspannungen für die innere Hüllrohrwand unter der Rippe, während die Beanspruchung des Rippenkopfes wesentlich reduziert wird.

Die Temperaturprofile für künstlich aufgerauhte Hüllrohre und wendelförmige Drähte als Abstandhalter sind in den Abb. 27 und 29 dargestellt. Abb. 27 zeigt die Temperaturprofile für symmetrische Wärmeübergangsverhältnisse am Stabumfang. Das Temperaturfeld ist jenem für die Coremitte des glatten Hüllrohres auffallend ähnlich. Das Temperaturniveau liegt im rauhen Fall jedoch rund  $80^{\circ}\text{C}$  günstiger und die maximalen Temperaturen unter dem Wendeldraht betragen rund  $596^{\circ}\text{C}$ . Liegen unsymmetrische Wärmeübergangsverhältnisse am Stabumfang vor, so ergeben sich nach Abb. 29 maximale Hüllrohrtemperaturen von  $610^{\circ}\text{C}$  in Coremitte oder etwa  $660^{\circ}\text{C}$  an der heissesten Stelle. Ein Vergleich der ermittelten Spannungswerte zeigt, dass sich diese durch den Einfluss der Oberflächenrauigkeiten kaum geändert haben.

#### 6.1.5 Unterschiedliche Wärmeübergangsverhältnisse am Stabumfang

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in den Abb. 12 und 13 für Profil 1, in den Abb. 20 und 21 für Profil 5, in den Abb. 23 und 24 für Profil 6 und in der Abb. 28 für Profil 7 wiedergegeben.

Grundsätzlich zeigen alle Ergebnisse ein verschieden verzerrtes Temperaturprofil, das sich zu den Stellen besseren Wärmeüberganges hin ausbeult. Hierfür ergeben sich für die Wendelrippen geringere Temperaturen unter der Rippe als bei Annahme

gleicher Wärmeübergangszahlen am Umfang. Dadurch erhält man günstigere Vergleichsspannungen. Die Temperaturen an den Rippenköpfen werden durch die Annahme verbesserten Wärmeüberganges ebenfalls reduziert, woraus sich grössere Differenzen zu den Bezugstemperaturen und damit erhöhte Vergleichsspannungen ergeben.

Für die Abstützlagen der Abstandshalter (Abb. 2) ist den Abb. 13, 21 und 24 zu entnehmen, dass sich über den gesamten Rippenquerschnitt höhere Temperaturen einstellen als für den Fall konstanten Wärmeüberganges am Stabumfang. Dabei werden die Vergleichsspannungen am Rippenkopf geringer, unter der Rippe höher. Liegen die Abstützstellen an den heissen Stellen, so können die Hüllrohrtemperaturen um weitere 50 °C ansteigen.

Die Ergebnisse für den drahtförmigen Abstandshalter sind in Abb. 29 aufgetragen. Für diesen Fall sind Temperaturen ermittelt worden, die bereits in Coremitte an der Innenseite der Hülle maximal 700 °C betragen und zur heissen Stelle hin um weitere 50 °C ansteigen können. Die Vergleichsspannungen wurden hierbei nicht ermittelt.

## 6.2 Instationäre Betriebsbedingungen

Der zeitliche Verlauf der Hüllrohrtemperaturen und der Vergleichsspannungen ist für die Coremitte und die heisseste Stelle in den Abb. 30 bis 37 dargestellt. Betrachtet werden hierbei nur die Wendelrippenprofile 1 und 5 und als Zeitintervall die ersten 5 Sekunden nach Ausfall eines von 4 Axialgebläsen. Die einzelnen Kurven gelten für die in Abb. 3 angegebenen Positionen am Stabumfang, die für die Spannungsrechnung interessieren.

Grundsätzlich zeigt sich, dass die innere Hüllenfläche des unberippten Rohrteiles die maximalen Temperaturen aufweist und die minimalen Temperaturen am Rippenkopf auftreten. Mit zunehmender Zeit wird der Temperaturgradient  $dT/dt$  grösser, was auf das zeitlich veränderliche Wärmespeichervermögen des betreffenden Hüllrohrabschnittes zurückzuführen ist. Dieser ergibt zeitlich veränderliche Temperaturdifferenzen zwischen benachbarten Hüllrohrteilen. Sie betragen in der Coremitte z.B. nach Abb. 30 zwischen der Stelle unmittelbar unter der Rippe und dem Rippenkopf bei Eintritt des Gebläseausfalles rund  $110^{\circ}\text{C}$  und 5 sec. danach  $135^{\circ}\text{C}$ , was zu erhöhten Wärmespannungen führen muss. Diese sind für die betrachteten Rippenprofile und axialen Corepositionen in den Abb. 34 bis 37 dargestellt. Hieraus ist zu ersehen, dass die Änderung der Vergleichsspannung z.B. für den Rippenkopf in den ersten 5 sec. sehr stark ist, und sich danach zeitlich konstante Spannungen ergeben. Weiterhin kann diesen Abbildungen entnommen werden, dass Spannungen an bestimmten Stellen innerhalb der ersten 5 Sekunden reduziert werden, was z.B. für Profil 5, unter der Rippe zu beobachten ist (Abb. 36). Der Grund hierfür liegt in einer geringfügigen Verzögerung der Wärmeabfuhr von dieser Stelle in die Rippe, was einen Temperaturanstieg und damit eine Reduzierung der Differenz zur Bezugstemperatur bewirkt.

Die Temperaturprofile für die 5. Sekunde nach Ausfall eines von 4 Axialgebläsen sind für die Coremitte und die heisseste Stelle in den Abb. 38 bis 41 dargestellt.

Grundsätzlich sind die Temperaturverläufe ähnlich, wie im stationären Betriebsfall. Sie liegen jedoch im Niveau sehr viel höher. Für Profil 1 ergibt sich nach Abb. 32 in Coremitte eine maximale Temperatur an der inneren Hüllrohrwandung von  $800^{\circ}\text{C}$ , die direkt unter der Rippe um  $10^{\circ}\text{C}$  geringer ist. Die maximalen Temperaturen für die heisse Stelle (Abb. 39) betragen  $850^{\circ}\text{C}$ .

Ähnlich hohe Temperaturen erhält man sowohl für die Coremitte als auch für die heisseste Stelle des Profils 5 (Abb. 40 und 41). Hier sind jedoch unter der Rippe an der inneren Hüllrohrwandung 30 °C geringere Temperaturen zu erwarten als am nichtberippten Hüllrohrteil. Die maximalen Temperaturen der Coremitte betragen auch hier rund 800 °C und an der heissesten Stelle 850 °C.

## 7. Zusammenfassung

Die vorliegenden Ergebnisse zeigen, dass die Temperaturfelder und Spannungen in Hüllrohren mit wendelförmigen Abstandshaltern von der Geometrie der Abstandshalter, den lokalen Wärmeübergangsverhältnissen, sowie den Betriebsbedingungen wesentlich beeinflusst werden. Die Rohre wurden in unmittelbarer Nähe der Abstandshalter noch stärker beansprucht als kreiszylindrische Rohre. Die Anzahl der Rippen ist bei der Ermittlung der maximalen Temperaturen von untergeordneter Bedeutung. 6 Rippen pro Stab ergeben jedoch geringfügig kleinere Vergleichsspannungen als 3 Rippen. Die Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffes beeinflusst das Temperaturprofil wenig, die geänderte Temperaturdifferenz über den Querschnitt des Rohres die Spannungsverteilung jedoch merklich. Allerdings muss hierbei gleichzeitig beachtet werden, dass die betrachteten Werkstoffe unterschiedliche Festigkeitseigenschaften besitzen und damit die Sicherheitsabstände bis zum Erreichen der maximal zulässigen Beanspruchung variieren.

Glatte Rippenrohre mit schrägen Flanken ergeben wesentlich ausgeglichene Temperaturverteilungen in den Wandungen als solche mit geraden Flanken oder rauhen Oberflächen und gleichzeitig geringere Beanspruchungen des Rippenkopfes.

Die Erstreckung der Rauigkeit am Umfang des Stabes beeinflusst die maximal auftretenden Temperaturen stark. Inwieweit das Anbringen der Rauigkeitserhebungen über den gesamten Rippenrohrumfang erfolgen kann, muss fertigungstechnisch geprüft werden. Kann die Rippenflanke nicht aufgerauht werden, so sind die maximal zulässigen Temperaturen durch die Geometrien der Rippe zu beeinflussen, so dass gleiche Wirksamkeit der Rauigkeiten über den gesamten Hüllrohrumfang zu erwarten ist.

Oberflächenrauigkeiten an Hüllrohren mit wendelförmigen Abstandshalterdrähten ergeben im allgemeinen keine gefährlichen Temperaturspitzen an der Drahtauflage. Für die betrachteten Fälle liegen die maximalen Temperaturen für diesen Abstandshaltertyp nicht höher als beim Rohr mit schrägen Flanken und aufgerauhtem unberipptem Rohrumfang. Im Hinblick auf die Temperaturverteilung in den Hüllrohren bleibt daher ein aufgerauhtes Rohr mit wendelförmigem Abstandshalterdraht attraktiv.

Die Rechnungen für transiente Betriebsbedingungen ergaben einen sehr starken Temperaturanstieg in den ersten 5 Sekunden nach Eintritt des maximal zu erwartenden, unvorhergesehenen Ereignisses, das im Ausfall eines von 4 Axialgebläsen anzusehen ist. Die Hüllrohrbelastung erreicht während dieser kurzen Zeitspanne ein Maximum.

Literaturangaben:

- [1] Baumann W., V.Casal, H.Hoffmann, R.Möller, K.Rust:  
"Brennelemente mit wendelförmigen Abstandshaltern"  
KFK 768, April 1968
- [2] Dusenberre G.M.: "Numerical Analysis of Heat Flow"  
McGraw-Hill Book Company, New York, 1949
- [3] Schneider P.I.: "Conduction Heat Transfer"  
Addison Wesley Publishing Company,  
Reading, Mass., 1957
- [4] Beisswenger H. et al.: "Die Entwicklung von Brennelementen schneller Brutreaktoren"  
KFK 700, Dezember 1967
- [5] Boley B.A. and J.W. Weiner: "Theory of Thermal Stress"  
John Wiley and Sons, Inc.  
New York, 1960
- [6] Rothe R.: "Höhere Mathematik" Teil II  
B.G. Teubner, Verlagsgesellschaft  
Stuttgart, 1959
- [7] Hütte I, 28. Auflage, 1955
- [8] Technical Bulletin T-40:  
"Engineering Properties of Incoloy Alloy 800"  
The International Nickel Comp., Inc.  
Huntington, WVA, 1964
- [9] Technical Bulletin T-42:  
"Engineering Properties of Inconel Alloy 625"  
The International Nickel Comp. Inc.  
Huntington, WVA, 1964

- [10] Wilkie D.: "Forced Convection Heat Transfer from Surfaces Roughened by Transverse Ribs"  
III. Int. Heat Transfer Conf., August 1966  
Chicago
- [11] Erbacher F. et al: "Parametric Study of the Dynamic Behaviour and Stability of a Steam-Cooled Fast Reactor with an Integrated Coolant Cycle"  
KFK 637, October 1967
- 
-

Nomenklatur:

A	Querschnittsfläche aller Wendelrippen eines Hüllrohres
a	Maschenweite im Gitterwerk
a	Rippenkopfbreite
b	Maschenweite im Gitterwerk
b	Rippenfussbreite
C	Konstante
c	Maschenweite im Gitterwerk
$c_p$	spezifische Wärme bei konstantem Druck
d	Durchmesser
d	Maschenweite im Gitterwerk
E	Elastizitätsmodul
F	Fläche
h	Rippenhöhe
p	Druck
$\Delta p$	Stabmittenabstandsänderung
R	Aussenradius Hüllrohr
r	Radius
T	Temperatur
t	Zeit
u	Radialverschiebung
V	Volumen
$\alpha_K$	Formzahl
$\alpha$	thermischer Ausdehnungskoeffizient
$\alpha$	Wärmeübergangszahl
$\gamma$	spez. Gewicht
$\lambda$	Wärmeleitzahl
$\nu$	Querkontraktion
$\rho$	Kerbradius
$\sigma$	Spannung

Indizes:

a aussen  
a axial  
F Rippenfuss  
i innen  
K Rippenkopf  
M mittel  
n Nenn  
r radial  
t tangential  
v Vergleich  
W Wand, direkt unter der Rippe

---

Tab. 1

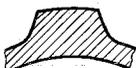
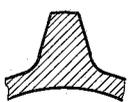
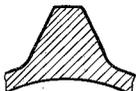
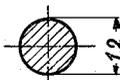
### Strukturmaterialvolumen eines Brennelementstabes mit wendelförmigen Abstandshaltern verschiedener Geometrie

Abmessungen des Hüllrohres:  $D_a = 7,0 \text{ mm}^\emptyset$ ,  $D_i = 6,2 \text{ mm}^\emptyset$

Querschnittsfläche  $F = 8,294 \text{ mm}^2$

Volumen eines 1 m langen Rohres  $V = 8294 \text{ mm}^3$

+) a = Rippenkopfbreite  
b = Rippenfussbreite  
h = Rippenhöhe  
r = Übergangsradius

Profil-Nr.	Form und Abmessungen des Abstandhalters	Anzahl der AH je BE	Querschnittsfläche der AH [ $\text{mm}^2$ ]	Steigung der AH [mm]	Strukturmaterialvol. eines BE's mit AH [ $\text{mm}^3/1000 \text{ mm}$ ]	Volumen AH Volumen Rohr [%]
1	 a=0,6 mm +) b=1,2 mm h=0,6 mm r=0,5 mm	3	1,732	300	10031	21,0
		6	3,464	600	11760	41,8
2	 a=1,2 mm +) b=1,8 mm h=0,6 mm r=0,5 mm	3	2,900	300	11203	35,1
		6	5,800	600	14098	70,0
3	 a=0,6 mm +) b=1,2 mm h=1,2 mm r=0,5 mm	3	3,432	300	11738	41,5
		6	6,864	600	15164	82,8
4	 a=0,6 mm +) b=1,8 mm h=1,2 mm r=0,5 mm	3	4,415	300	12725	53,4
		6	8,830	600	17132	106,6
5	 a=0,6 mm +) b=0,6 mm h=0,6 mm r=0,5 mm	3	1,410	300	9708	17,1
		6	2,820	600	11116	34,0
6	 a=1,2 mm +) b=1,2 mm h=0,6 mm r=0,5 mm	3	2,544	300	10845	30,8
		6	5,088	600	13386	61,4
7	Draht 	1	1,131	100	9462	14,1

Tab.2

## Brennelementdaten

=====

a) Hüllrohrabmessungen

Aussendurchmesser des Brennstoffstabes $D_a$	7,0	mm
Wandstärke des Hüllrohres $s$	0,4	mm
Abstandhalter	integrale Wendel- rippen bzw. Draht	
Hüllmaterial	Inconel 625 bzw. Incoloy 800	

b) Wärmetechnische Daten

Nominelle Stableistung $\chi_{nom}$	420	W/cm
mittlere Kühlmittelaustrittstemp. $T_A$	540	$^{\circ}C$
Kühlmittleintrittsdruck $P_E$	120	at
Wärmeübergangskoeff. Brennstoff-Hülle $h$	1,0	$W/cm^2-^{\circ}C$
Quervermischung $Q_v$	2,0	%/cm

c) Betriebszustände im höchstbelasteten Kanal  
unter Berücksichtigung der Heisskanalfak-  
toren und der Quervermischung.

		Coremitte	Zone max. Hüllrohr- temperaturen
Kühlmitteltemperatur $T_K$	$^{\circ}C$	449	528
Hüllrohrtemp. aussen $T_a$	$^{\circ}C$	597	657
Hüllrohrtemp. innen $T_i$	$^{\circ}C$	646	697
Wärmeübergangszahl $\alpha$	$W/cm^2-^{\circ}C$	1,48	1,40
Wärmestromdichte $q$	$W/cm^2$	219	181

Druck im Hüllrohr:

zu Beginn der Standzeit	60 at
am Ende der Standzeit	185 at

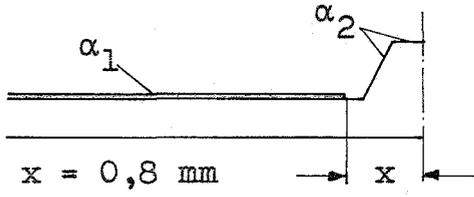
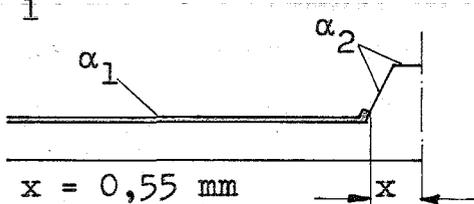
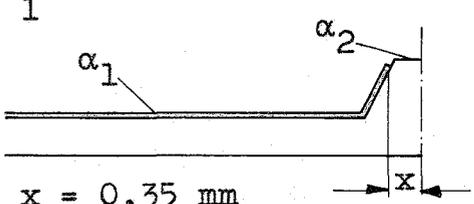
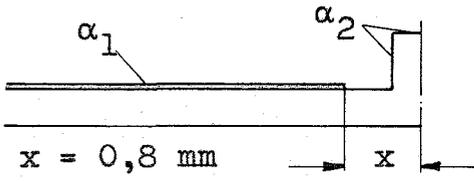
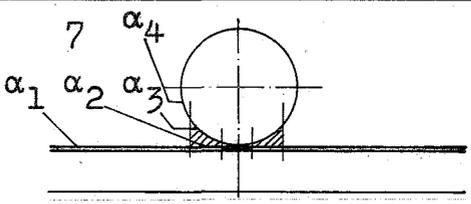
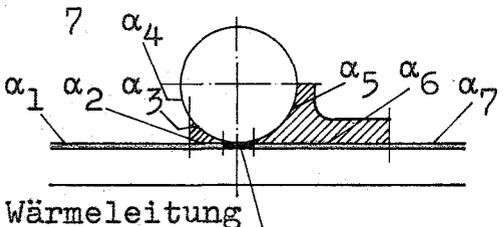
Tab.3

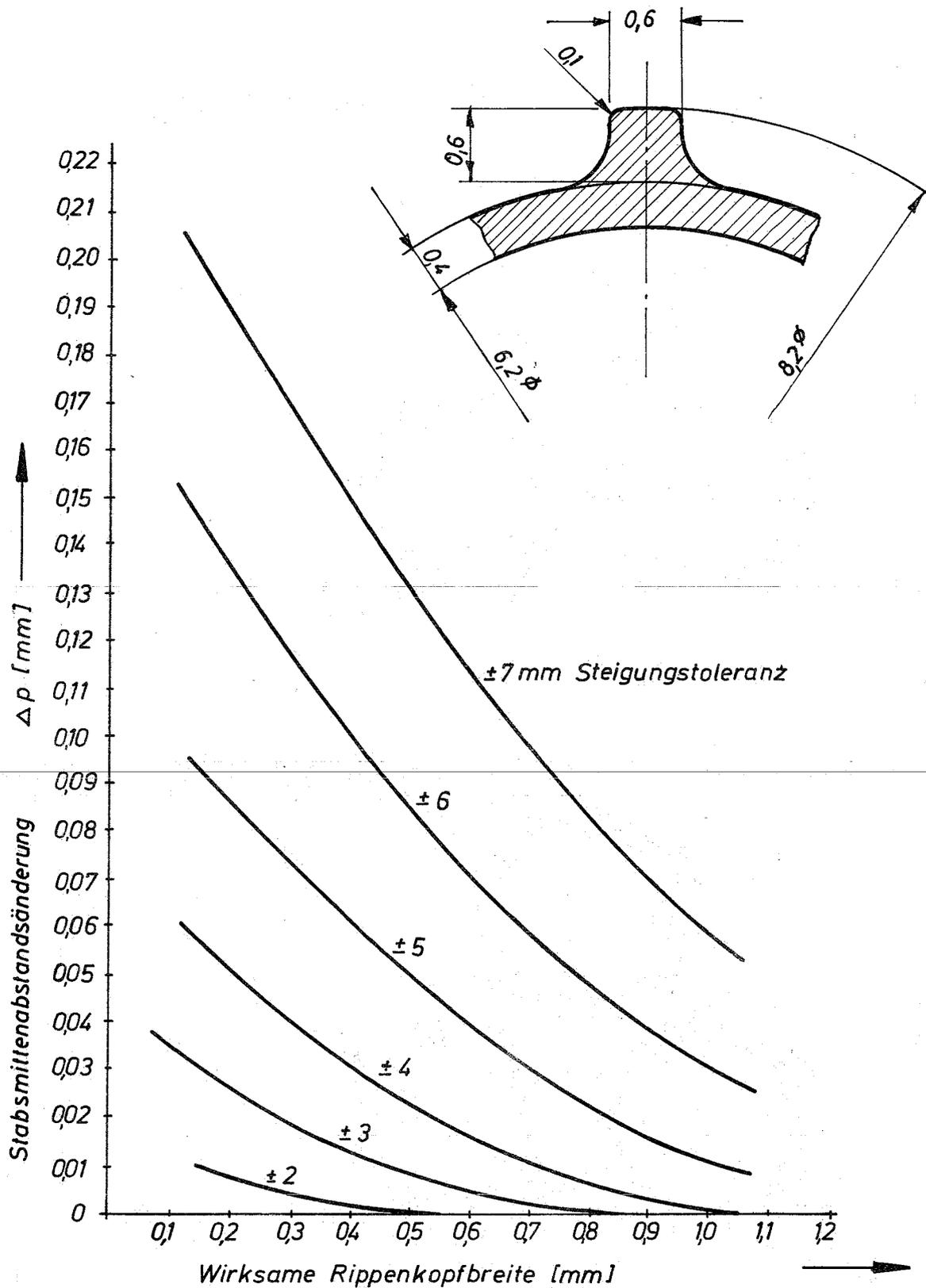
Hypothetische Wärmeübergangszahlen  
am Umfang eines hydraulisch glatten Hüllrohres

Profil	Wärmeübergangszahlen				
	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$
<p>1</p>	a)	$\alpha$	$\alpha$	$\alpha$	
	b)	$\alpha$	$2\alpha$	$2\alpha$	$\alpha/2$ $\alpha$
	c)	$\alpha$	$\alpha$	0	$\alpha/2$ $\alpha$
<p>5</p>	a)	$\alpha$	$\alpha$	$\alpha$	
	b)	$\alpha$	$2\alpha$	$2\alpha$	$\alpha/2$ $\alpha$
	c)	$\alpha$	$\alpha$	0	$\alpha/2$ $\alpha$
<p>6</p>	a)	$\alpha$	$\alpha$	$\alpha$	
	b)	$\alpha$	$2\alpha$	$2\alpha$	$\alpha/2$ $\alpha$
	c)	$\alpha$	$\alpha$	0	$\alpha/2$ $\alpha$
<p>7</p>	a)	$\alpha$	$\alpha/2$	$\alpha$	
	b)	$\alpha$	$\alpha/2$	$\alpha$	$\alpha/2$ $\alpha$

Tab.4

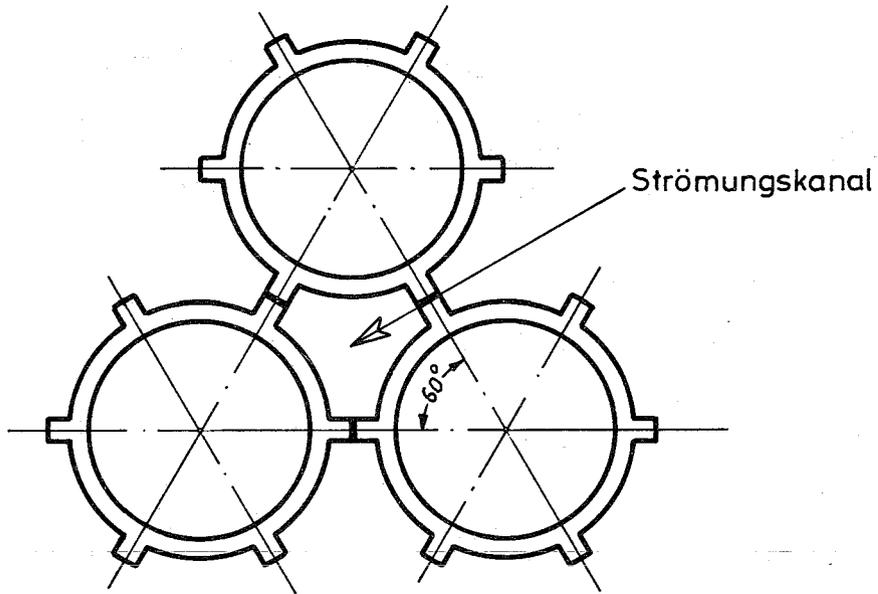
Hypothetische Wärmeübergangszahlen  
am Umfang eines rauhen Hüllrohres

Profil	Wärmeübergangszahlen						
	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$	$\alpha_6$	$\alpha_7$
<p>1</p>  <p><math>x = 0,8 \text{ mm}</math></p>	$2,2 \cdot \alpha$	$\alpha$					
<p>1</p>  <p><math>x = 0,55 \text{ mm}</math></p>	$2,2 \cdot \alpha$	$\alpha$					
<p>1</p>  <p><math>x = 0,35 \text{ mm}</math></p>	$2,2 \cdot \alpha$	$\alpha$					
<p>5</p>  <p><math>x = 0,8 \text{ mm}</math></p>	$2,2 \cdot \alpha$	$\alpha$					
<p>7</p>  <p>Wärmeleitung</p>	$2,2 \cdot \alpha$	$1,1 \cdot \alpha$	$\alpha/2$	$\alpha$			
<p>7</p>  <p>Wärmeleitung</p>	$2,2 \cdot \alpha$	$1,1 \cdot \alpha$	$\alpha/2$	$\alpha$	$\alpha/2$	$1,1 \cdot \alpha$	$2,2 \cdot \alpha$

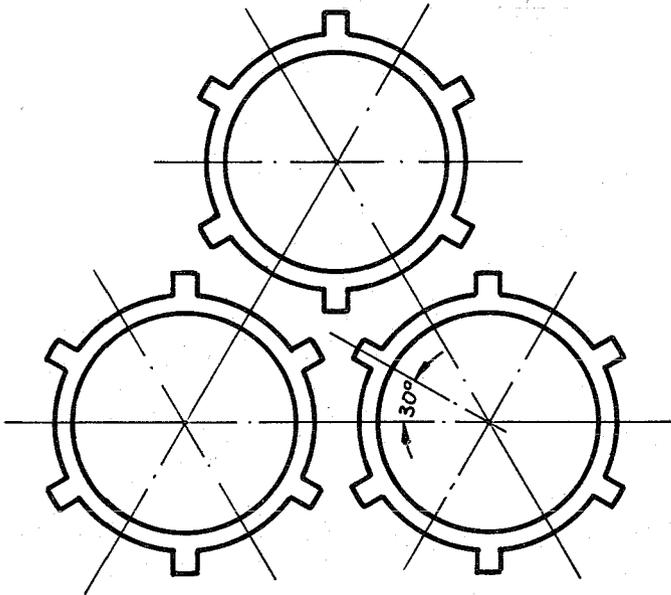


Änderung des Stabmittenabstandes als Funktion der wirksamen Rippenkopfbreite und der Steigungstoleranz Steigungshöhe 600mm, Abb. 1

a) Abstütz - Lage

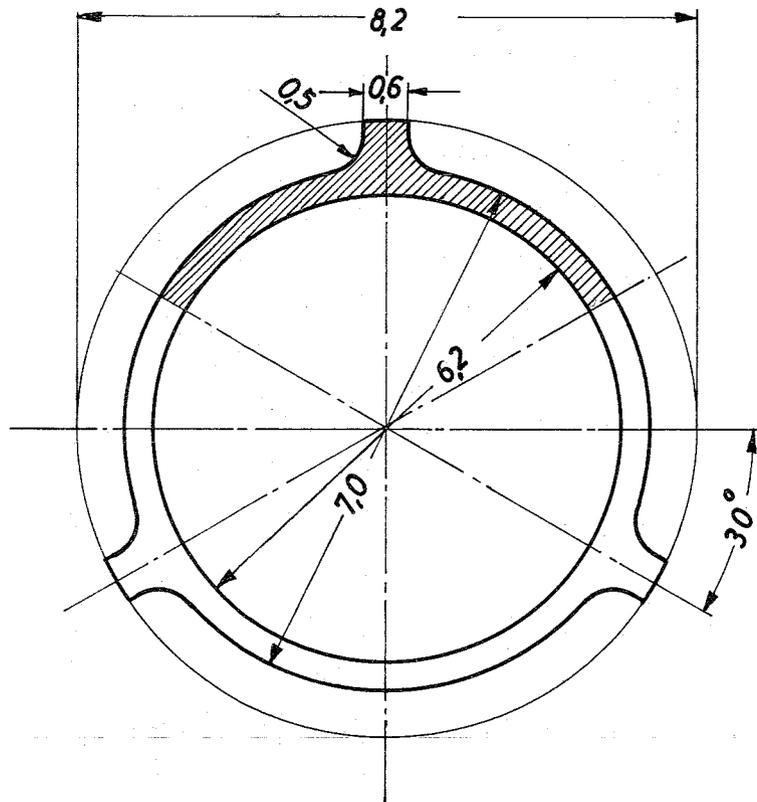


b) freie Lage



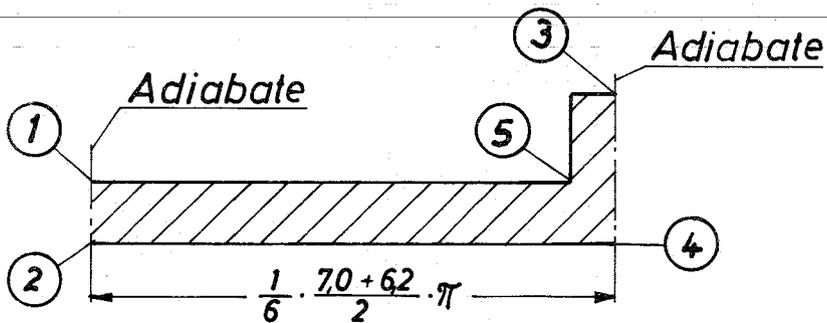
Lage der Rippen im  
Strömungskanal

Abb. 2



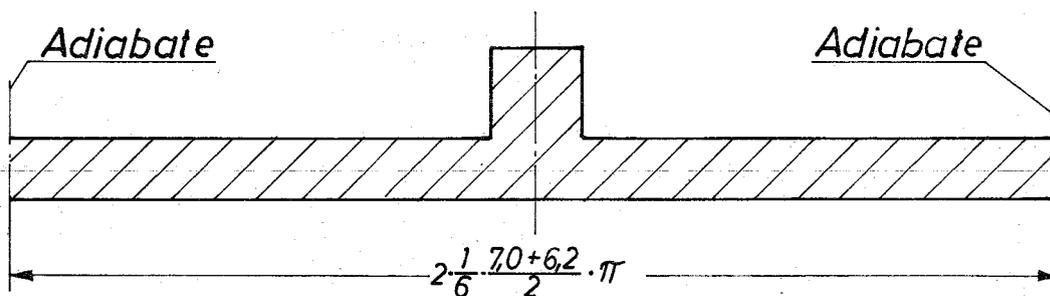
M:10:1

Hüllrohrausschnitt  
 ( $\alpha = \text{const. über den Hüllrohrumfang}$ )

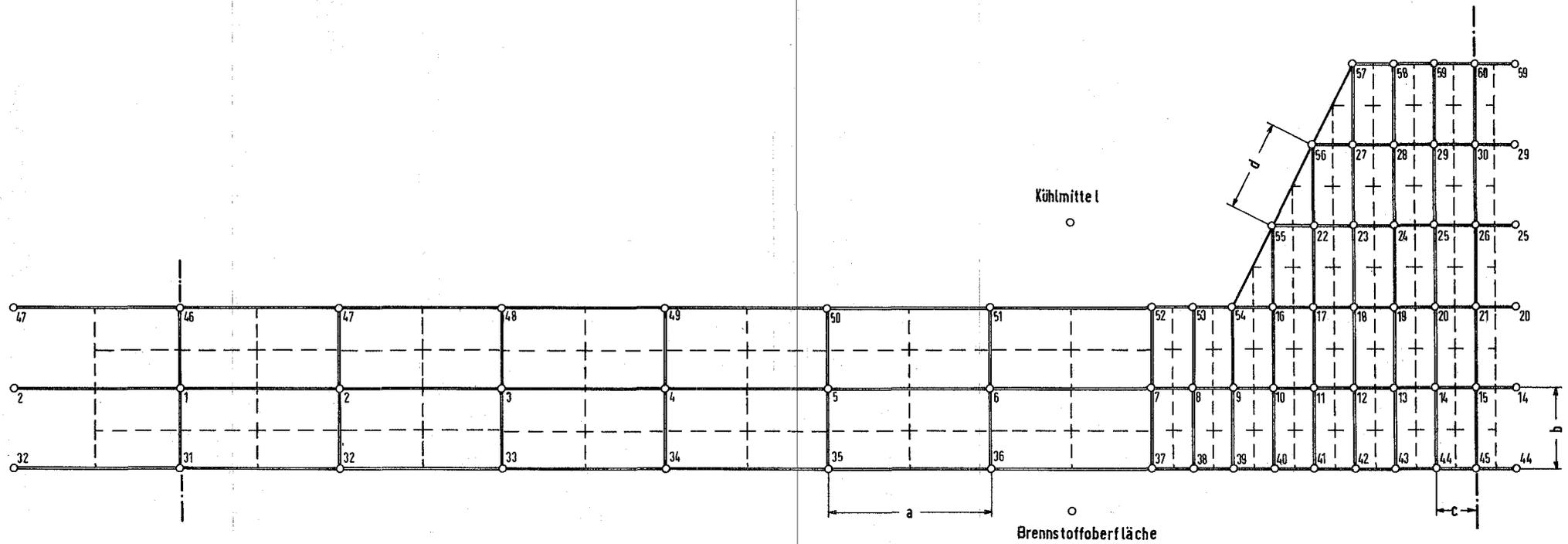


M:20:1

Hüllrohrausschnitt  
 ( $\alpha = \text{variabel über den Hüllrohrquerschnitt}$ )



Aufteilung des berippten Hüllrohres in ein Gitter aus wärmeleitenden Stäben.



- a = 0,4 mm
- b = 0,2 mm
- c = 0,1 mm
- d = 0,2236 mm

Abb. 4



# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 6 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen:  
 Rippenhöhe: 0,6 mm  
 Rippenkopfbreite: 0,6 mm  
 Rippenfußbreite: 1,2 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: stationär

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1,48 \text{ W/cm}^2 \cdot \text{°C}$

Vergleichsspannungen: $\text{kp/mm}^2$	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	12,5	19,1
Hüllrohr unter der Rippe	20,2	12,4

$T_M = 601 \text{ [°C]}$

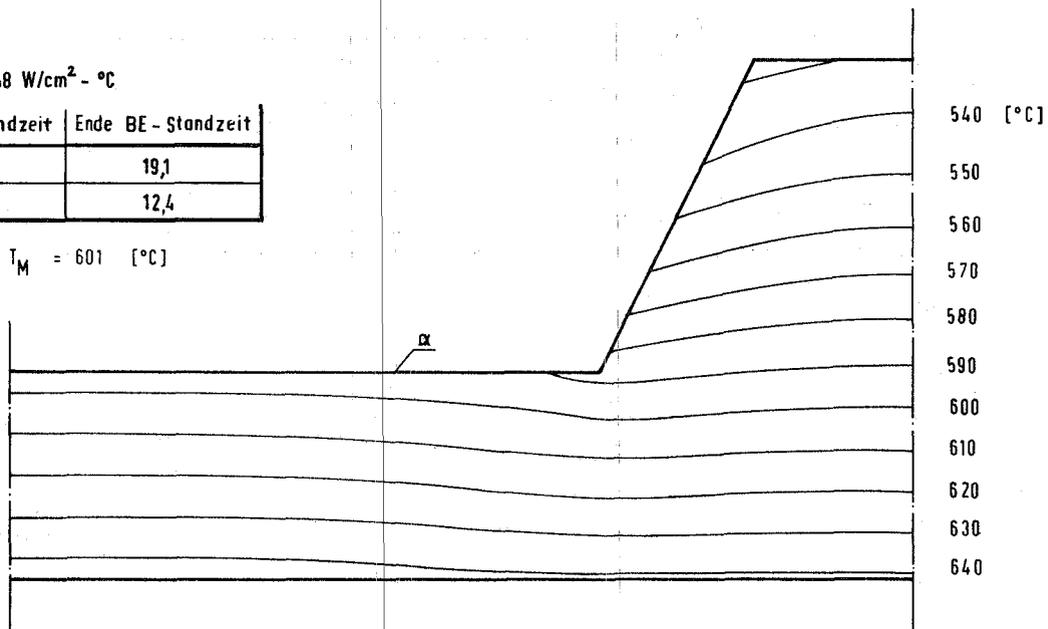


Abb. 6





# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen: Rippenhöhe: 0,6 mm  
 Rippenkopfbreite: 0,6 mm  
 Rippenfußbreite: 1,2 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: stationär

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang  $\alpha = 1,48$ ,  $\alpha' = 3,26 \text{ W/cm}^2 \cdot \text{°C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	5,0	10,1
Hüllrohr unter der Rippe	23,8	16,2

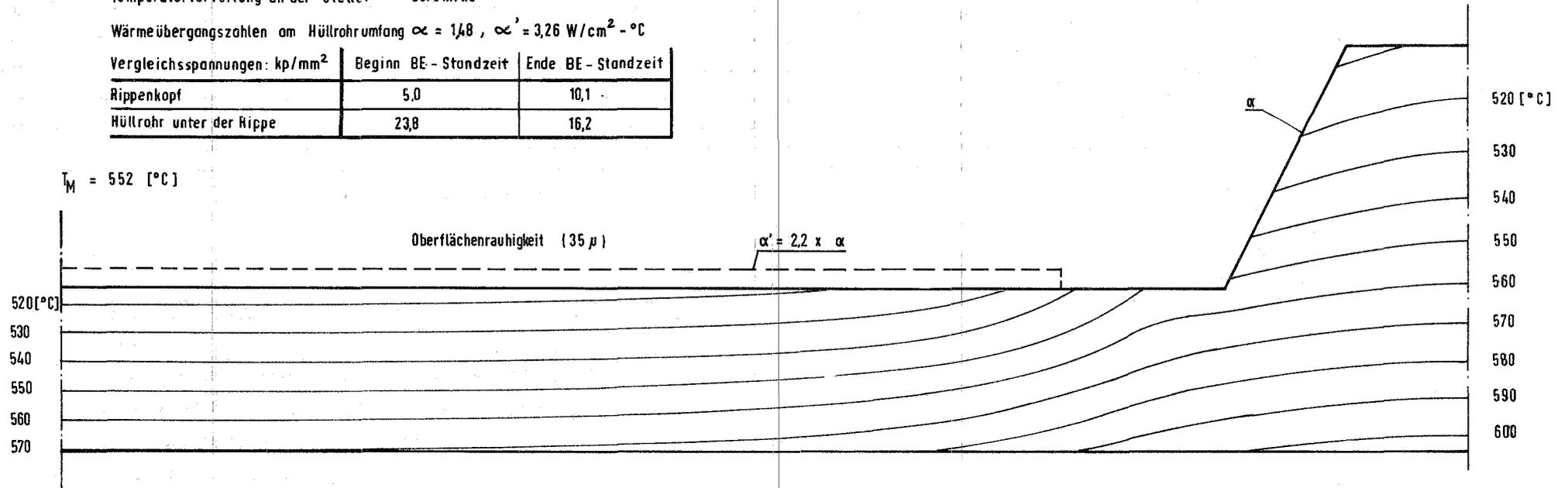


Abb. 9



# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen: Rippenhöhe: 0,6 mm  
 Rippenkopfbreite: 0,6 mm  
 Rippenfußbreite: 1,2 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: stationär

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1,48$ ,  $\alpha' = 326 \text{ W/cm}^2 \cdot \text{°C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	8,5	13,7
Hüllrohr unter der Rippe	20,0	12,4

$T_M = 535 \text{ [°C]}$

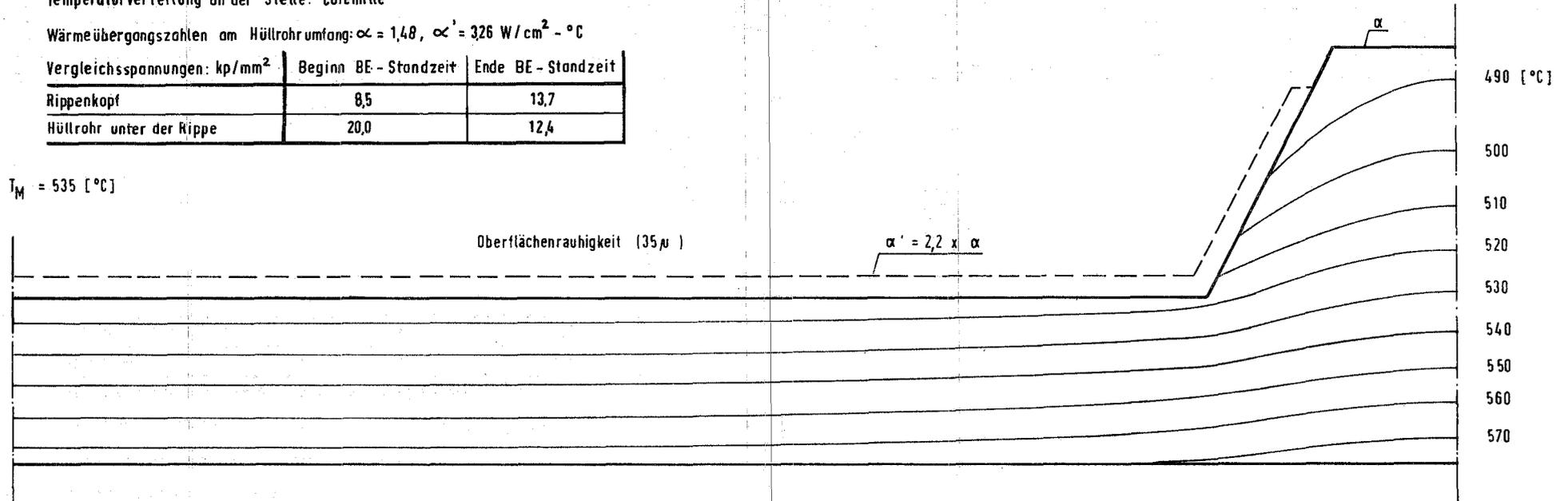


Abb.11







# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen: Rippenhöhe: 1,2 mm  
 Rippenkopfbreite: 0,6 mm  
 Rippenfußbreite: 1,2 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: stationär

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1,48 \text{ W/cm}^2 \cdot \text{°C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	21,7	28,3
Hüllrohr unter der Rippe	21,3	13,5

$T_M = 593 \text{ [°C]}$

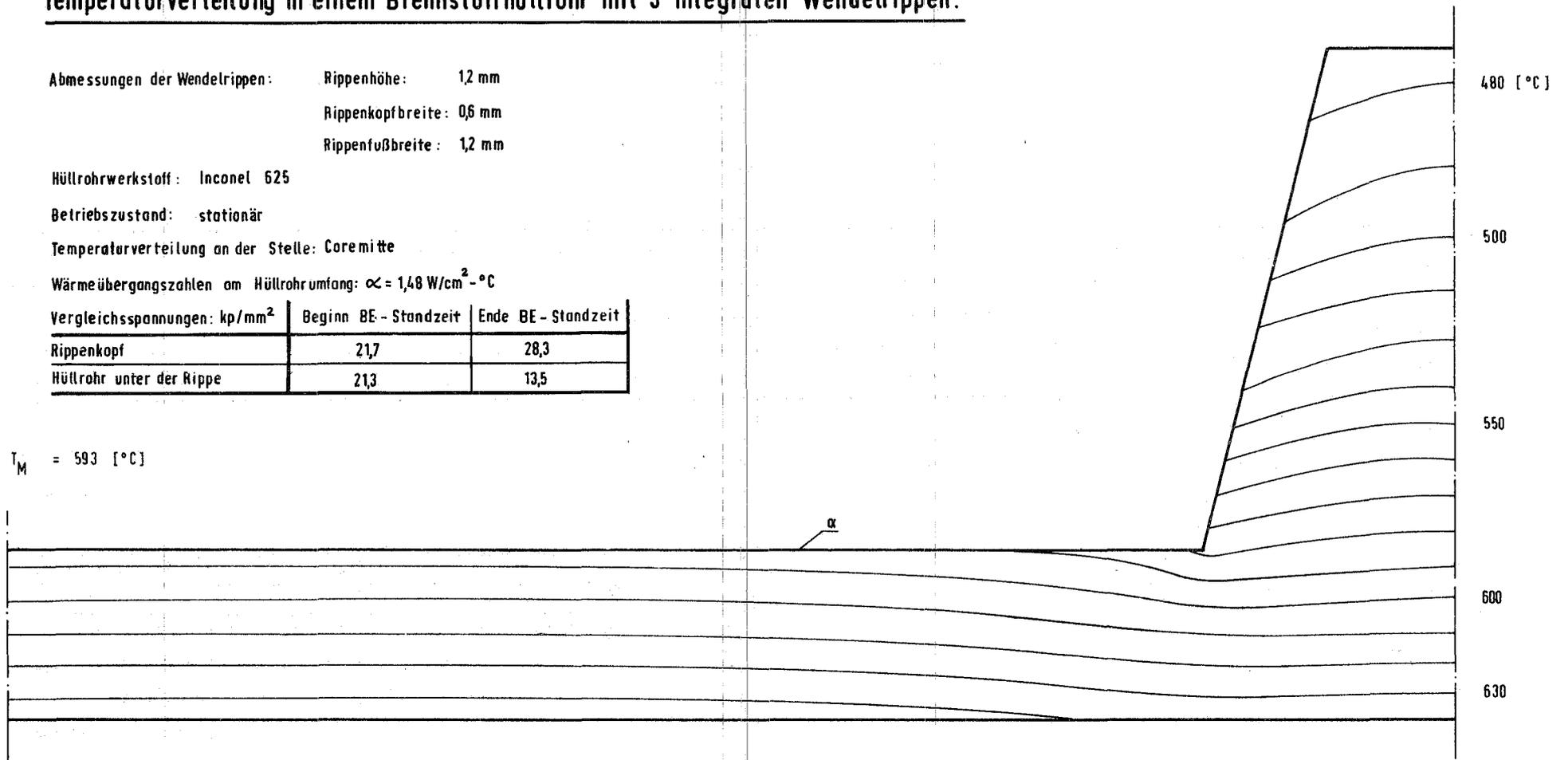


Abb.15

# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen: Rippenhöhe: 1,2 mm  
 Rippenkopfbreite: 0,6 mm  
 Rippenfußbreite: 1,8 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: stationär

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1,48 \text{ W/cm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	15,1	23,4
Hüllrohr unter der Rippe	27,2	17,6

$T_M = 595 \text{ } [^\circ\text{C}]$

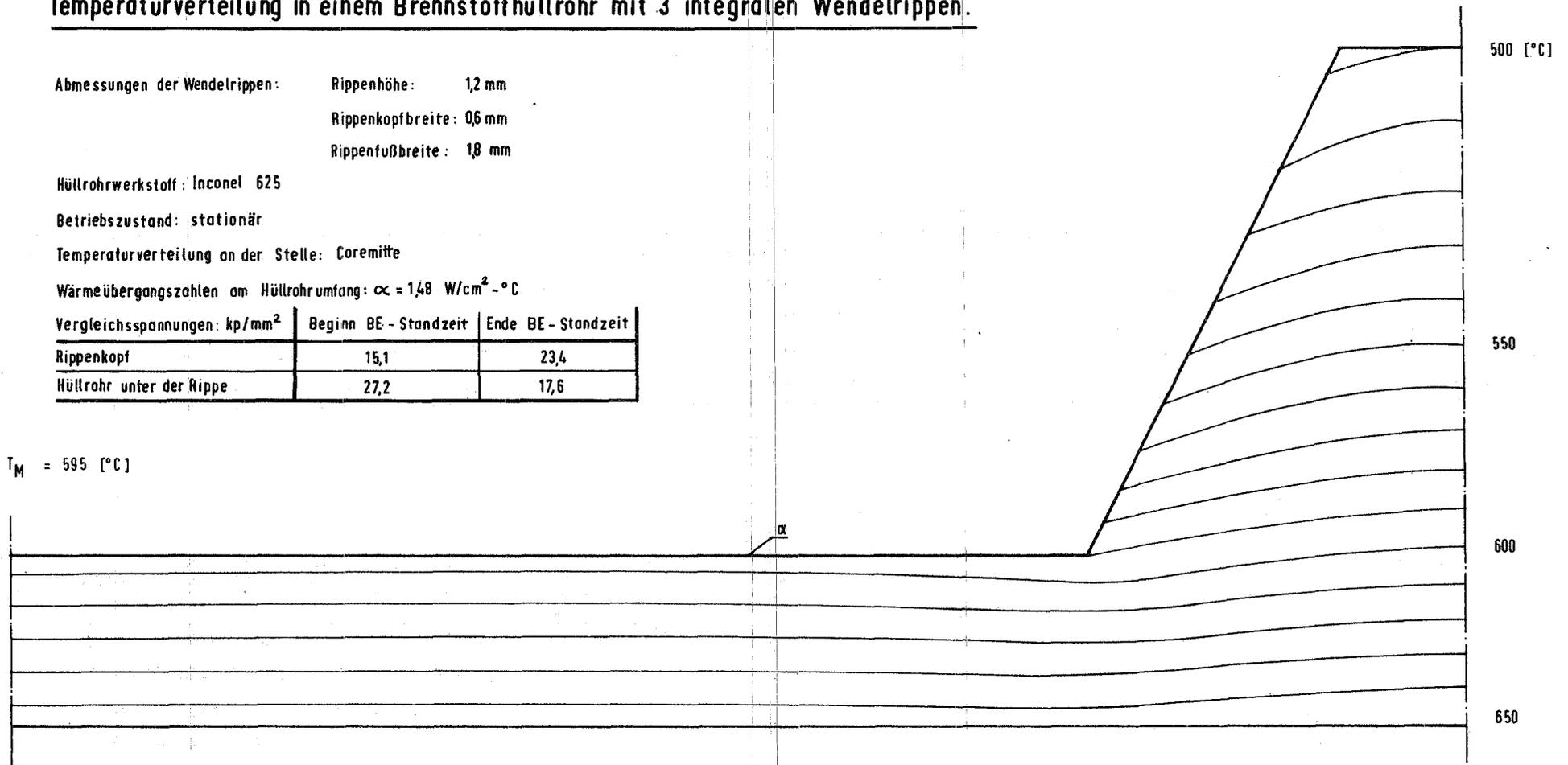


Abb.16



# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen: Rippenhöhe: 0,6 mm  
 Rippenkopfbreite: 0,6 mm  
 Rippenfußbreite: 0,6 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: stationär

Temperaturverteilung an der Stelle: max. Hüllrohrtemperatur

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1.40 \text{ W/cm}^2 \cdot \text{°C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	19,8	24,7
Hüllrohr unter der Rippe	10,8	3,0

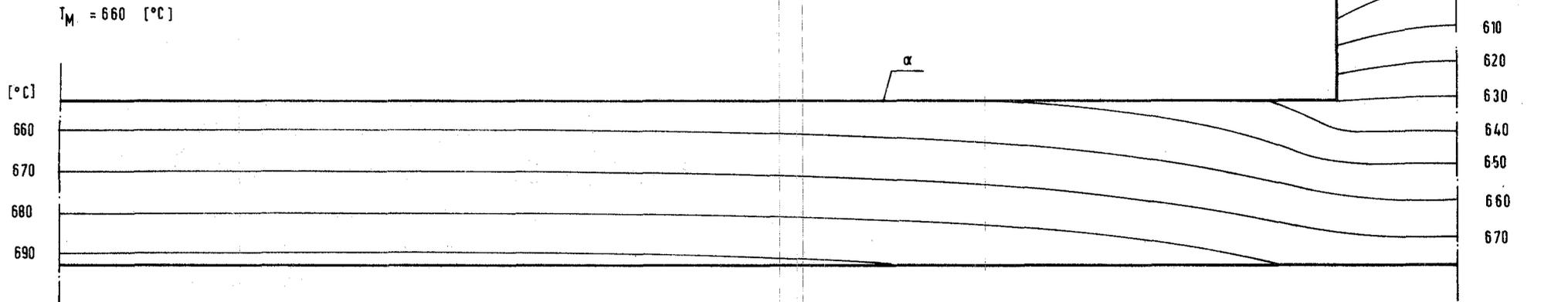


Abb.18

# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen: Rippenhöhe: 0,6 mm  
 Rippenkopfbreite: 0,6 mm  
 Rippenfußbreite: 0,6 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: stationär

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1,48$ ,  $\alpha' = 3,26 \text{ W/cm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	10,1	15,0
Hüllrohr unter der Rippe	21,0	13,3

$T_M = 543 \text{ [}^\circ\text{C]}$

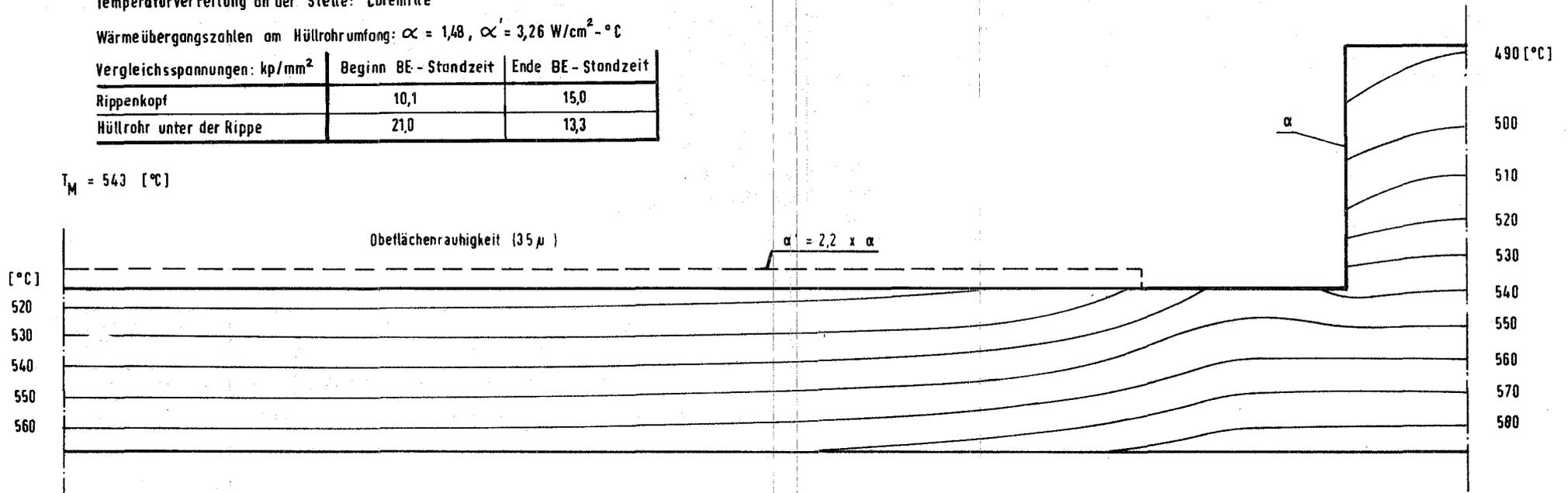


Abb.19



# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen: Rippenhöhe: 0,6 mm  
 Rippenkopfbreite: 0,6 mm  
 Rippenfußbreite: 0,6 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: stationär

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1.48$ ,  $\alpha' = \alpha/2 = 0,74$ ,  $\alpha'' = 0,0 \text{ W/cm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	13,2	18,1
Hüllrohr unter der Rippe	13,6	7,5

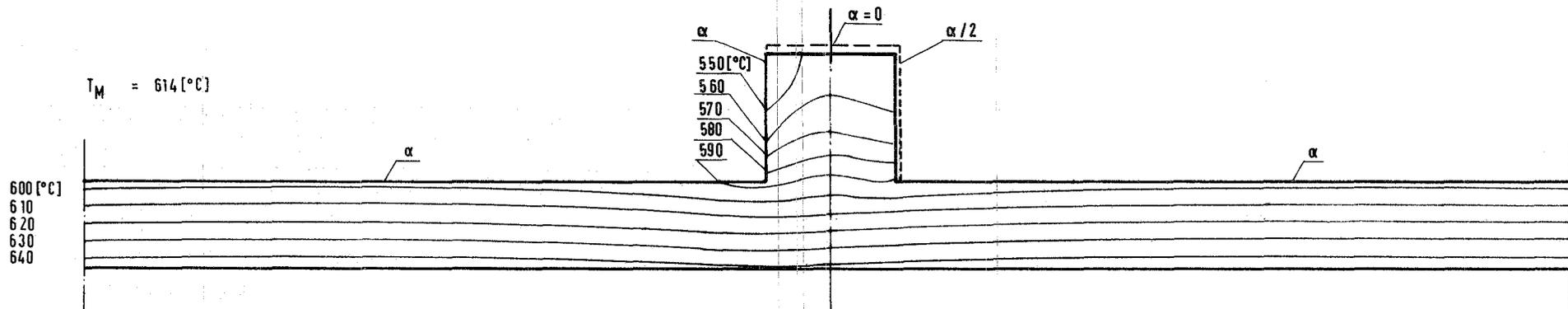


Abb.21



# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen: Rippenhöhe: 06 mm  
 Rippenkopfbreite: 12 mm  
 Rippenfußbreite: 12 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: stationär

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1,48$ ,  $\alpha' = 2 \times \alpha = 2,96$ ,  $\alpha'' = \alpha/2 = 0,74 \text{ W/cm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	22,3	27,9
Hüllrohr unter der Rippe	15,8	8,3

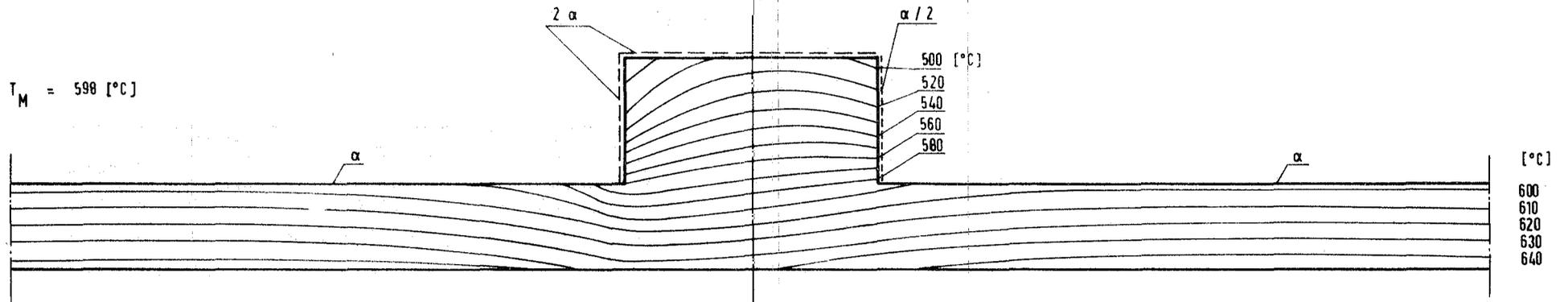


Abb. 23

# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendetrippen.

Abmessungen der Wendetrippen: Rippenhöhe: 0,6 mm  
 Rippenkopfbreite: 1,2 mm  
 Rippenfußbreite: 1,2 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: stationär

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1,48$ ,  $\alpha' = \alpha/2 = 0,74$ ,  $\alpha'' = 0,0 \text{ W/cm}^2 \cdot \text{°C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	2,0	3,5
Hüllrohr unter der Rippe	22,3	14,8

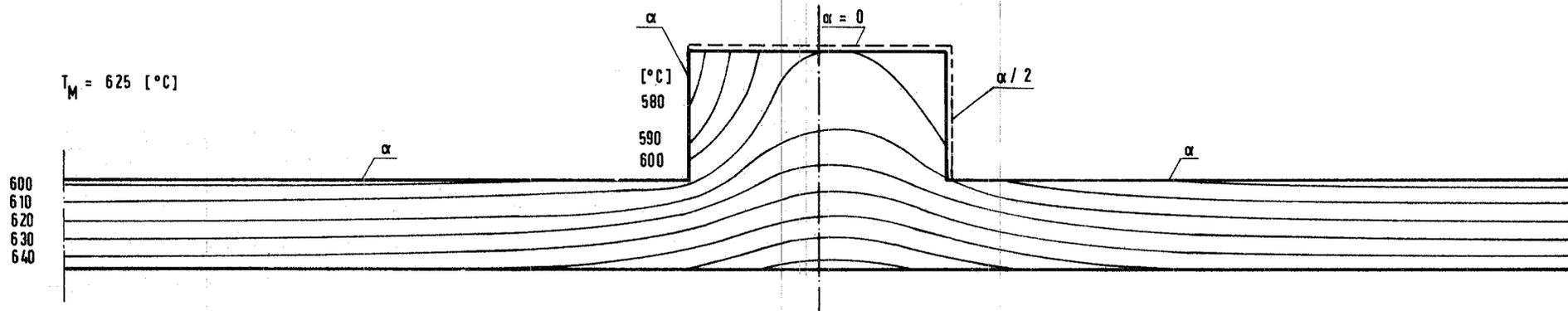


Abb. 24

# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit aufgewickelten Drahtabstandshaltern.

Drahtdurchmesser: 1,2 mm

Drahtwerkstoff: Inconel 625

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1.481$ ,  $\alpha' = \alpha/2 = 0.7405$  W/cm<sup>2</sup>·°C

Betriebszustand: stationär

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Außenwand unter dem Draht	2,6	10,1
Innenwand unter dem Draht	18,6	10,6

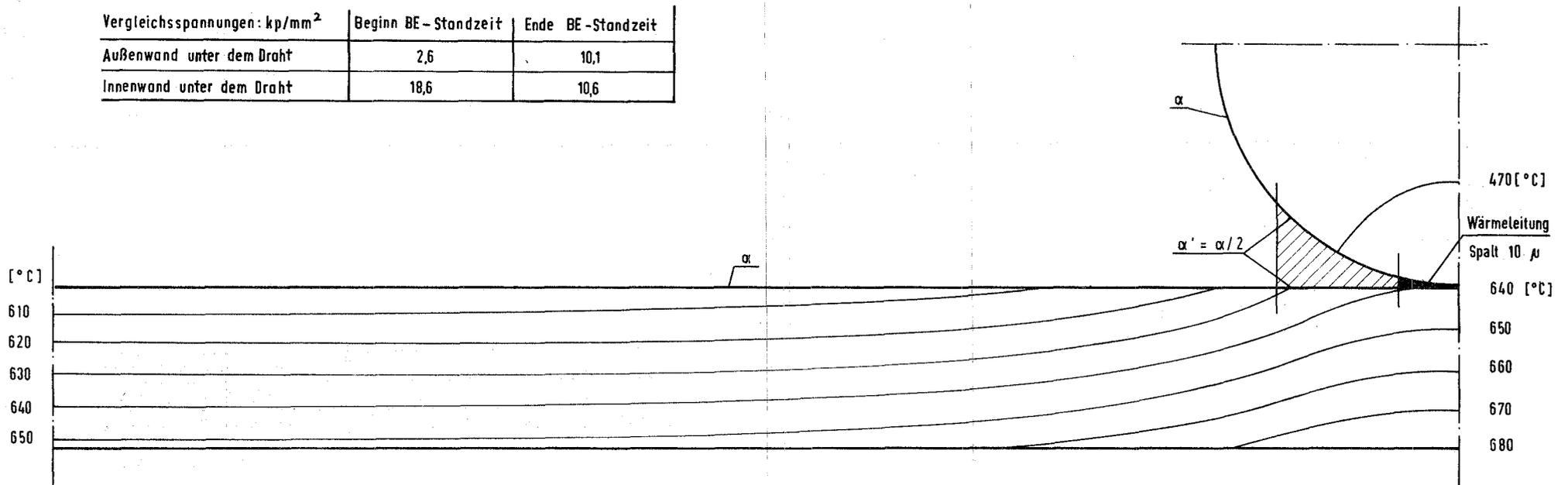


Abb. 25

# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit aufgewickelten Drahtabstandshaltern.

Drahtdurchmesser : 1,2 mm

Drahtwerkstoff : Inconel 625

Hüllrohrwerkstoff : Inconel 625

Temperaturverteilung an der Stelle: max. Hüllrohrtemperatur

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1,40$  ,  $\alpha' = 0,70 \text{ W/cm}^2 \cdot \text{°C}$

Betriebszustand: stationär

Vergleichsspannungen: $\text{kp/mm}^2$	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Außenwand unter dem Draht	2,3	9,2
Innenwand unter dem Draht	15,6	7,5

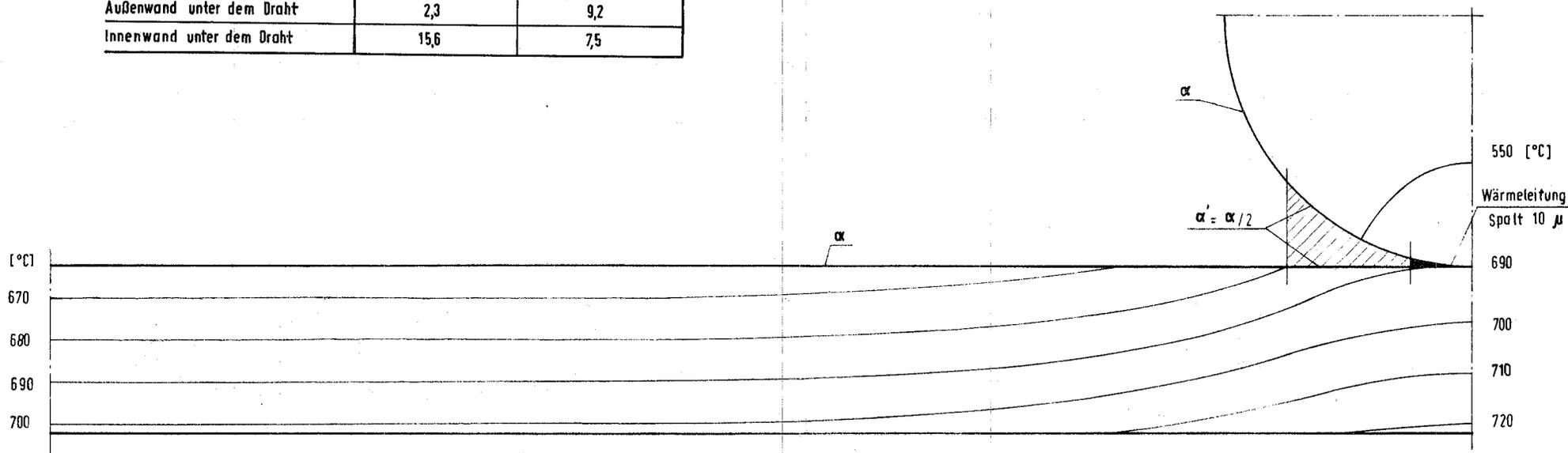


Abb. 26

# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit aufgewickelten Drahtabstandshaltern.

Drahtdurchmesser : 1,2 mm

Drahtwerkstoff : Inconel 625

Hüllrohrwerkstoff : Inconel 625

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1.481$ ,  $\alpha' = 2.2 \times \alpha = 3.258$ ,  $\alpha'' = \alpha'/2 = 1.629$ ,  $\alpha''' = \alpha/2 = 0.7405 \text{ W/cm}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$

Betriebszustand: stationär

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE-Standzeit	Ende BE - Standzeit
Außenwand unter dem Draht	2,9	10,4
Innenwand unter dem Draht	19,9	11,9

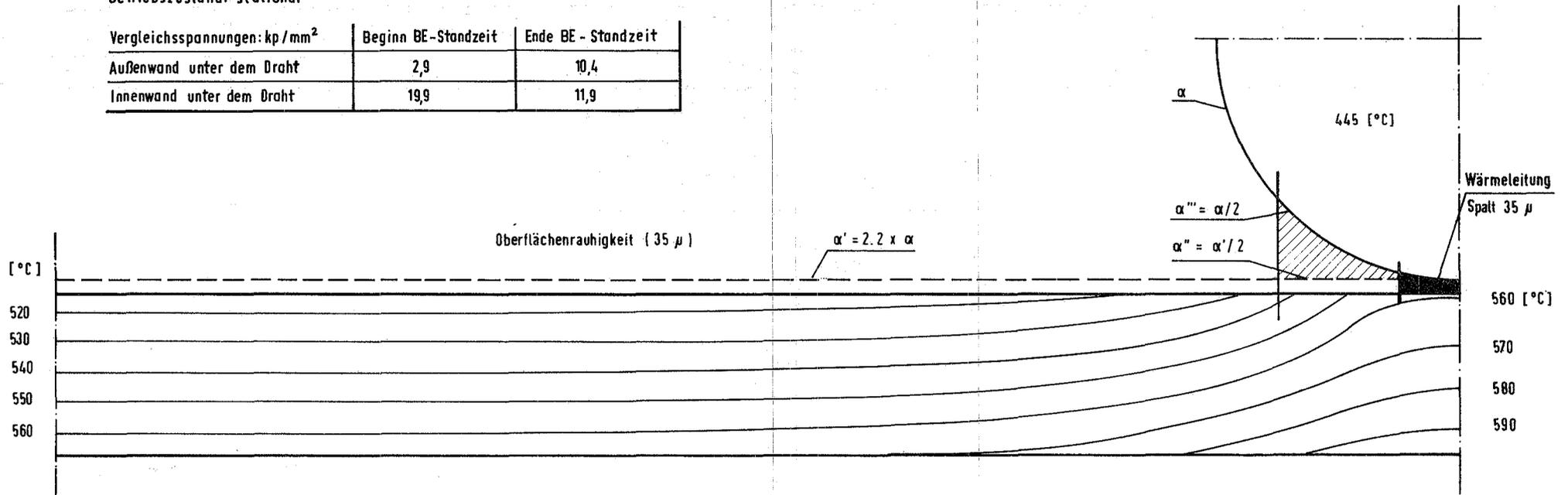


Abb. 27

# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit aufgewickelten Drahtabstandshaltern.

Drahtdurchmesser : 1,2 mm

Drahtwerkstoff : Inconel 625

Hüllrohrwerkstoff : Inconel 625

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1.471$ ,  $\alpha' = \alpha/2 = 0.7405 \text{ W/cm}^2 \cdot \text{ } ^\circ\text{C}$

Betriebszustand: stationär

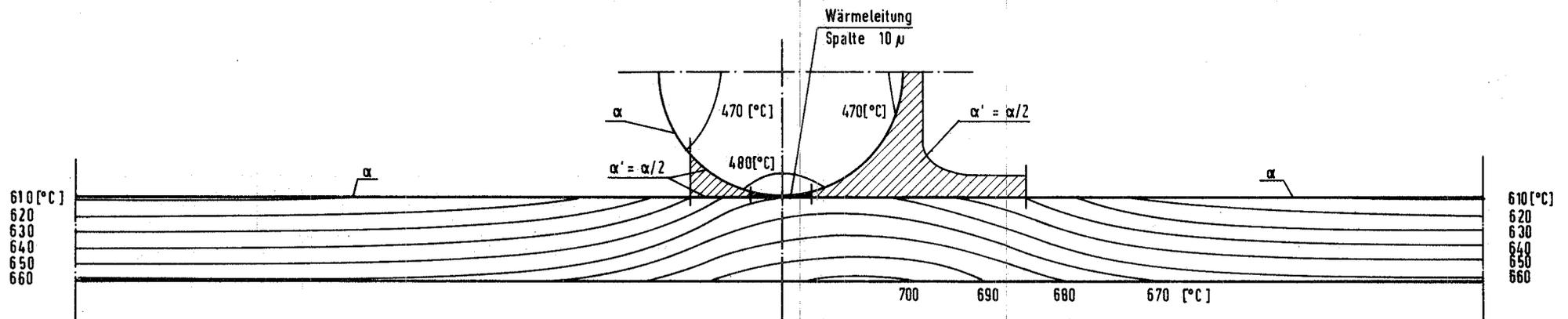


Abb. 28

# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit aufgewickelten Drahtabstandshaltern.

Drahtdurchmesser: 1,2 mm

Drahtwerkstoff: Inconel 625

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha' = 2.2 \times \alpha = 3.258$ ,  $\alpha'' = \alpha'/2 = 1.629$ ,  $\alpha''' = \alpha/2 = 0.7405 \text{ W/cm}^2 \cdot \text{°C}$

Betriebszustand: stationär

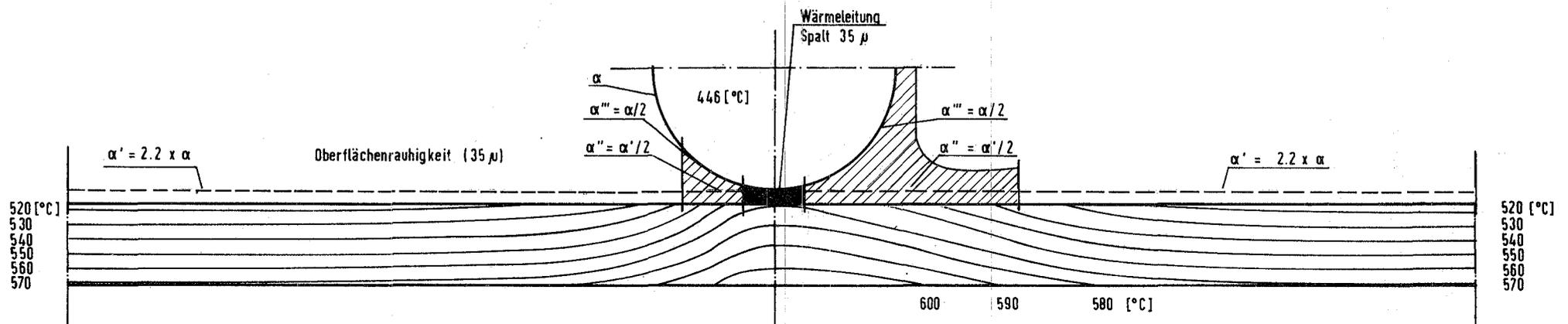


Abb. 29

Hüllrohrtemperaturen in der Coremitte nach

Ausfall eines von 4 Axialgebläsen

Strukturmaterial : Inconel 625

Hüllrohrprofil : Nr.1

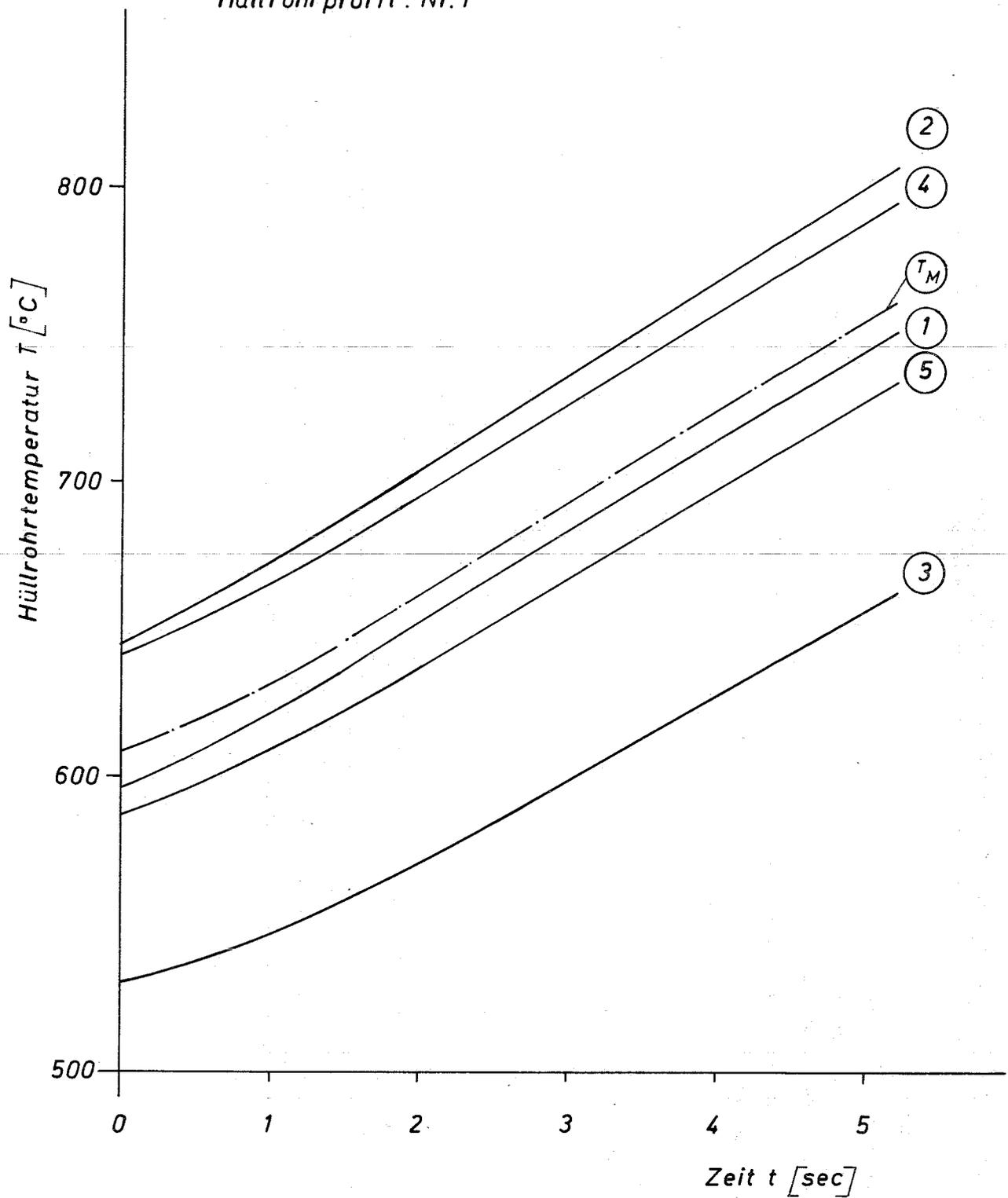


Abb. 30

○ Position am Hüllrohrumfang (Abb. 3)

Hüllrohrtemperaturen an der heißesten Stelle nach

Ausfall eines von 4 Axialgebläsen

Strukturmaterial: Inconel 625

Hüllrohrprofil Nr.1

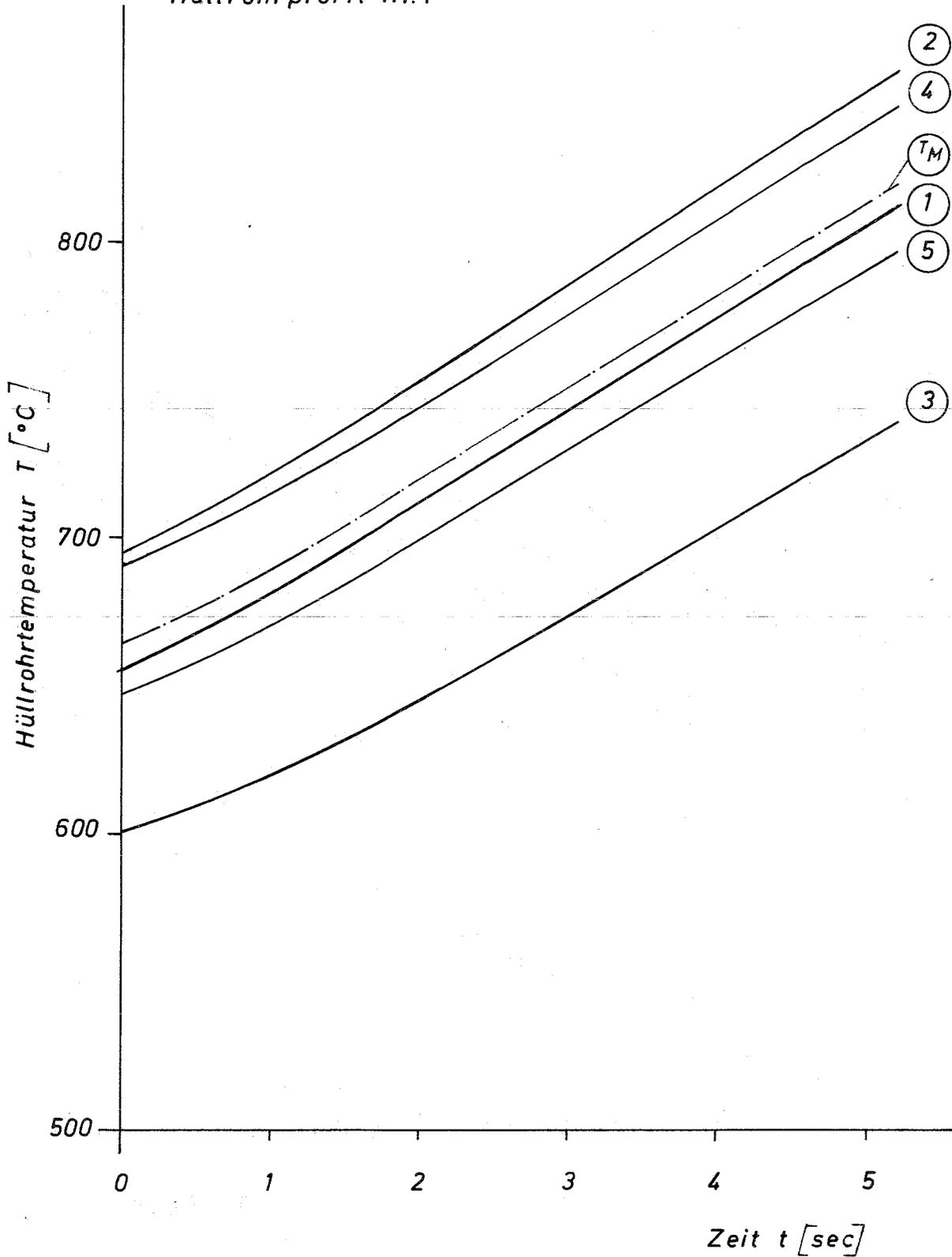


Abb. 31

○ Position am Hüllrohrumfang ( Abb. 3)

Hüllrohrtemperaturen in der Coremitte nach  
Ausfall eines von 4 Axialgebläsen  
Strukturmaterial: Inconel 625  
Hüllrohrprofil Nr. 5

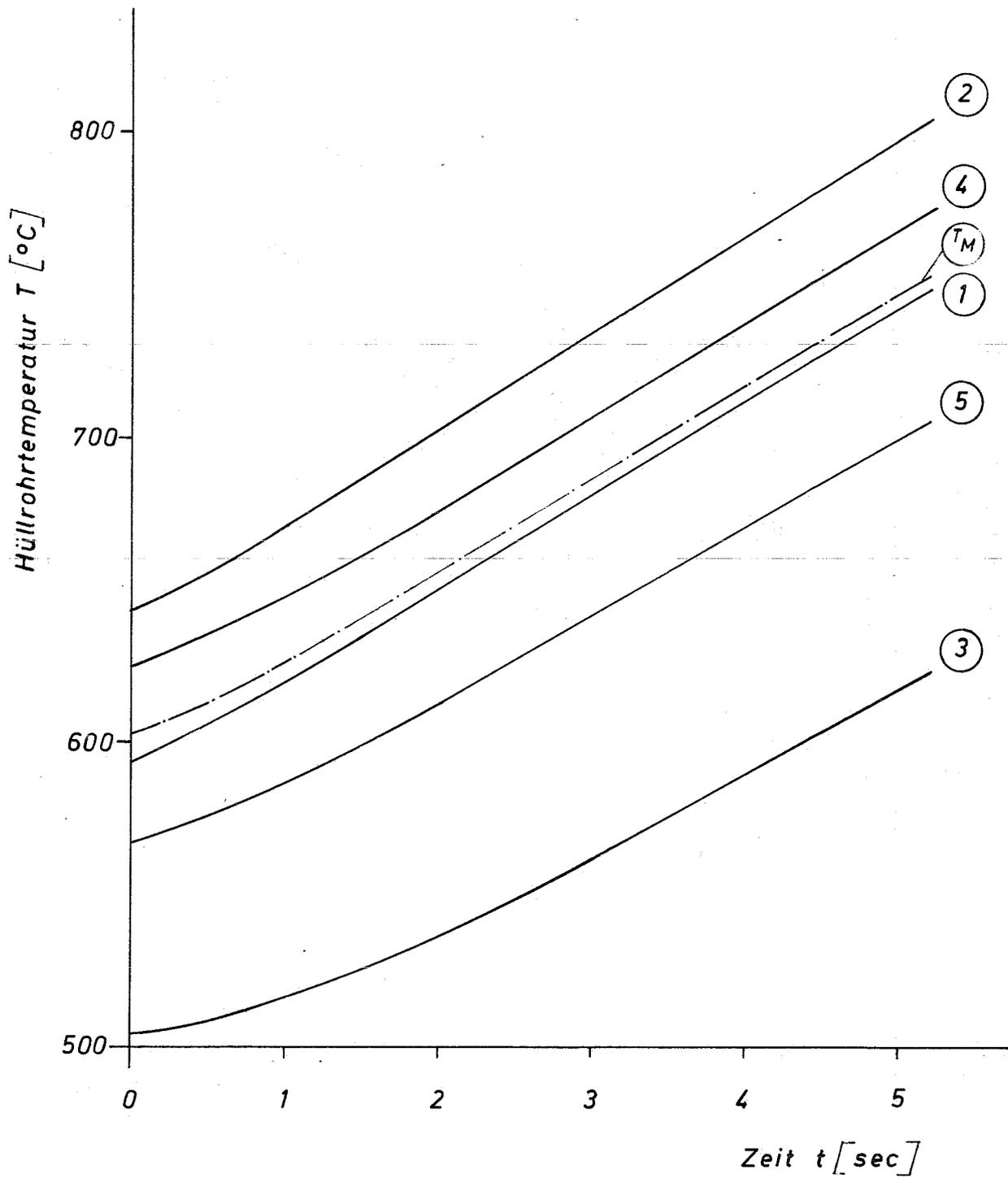


Abb. 32

○ Position am Hüllrohrumfang (Abb. 3)

Hüllrohrtemperaturen an der heißesten Stelle nach

Ausfall eines von 4 Axialgebläsen

Strukturmaterial: Inconel 625

Hüllrohrprofil Nr.5

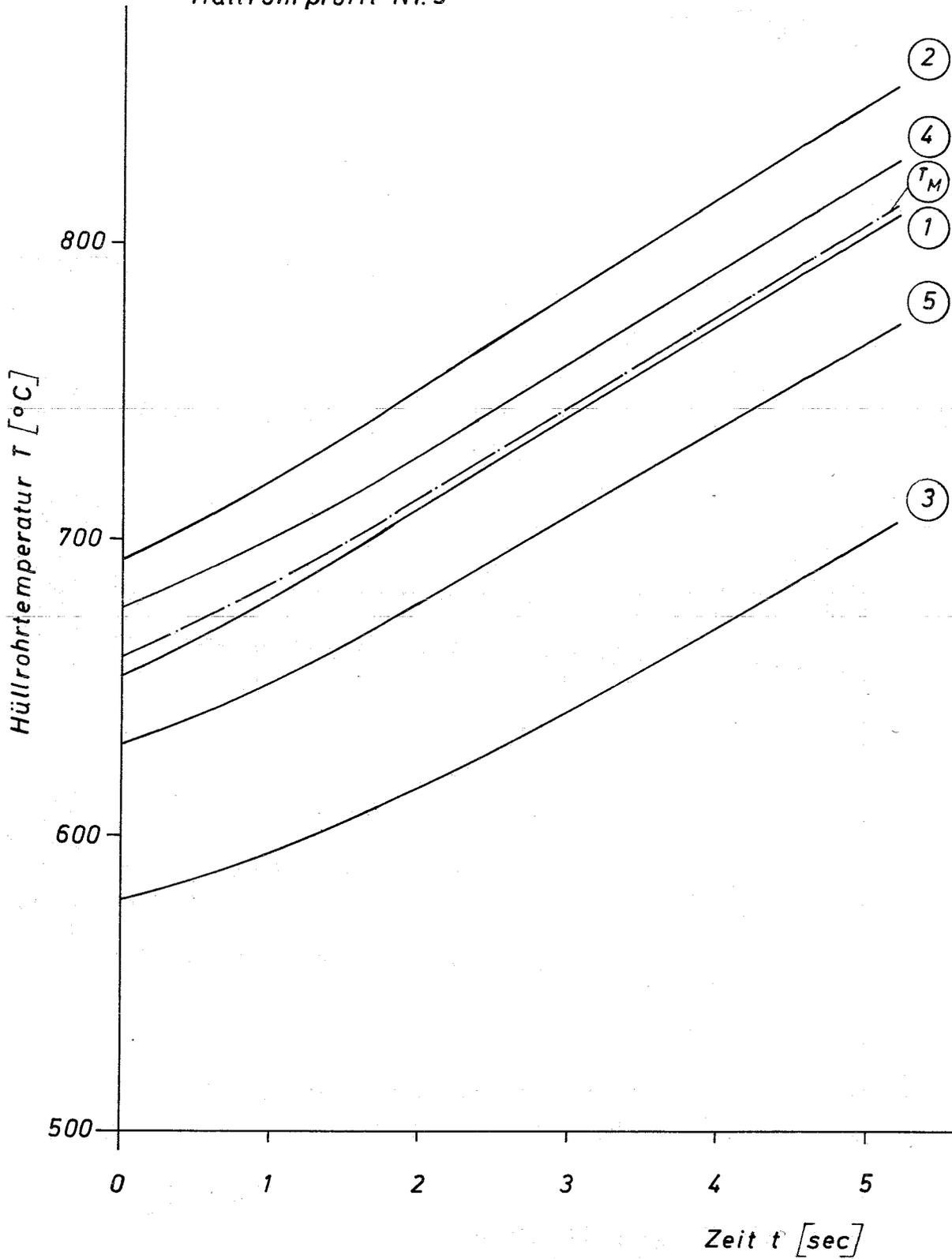


Abb.33

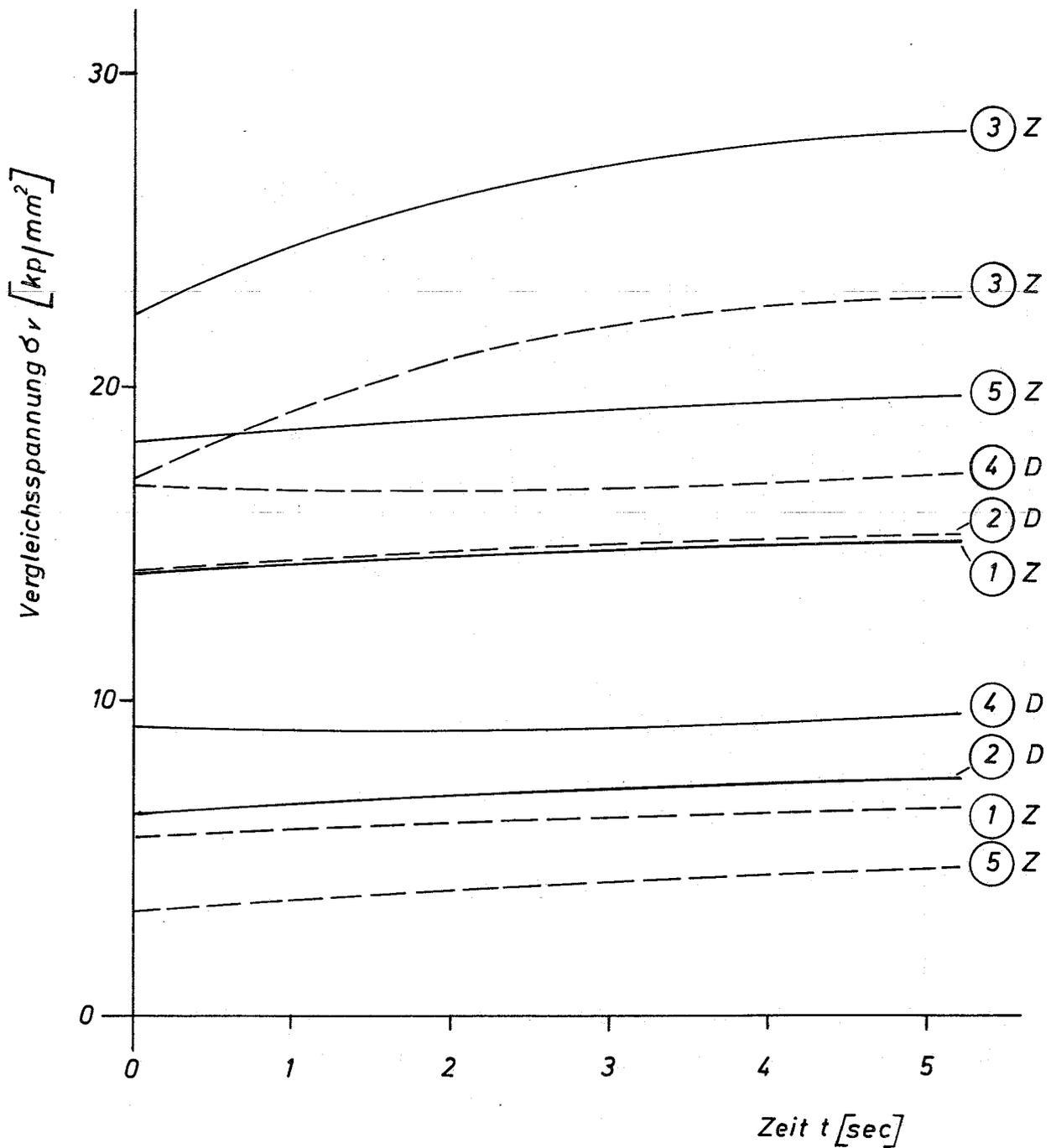
○ Position am Hüllrohrumfang (Abb. 3)

Beanspruchung eines berippten Hüllrohres in Coremitte nach

Ausfall eines von 4 Axialgebläsen

Strukturmaterial: Inconel 625

Hüllrohrprofil Nr.1



--- Beginn der BE-Standzeit

— Ende der BE-Standzeit

Z Zugspannung

D Druckspannung

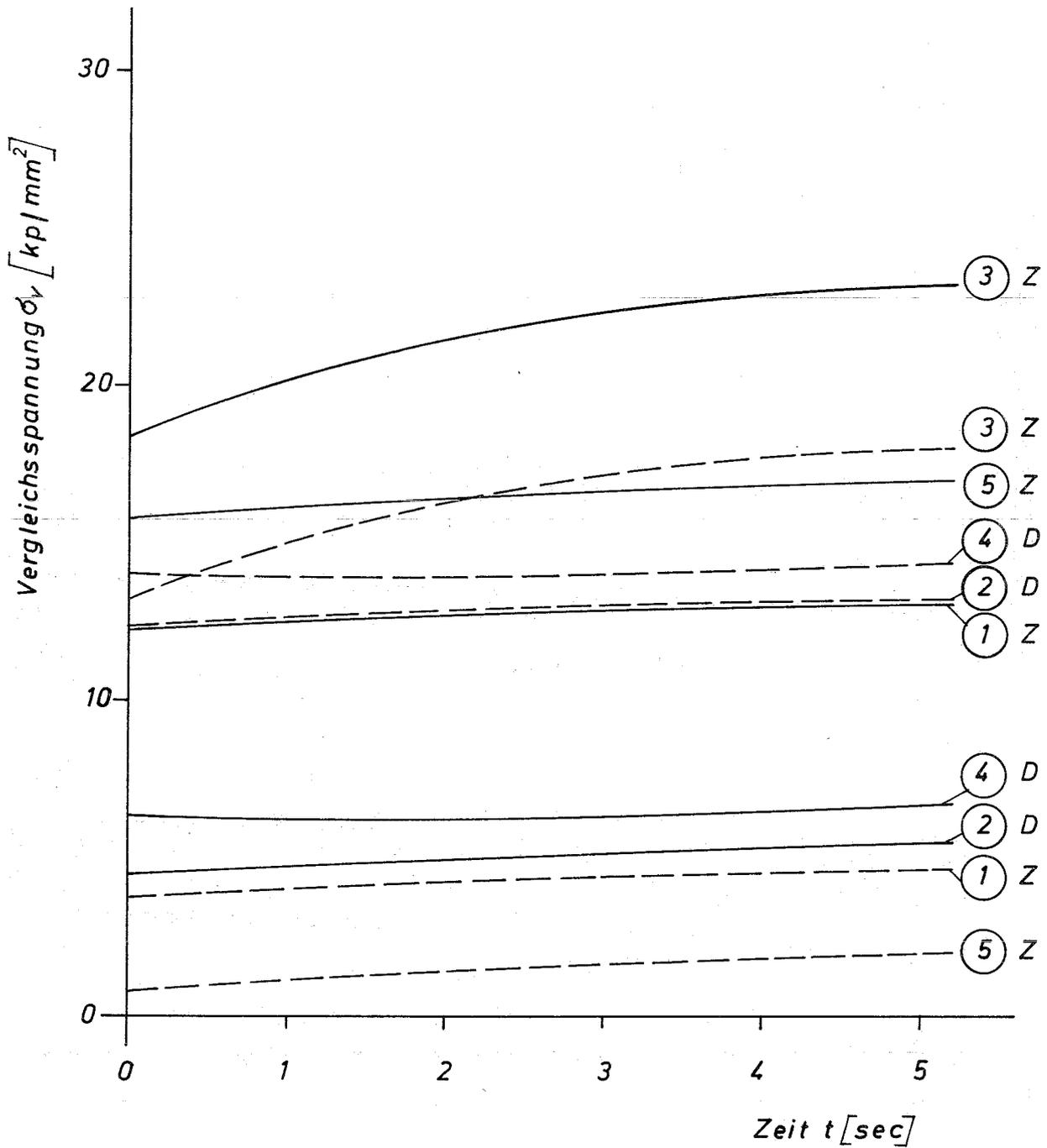
○ Position am Hüllrohrumfang ( Abb. 3 )

Abb. 34

Beanspruchung eines berippten Hüllrohres an der heißesten Stelle nach Ausfall eines von 4 Axialgebläsen

Strukturmaterial: Inconel 625

Hüllrohrprofil Nr.1



--- Beginn der BE-Standzeit  
 — Ende der BE-Standzeit

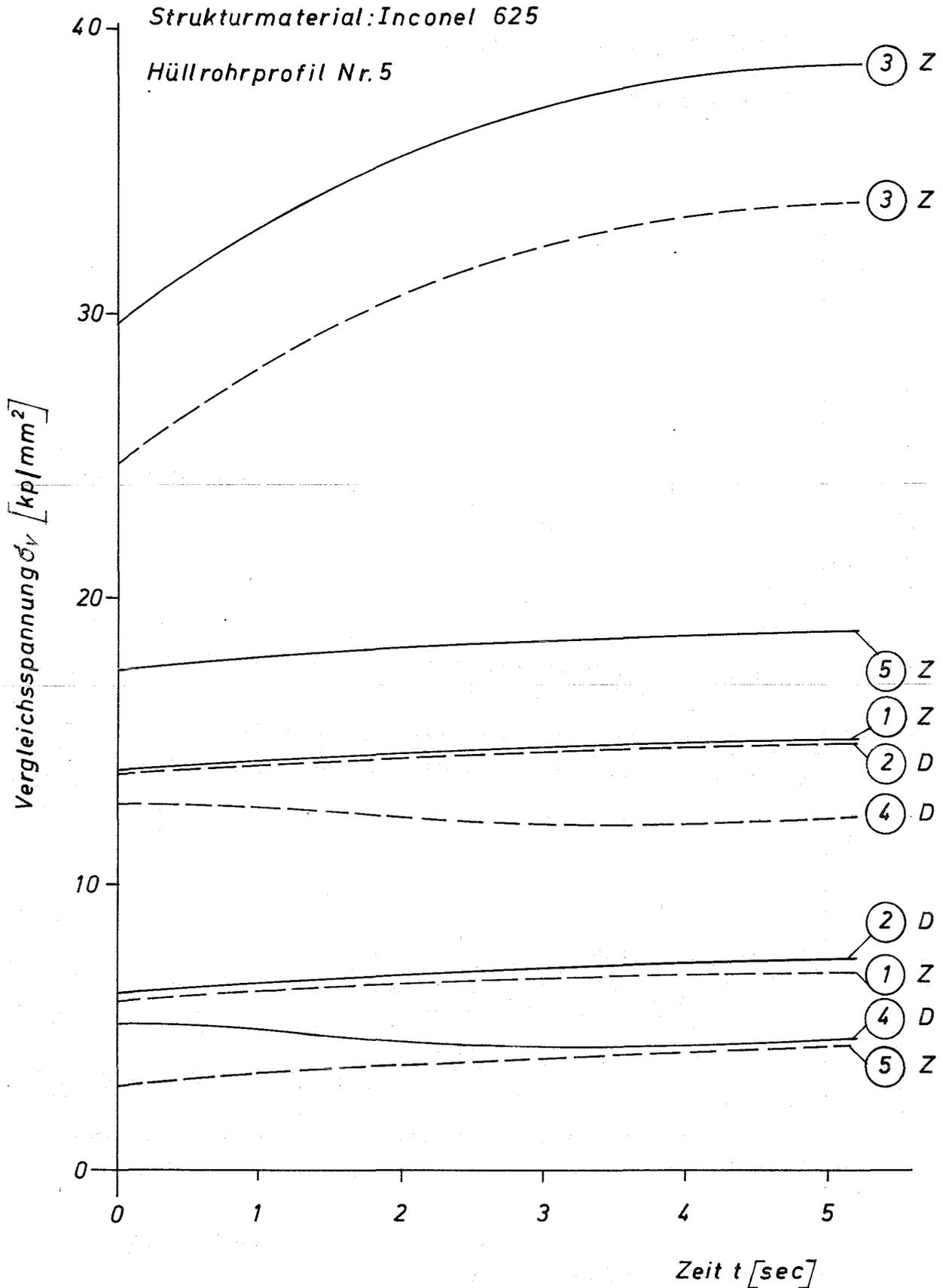
Z Zugspannung  
 D Druckspannung  
 O Position am Hüllrohrumfang (Abb. 3)

Abb. 35

Beanspruchung eines berippten Hüllrohres in Coremitte nach  
Ausfall eines von 4 Axialgebläsen

Strukturmaterial: Inconel 625

Hüllrohrprofil Nr. 5



--- Beginn der BE-Standzeit  
— Ende der BE-Standzeit

Z Zugspannung  
D Druckspannung  
○ Position am Hüllrohrumfang (Abb. 3)

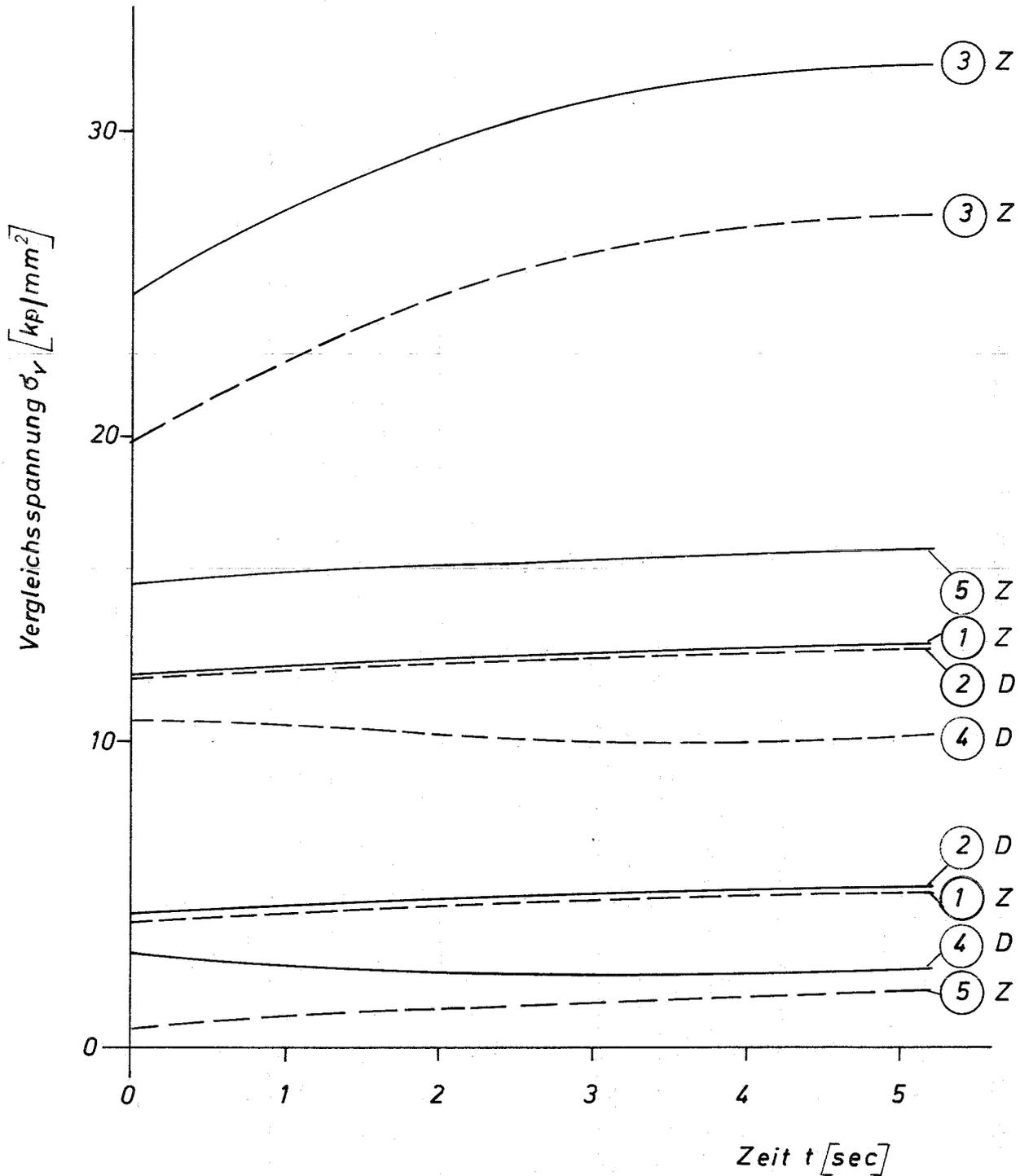
Abb. 36

Beanspruchung eines berippten Hüllrohres an der heißesten

Stelle nach Ausfall eines von 4 Axialgebläsen

Strukturmaterial: Inconel 625

Hüllrohrprofil Nr.5



--- Beginn der BE-Standzeit  
 — Ende der BE-Standzeit

Z Zugspannung  
 D Druckspannung  
 O Position am Hüllrohrumfang (Abb.3)

Abb. 37

# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen:  
 Rippenhöhe: 0,6 mm  
 Rippenkopfbreite: 0,6 mm  
 Rippenfußbreite: 1,2 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: instationär, 5 sec nach Ausfall eines von 4 Axialgebläsen

Temperaturverteilung an der Stelle: Coremitte

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1,24 \text{ W/cm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	22,9	28,1
Hüllrohr unter der Rippe	17,2	9,6

$T_M = 754 \text{ } [^\circ\text{C}]$

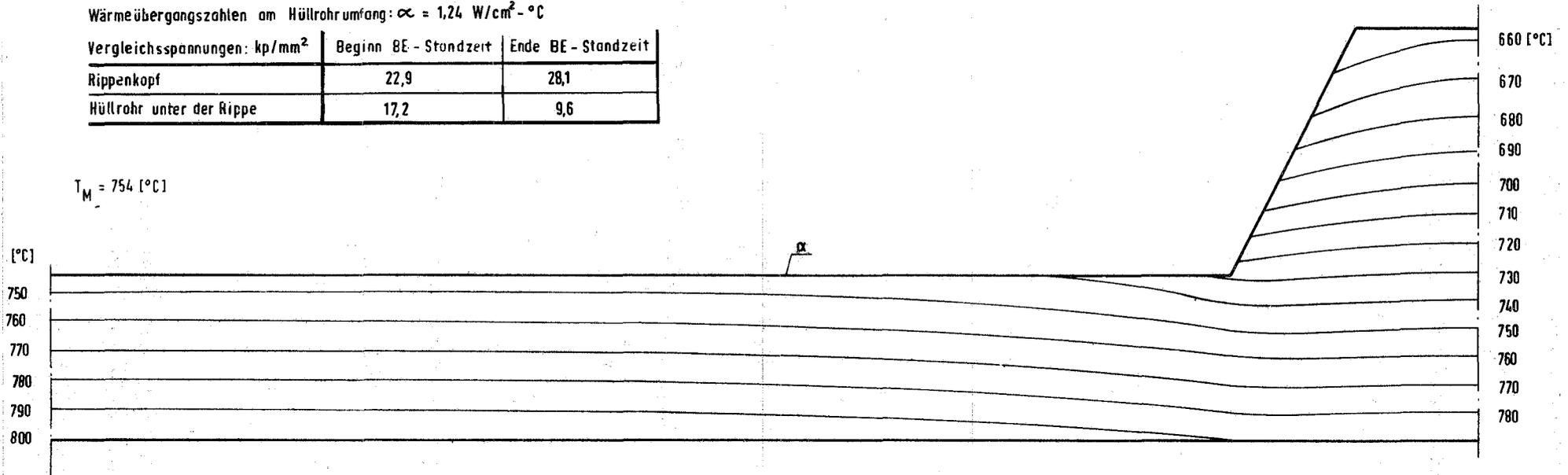


Abb. 38

# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen: Rippenhöhe: 0,6 mm  
 Rippenkopfbreite: 0,6 mm  
 Rippenfußbreite: 1,2 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: instationär, 5 sec nach Ausfall eines von 4 Axialgebläsen

Temperaturverteilung an der Stelle: max. Hüllrohrtemperatur

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1,17 \text{ W/cm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	18,0	23,2
Hüllrohr unter der Rippe	14,3	6,7

$T_M = 812 \text{ [}^\circ\text{C]}$

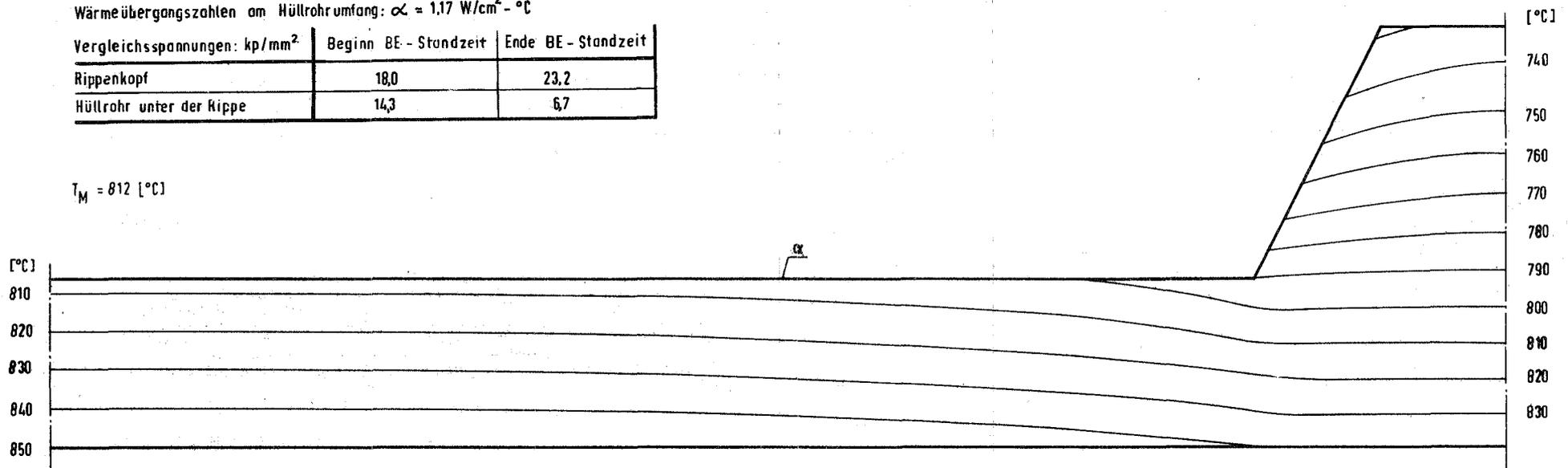


Abb. 39



# Temperaturverteilung in einem Brennstoffhüllrohr mit 3 integralen Wendelrippen.

Abmessungen der Wendelrippen: Rippenhöhe: 0,6 mm  
 Rippenkopfbreite: 0,6 mm  
 Rippenfußbreite: 0,6 mm

Hüllrohrwerkstoff: Inconel 625

Betriebszustand: instationär, 5 sec nach Ausfall eines von 4 Axialgebläsen

Temperaturverteilung an der Stelle: max. Hüllrohrtemperatur

Wärmeübergangszahlen am Hüllrohrumfang:  $\alpha = 1.17 \text{ W/cm}^2 \cdot \text{°C}$

Vergleichsspannungen: kp/mm <sup>2</sup>	Beginn BE - Standzeit	Ende BE - Standzeit
Rippenkopf	27,2	32,1
Hüllrohr unter der Rippe	10,2	24

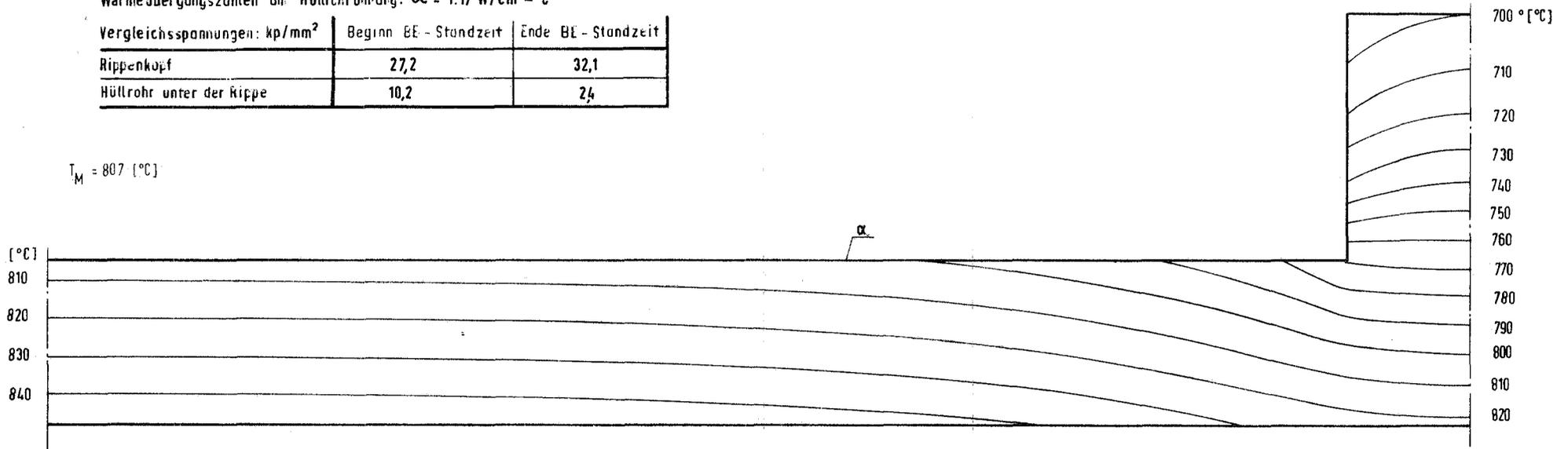


Abb. 41