

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM
KARLSRUHE**

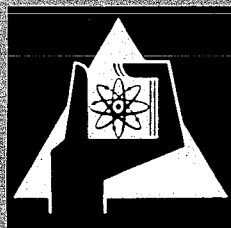
März 1971

KFK 1387

Institut für Reaktorentwicklung
Projekt Schneller Brüter

Änderung der Auslegung von Zwischenwärmetauschern
für natriumgekühlte Reaktoren bei Verwendung
von ferritischen Werkstoffen

H. Schnauder, R. A. Müller



GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.
KARLSRUHE

Als Manuskript vervielfältigt

Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

**GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.
KARLSRUHE**

KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

März 1971

KFK 1387

Institut für Reaktorentwicklung
Projekt Schneller Brüter

Änderung der Auslegung von Zwischenwärmetauschern für
natriumgekühlte Reaktoren bei Verwendung von ferriti-
schen Werkstoffen

H. Schnauder

R. A. Müller

Gesellschaft für Kernforschung m.b.H., Karlsruhe

Zusammenfassung

Für einen Na/Na-Zwischenwärmetauscher wird ein wirtschaftlicher Vergleich zwischen einer Ausführung aus ferritischem Stahl und einer aus austenitischem angestellt. Für die Untersuchung stand ein Programmsystem zur Verfügung, das neben der thermischen Auslegung auch die wichtigsten Festigkeitsrechnungen durchführt. Bei konstanten Betriebsbedingungen wird der Einfluß von Tauscherrohrdurchmesser und Wandstärke auf die Gesamtkosten, das Bauvolumen und die Heizfläche untersucht und in Kurvenform dargestellt. Für die sich ergebenden optimalen Rohrabmessungen ist ferner der Einfluß verschiedener Betriebsgrößen auf die Gesamtkosten wiedergegeben.

Abstract

For a sodium/sodium intermediate heat exchanger a comparison is made of the economics of one design of ferritic steel and one made of austenitic steel. A program system was available for the investigation which carries out the most important strength calculations in addition to the thermal design. Under constant operating conditions, the influence of the diameter of the heat exchanger tube and the wall thickness on overall costs building volume and heating area is investigated and represented in curves. Moreover, the influence of various operating parameters on the total costs is shown for the optimum tube diameters elaborated.

<u>Inhaltsverzeichnis:</u>	<u>Seite</u>
1. Einleitung	1
2. Bauform des Wärmetauschers	2
3. Programmsystem	3
4. Voraussetzungen und Annahmen	7
5. Parameteruntersuchungen und Ergebnisse	9
Literaturverzeichnis	14

1. Einleitung

Die Kühlkreiskomponenten natriumgekühlter Reaktoren werden im allgemeinen aus austenitischen Stählen hergestellt, da das Korrosions- und Festigkeitsverhalten dieser Werkstoffe in dem infrage kommenden Temperaturbereich die gestellten Anforderungen recht gut erfüllt. Nachteilig ist dabei jedoch der verhältnismäßig hohe Preis. Daher wurde wiederholt die Anwendung von geeigneten, warmfesten ferritischen Stählen vorgeschlagen. Tatsächlich sind einige handelsübliche Qualitäten in Gegenwart von flüssigem Natrium bis etwa 480 °C ausreichend beständig. Ein Einsatz über diesen Temperaturbereich hinaus ist wegen des dann auftretenden Entkohlungsprozesses nicht mehr möglich. Durch stabilisierende Legierungsbestandteile (z.B. Nb) läßt sich jedoch der Einsatzbereich zu höheren Temperaturen hin, und damit in den Anwendungsbereich der austenitischen Stähle, verschieben. Die erste Anlage, für die ein in dieser Weise modifizierter ferritischer Stahl verwendet wurde, ist die kompakte natriumgekühlte Reaktoranlage in Karlsruhe (KNK).

Ein Vergleich beider Werkstoffarten im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit bereitet gewisse Schwierigkeiten, da nicht nur verschiedene Werkstoffpreise, sondern auch verschiedene Werkstoffeigenschaften miteinander in Beziehung zu setzen sind. Das führt bei gleichen Betriebsbedingungen zu unterschiedlichen Abmessungen, ggf. sogar zu unterschiedlichen konstruktiven Ausführungen. Daneben sind verschiedene Verarbeitungs-, Fertigungs- und Prüfkosten zu berücksichtigen.

Dieser Beitrag befaßt sich mit einer derartigen vergleichenden Untersuchung. Sie wurde für einen Na/Na-Zwischenwärmetauscher durchgeführt, da er eine für den gesamten Kreislauf repräsentative Komponente darstellen dürfte.

Für die erforderlichen Rechnungen stand ein Programmsystem [1] zur Verfügung, das neben der stationären wärmetech-nischen Auslegung der Heizfläche auch die Abmessungen des Behälter festlegt, die wichtigsten festigkeitsmäßigen Berechnungen ausführt und mit vorgegebenen Einheitspreisen die Kosten ermittelt. Die Ausgabe kann u.a. in graphischer Form, als Kurven und als maßstäbliche Prinzipzeichnung, erfolgen.

2. Bauform des Wärmetauschers

Abb. 1 zeigt schematisch den Aufbau des Wärmetauschers. Es ist eine häufig vorkommende Bauweise, wie sie in ähnlicher Form auch beim SNR-Entwurf vorgesehen ist. Der Wärmetauscher hat ein Geradrohrbündel und arbeitet nach dem Gegenstromprinzip. Die Strömungsführung ist so gewählt, daß die natürlichen, stabilen Strömungsrichtungen gewahrt bleiben. Das sich abkühlende primäre Natrium durchströmt das Rohrbündel mantelseitig von oben nach unten, das sich aufheizende sekundäre innerhalb der Rohre von unten nach oben. Das Rohrbündel mündet in zwei Rohrplatten ein, wird im Zentrum von einem mehrschichtigen Zentralrohr durchdrungen und ist außen von einem Strömungsmantel umgeben. Die obere Rohrplatte ist zwischen den Behälterflanschen

eingespannt, die untere, in vertikaler Richtung verschiebbar, als Teil eines Schwimmkopfes ausgebildet.

3. Programmsystem

Abb. 2 zeigt ein vereinfachtes Schema des verwendeten Programmsystems. Die stark umrandeten Felder stellen Hauptunterprogramme dar, denen die **übrigen Unterprogramme zugeordnet sind**.

Das übergeordnete Steuerprogramm koordiniert den gesamten Rechnungsablauf. Die Ergebnisse jeder Einzelrechnung werden in einem Zwischenspeicher abgelegt, um am Ende der Rechnung wieder für die graphische Ausgabe zur Verfügung zu stehen.

Feste Eingaben sind im wesentlichen Leistung oder Durchsatz, die Temperaturen am Ein- und Austritt, Rohrabmessungen und Werkstoffe, sowie wahlweise die Druckabfälle im Rohrbündel, oder die Kühlmiteleintrittsgeschwindigkeiten bzw. die Rohrteilung dazu noch einige Steuergrößen. Anhand der Eingabedaten, und wenn diese nicht ausreichen mittels Schätzwerten, wird die Querschnittsaufteilung des Rohrbündels vorgenommen. Daran schließt sich die schrittweise Wärmedurchgangsrechnung mit dem Ziel der Heizflächenbestimmung an. Liegen Heizfläche und Abmessungen fest, folgt die Druckabfallrechnung. Die anfänglichen Schätzwerte werden mit den sich aus der Rechnung ergebenden verglichen und ggf. so oft korrigiert, bis die Abweichungen innerhalb bestimmter, vorgegebener Grenzen liegen.

Die den Wärmeübergang bestimmenden Nusselt-Beziehungen sind in Abb. 3 wiedergegeben. Innerhalb der Rohre wird nach den Beziehungen von Seban und Shimazaki [2] Gl. (1) bzw. nach Dwyer [3] Gl. (2) gerechnet, mantelseitig, für das längsbe- strömte Rohrbündel, nach Dwyer [3] Gl. (3) bzw. nach Fried- land und Bonilla [2] Gl. (4). Die temperaturabhängigen Stoff- daten werden der Stoffdatenbibliothek entnommen.

An die wärmetechn. Auslegung schließt sich die Behälterauslegung an. Der Bestimmung des Behälteraußendurchmessers liegt die Annah- me zugrunde, daß der Außendurchmesser gleich dem Flanschaußen- durchmesser ist. Der Zentralrohrinnendurchmesser ergibt sich aus der vorgegebenen Durchflußgeschwindigkeit. Der Innendurchmesser des Schwimmkopfes ist gleich dem Rohrbündeldurchmesser gewählt. Die Wandstärken errechnen sich gemäß den in den AD-Merkblättern enthaltenen Berechnungsvorschriften. Die für die Auslegung maß- gebenden Festigkeitsbeiwerte kommen ebenfalls aus der Stoffdaten- bibliothek, es sind die Minimalwerte aus den folgenden drei Festigkeitskennwerten jeweils dividiert durch den entsprechen- den Sicherheitsbeiwert:

1. Die Streckgrenze bei Ferrit, bzw. die $\sigma_{0,2}$ -Grenze bei Austenit, bei Berechnungstemperatur und bei 1-facher Si- cherheit.
2. Die Zeitstandfestigkeit für 100 000 h $\sigma_{B/100\ 000}$ bei Berechnungstemperatur, ebenfalls bei 1,5-facher Sicher- heit.

3. Die 1 %-Zeitdehngrenze für 100 000 h $\sigma_{1/100\ 000}$ bei Berechnungstemperatur und einfacher Sicherheit.

Die Wandstärken sind gegenüber den rechnerischen Werten nach unten durch **vorgegebene Minimalwandstärken begrenzt.**

Die Auslegung der Rohrplatten wird nach O'Donnell und Langer [4] nach der Methode der äquivalenten Elastizitätskonstanten vorgenommen. Das Verfahren beruht darauf, daß die Platte wie eine volle Scheibe zu rechnen ist, jedoch mit entsprechend korrigierten Elastizitätskonstanten.

Grundlage für die Flanschauslegung ist die Vornorm DIN 2505 zur "Berechnung von Flanschverbindungen", dabei lassen sich die Flanschabmessungen nicht unmittelbar berechnen, sondern für eine vorliegende Konstruktion kann nur die Nachrechnung erfolgen. Daher beginnt die Rechnung zunächst mit Annahmen, die auf iterativem Wege solange korrigiert werden, bis die rechnerischen Spannungen innerhalb der zulässigen liegen.

Die Schraubenanzahl bestimmt das Programm gemäß DIN 28030 (Flanschverbindungen für Behälter und Apparate) zu $0,04 \times$ Flanschinnendurchmesser, wobei die Zahl auf ein ganzes Vielfaches von 4 auf- bzw. abgerundet wird. Die Berechnung des Schraubenquerschnittes erfolgt nach DIN 2505, die Ausführung nach DIN 2510 (Schrauben-

bolzen mit Dehnschaft), wobei der nächstgrößere Normdurchmesser ausgewählt wird.

Der Auslegung des unteren Flansches liegt ein Verfahren von Schwaigerer [5] zugrunde, das auch für die Vornorm DIN 2505 mit als Grundlage diente. Da Innen- und Außendurchmesser und Schraubenzahl von dem oberen Flansch her vorliegen, braucht nur noch die Flanschdicke ermittelt zu werden, was ebenfalls auf iterativem Wege geschieht.

Als Flanschdichtungen sind **Metall-O-Ringe vorgesehen.**

Ein sich anschließendes Unterprogramm errechnet die Druckabfälle in dem Behälter, sowohl primär-als auch sekundärseitig.

Die festigkeitsmäßige Nachrechnung der Wärmetauscherrohre erfolgt entsprechend den Richtlinien der AD-Merkblätter. Bei Wärmetauscherrohren mit größeren Wandstärken und bei hohen Belastungen besteht die Gefahr der plastischen Verformungen, besonders an den am höchsten belasteten Stellen. Überschreiten diese Verformungen ein bestimmtes Maß, so kommt es bei Druckentlastung und Abkühlung (Abschaltung) zu plastischen Rückverformungen, was zur Ermüdung des Werkstoffs und damit zu einem frühen Bruch der Tauscherrohre führen kann. Daher wird die Sicherheit gegen plastische Rückverformung an der am höchsten

belasteten Stelle nach einem von Ulrich [6] angegebenen Verfahren nachgerechnet.

Dazu sei angemerkt, daß in der Regel bei den üblichen Tauscherrohrabmessungen und Heizflächenbelastungen die Sicherheit gegen plastische Rückverformung so hoch ist, daß von dieser Seite aus keine Einschränkung zu erwarten ist. Damit ist die eigentliche Auslegungsrechnung abgeschlossen und die Wärmetauscherkosten können mittels der vorgegebenen Einheitspreise berechnet werden.

Liegen alle Daten vor, so werden sie an den Ausgabeprogrammteil weitergegeben.

4. Voraussetzungen und Annahmen

Der Untersuchung wurden der stabilisierte Ferrit 10 Cr Mo Nb 9 10 und der Austenit X 8 Cr Ni Nb 16 13 zugrunde gelegt. Es galt die Voraussetzung, daß die Wärmetauscher aus den beiden Werkstoffen den gleichen konstruktiven Aufbau haben und jeweils ganz aus Ferrit bzw. ganz aus Austenit gefertigt sind. Die unterschiedlichen Material-, Verarbeitungs-, Fertigungs- und Prüfkosten sind in den spezifischen Preisen für das Rohrbündel einschließlich Einbauten, Tragkonstruktion und Rohrplatten [DM/m²] und für den Behälter einschließlich Flansch [DM/kg] enthalten. Dabei wurde vorausgesetzt, daß alle Fertigungs- und Verarbeitungsprobleme, wie sie sich von den verschiedenen Werkstoffen her er-

geben, gelöst sind und keine Mehrkosten für eine evtl. **Erst-**ausführung entstehen.

Die spezifischen Preise für das Rohrbündel sind in Abb. 4 wiedergegeben. Über die Richtigkeit der angenommenen Einheitspreise kann keine Aussage gemacht werden, zumal uns als Forschungszentrum die genauen Preise nicht zur Verfügung stehen. Die Tendenz der Kurven und ihre Relation zueinander dürften aber wahrscheinlich, für Wärmetauscher der hier untersuchten Größenordnung, dem wahren Verlauf nahe kommen. Die spezifischen Behälterpreise wurden für Ferrit mit 14 DM/kg und für Austenit mit 24,5 DM/kg angenommen.

Die Betriebszustände des Zwischenwärmetauschers sind im allgemeinen von der Gesamtanlage her vorgegeben, sie wurden daher für die Untersuchung konstant gehalten und wie folgt angenommen:

Leistung	250 MW
Primäre Eintrittstemperatur	550 °C
Primäre Austrittstemperatur	380 °C
Sekundäre Eintrittstemperatur	340 °C
Sekundäre Austrittstemperatur	530 °C
Druckabfall primär = sekundär	0,7 at
Auslegungsdruck primär	10 at
Auslegungsdruck sekundär	15 at

Tab. 1: Betriebszustände und Auslegungsgrößen

Zur Berechnung des Zentralrohrinnendurchmessers wurde eine Durchflußgeschwindigkeit von 4 m/s vorgegeben. Die Zentralrohrwandstärke ist nach unten auf 10 mm begrenzt. Um das Zentralrohr sind zwei weitere Rohre mit jeweils ca. 12 mm Spalt und 8 mm Wandstärke angeordnet. Als minimale Wandstärken für den Schwimmkopfmantel und den Behältermantel wurden 10 bzw. 12 mm angenommen. Die minimale Wandstärke des Rohrbündelmantels beträgt 8 mm. Vor den Rohrplatten sind auf der primären Seite (Rohrbündelseite) jeweils zwei Schockbleche von 5 mm Wandstärke angeordnet.

Die Auslegung beruht auf der primären Eintrittstemperatur plus einem Sicherheitszuschlag von 20 °C. Der primäre Auslegungsdruck wurde für den Behälter und die Flansche, der sekundäre für die Tauscherrohre, das Zentralrohr und die Rohrplatten eingesetzt.

5. Parameteruntersuchungen und Ergebnisse

Bei den angenommenen Betriebszuständen (Temperaturen und Druckabfällen) wurde der Außendurchmesser der Wärmetauscherrohre im Bereich von 12 bis 36 mm und bei Wandstärken von 1,0 bis 2,0 mm variiert. Die Ergebnisse gibt die Abb. 5 wieder. Über dem Rohraußendurchmesser sind die Gesamtkosten mit der Rohrwandstärke als Parameter aufgetragen, wobei die drei unteren Kurven für Ferrit, die drei oberen für Austenit gelten. Man erkennt den starken Einfluß der Rohrwandstärke. Die Ursache ist in den verschiedenen Wärmeleitwiderständen zu suchen. Der Wärmeleitwiderstand in der Rohrwand ist bei Austenit um etwa den Faktor 2,5 bis 5, bei

Ferrit um etwa den Faktor 1,8 bis 3,6 größer als in der Grenzschicht auf der Rohraußen- bzw. Rohrinneenseite. Für Ferrit erbringt eine Wandstärkenerhöhung der Tauscherrohre um 0,5 mm eine Kostensteigerung um ca. 400 DM/MW, wo hingegen sich bei Austenit ca. 780 DM/MW ergeben.

In Abb. 6 sind die beiden Varianten mit minimalen Kosten als maßstäbliche Prinzipbilder, wie sie sich von der Rechenmaschine her über einen nachgeschalteten Plotter ergeben, gegenübergestellt. Links die austenitische Ausführung mit Tauscherrohrabmessungen 18 x 1 mm, recht die ferritische mit Rohrabmessungen 16 x 1 mm.

Bei den hier zugrunde gelegten Einheitspreisen ist die ferritische Ausführung der austenitischen eindeutig überlegen. Der Unterschied ist so ausgeprägt, daß auch bei relativ starken Änderungen der Preisgrundlagen nicht zu erwarten ist, daß sich ein wesentlich anderes Bild ergibt. Die Verwendung von ferritischen Stählen für die Kreislaufkomponenten natriumgekühlter Reaktoren dürfte demnach ein wirtschaftlich interessantes Entwicklungspotential darstellen.

Die Untersuchungen demonstrieren gleichzeitig, welche großen Möglichkeiten der Einsatz EDV-Anlagen auf dem Gebiet des tech-

nischen Entwurfs heute bietet. Stehen genügend viele geeignete Programme und Unterprogramme zur Verfügung, dann läßt sich durch eine zweckmäßige Kombination von Mensch und Maschine die Leistung des planenden Ingenieurs in früher nicht vorstellbarer Weise steigern. Die sonst so zeitraubenden Routinearbeiten können dann in einem Bruchteil der Zeit und vor allem viel zuverlässiger von der Maschine ausgeführt werden. Der Mensch kann sich dafür viel stärker auf die wichtigen übergeordneten Zusammenhänge konzentrieren. Er kann dann manchen Fragestellungen nachgehen, die sonst allein wegen des damit verbundenen Arbeitsaufwandes unberücksichtigt bleiben müßten. Das hier verwendete Programmsystem liefert zwar noch keinen fertigungsreifen Detailentwurf des Wärmetauschers, es stellt aber doch alle die Informationen zur Verfügung, die für grundsätzliche Entscheidungen und die Analyse einer Anlage erforderlich sind.

Da alle den Wärmetauscher betreffenden funktionalen Abhängigkeiten mit diesem Programm erfaßt sind, ist es eine reine Routineaufgabe auch beliebig andere Fragestellungen zu beantworten. Als Beispiel sollen die folgenden Abbildungen gelten:

In Abb. 7 ist der Einfluß des Rohraußendurchmessers bei verschiedenen Rohrwandstärken auf das Bauvolumen wiedergegeben. Eine Erhöhung der Wandstärke um 0,5 mm ergibt für Ferrit eine Vergrößerung des Bauvolumens um ca. $0,01 \text{ m}^3/\text{MW}$, für Austenit um ca. $0,014 \text{ m}^3/\text{MW}$.

Abb. 8 zeigt den Einfluß auf die Heizfläche bei der gleichen Parametervariation. Eine Wandstärkenerhöhung um 0,5 mm hat für Ferrit eine Heizflächenvergrößerung um etwa $0,65 \text{ m}^2/\text{MW}$, für Austenit um etwa $0,95 \text{ m}^2/\text{MW}$ zur Folge.

In den Abb. 9 bis 12 sind die Einflüsse verschiedener Betriebsgrößen auf die Gesamtkosten für die beiden optimalen Rohrabmessungen gemäß Abb. 5 wiedergegeben.

Abb. 9 zeigt den Gesamtkostenverlauf in Abhängigkeit vom primären Druckabfall, wobei die obere Kurve für Austenit, die untere für Ferrit, wie auch in den folgenden Abbildungen, gilt. Es zeigt sich der erwartete Kostenverlauf: eine Erhöhung der primärseitigen Pumpenenergie ergibt niedrigere Anlagekosten.

In Abb. 10 ist der Gesamtkostenverlauf in Abhängigkeit vom sekundären Druckabfall dargestellt. Hierbei zeigt sich für das gewählte Beispiel der umgekehrte Verlauf. Eine Vergrößerung des Druckabfalls bewirkt zwar ebenfalls eine Verbesserung des rohrinnenseitigen Wärmeüberganges, führt aber gleichzeitig zu einer Vergrößerung der Rohrlänge. Da aber der primäre Druckabfall konstant bleibt, sinkt der mantelseitige Wärmeübergang. In dem gewählten Beispiel überwiegt der Effekt auf der Mantelseite, was eine Heizflächenver-

größerung zur Folge hat. Dazu kommt noch eine Steigerung der Behälterkosten durch die Zunahme der Behälterhöhe, die die Verminderung durch die Abnahme des Behälterdurchmessers überwiegt. So erklärt es sich, daß bei zunehmendem sekundären Druckabfall auch die Gesamtkosten steigen.

In Abb. 11 sind die Gesamtkosten in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen primärer Eintritts- und sekundärer Austrittstemperatur dargestellt. Die primäre Eintrittstemperatur wurde dabei konstant gehalten. Erwartungsgemäß erbringt eine Vergrößerung der Temperaturdifferenz am heißen Ende des Wärmetauschers eine Senkung der Anlagekosten.

Abb. 12 zeigt die Gesamtkosten als Funktion von der Temperaturdifferenz zwischen primärer Austritts- und sekundärer Eintrittstemperatur, bei konstant gehaltener primärer Austrittstemperatur. Auch hier ergibt sich der erwartete Verlauf: Eine Vergrößerung der Temperaturdifferenz führt zu einer Senkung der Anlagekosten.

Diese Beispiele verdeutlichen den großen Vorteil derartiger Programmsysteme. Mit verhältnismäßig wenig Aufwand lassen sich die verschiedensten Einflußgrößen und Abhängigkeiten untersuchen und mit wenigen Iterationsschritten die optimalen Ausführungen finden.

Literaturverzeichnis

- [1] H.Schnauder:
Programmsystem zur thermodynamischen und festigkeits-
mäßigen Auslegung von natriumbeheizten Zwischenwärme-
tauschern - Veröffentlichung geplant.
- [2] R.Herrick:
Liquid Metal Heat Transfer by forced Convection,
TRG Report 546 (R) (1964)
- [3] D.E.Dwyer, P.S.Tu:
Analytical study of heat transfer rates for parallel
flow liquid metals through tube bundles,
I.Chem.Eng.Prog., Symposium Series, Vol.56, No.30,
p.183 (1960)
- [4] W.J.O'Donnell, B.F.Langer:
Design of Perforated Plates,
Transactions of the ASME, Journal of Engineering for
Industry (August 1962) pp.307-320
- [5] S.Schwaigerer:
Die Berechnung der Flanschverbindungen im Behälter-
und Rohrleitungsbau,
2. VDI, Bd.96, Nr. 1(1954), S.7-12
- [6] E.Ulrich:
Beitrag zur Berechnung von hochbelasteten Kessel-
und Überhitzerrohren,
BWK 18(1966) Nr. 7, S.339-44

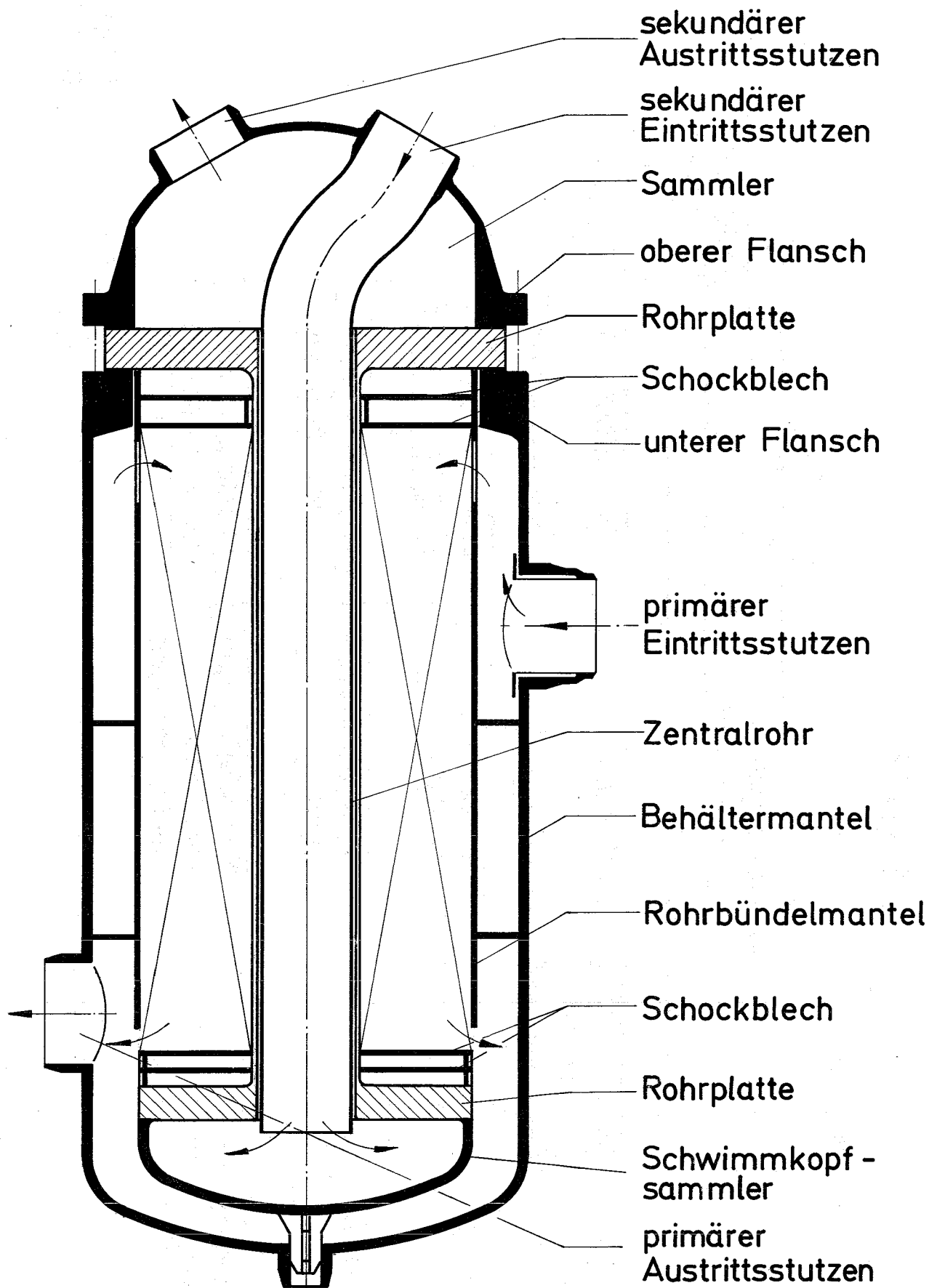


Abb. 1 Aufbau des Na/Na-Zwischenwärmetauschers

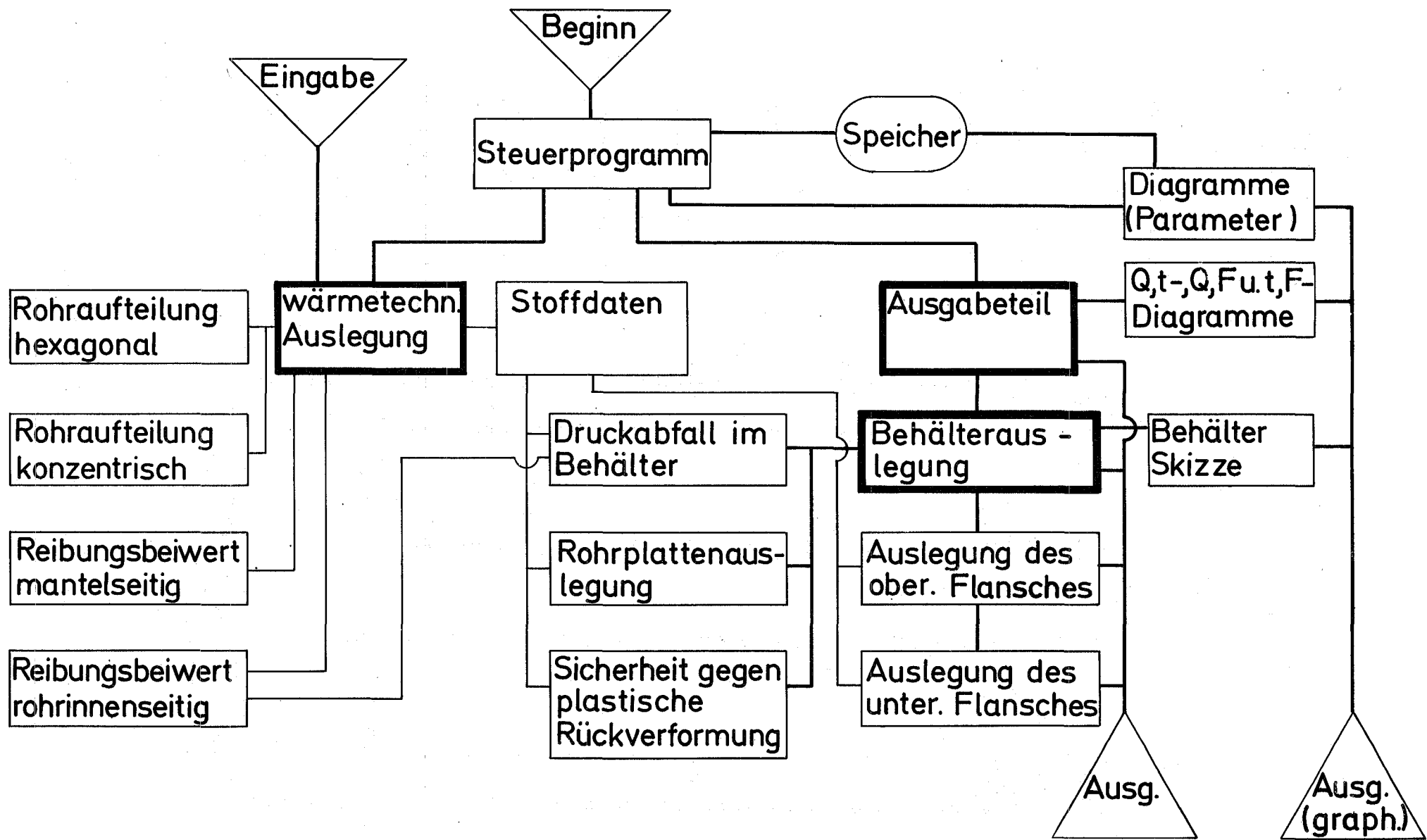


Abb. 2 Vereinfachtes Programmschema für das Na/Na-Wärmetauscherprogrammssystem

$$\underline{Pe < 200}$$

$$Nu = 5,0 + 0,025 Pe^{0,8} \quad (1)$$

$$\underline{200 \leq Pe \leq 20\,000}$$

$$Nu = 7,0 + 0,025 \left[Pe - \frac{182 \cdot Re}{(\epsilon_M / \nu)_{\max}^{1,4}} \right]^{0,8} \quad (2)$$

$$\underline{100 \leq Pe \leq 10\,000; 1,3 t/d_a \leq 2,5}$$

$$Nu = 0,93 + 10,81 \left(\frac{t}{d_a} \right) - 2,01 \left(\frac{t}{d_a} \right)^2 + 0,0252 \left(\frac{t}{d_a} \right)^{0,273} \cdot (\Psi \cdot Pe)^{0,8} \quad (3)$$

$$\Psi = 1 - \frac{1,82}{Pr (\epsilon_M / \nu)_{\max}^{1,4}}$$

$$\underline{t/d_a > 2,5}$$

$$Nu = 7,0 + 3,8 \left(\frac{t}{d_a} \right)^{1,52} + 0,027 \left(\frac{t}{d_a} \right)^{0,27} Pe^{0,8} \quad (4)$$

Abb.3 Verwendete Nu - Beziehungen

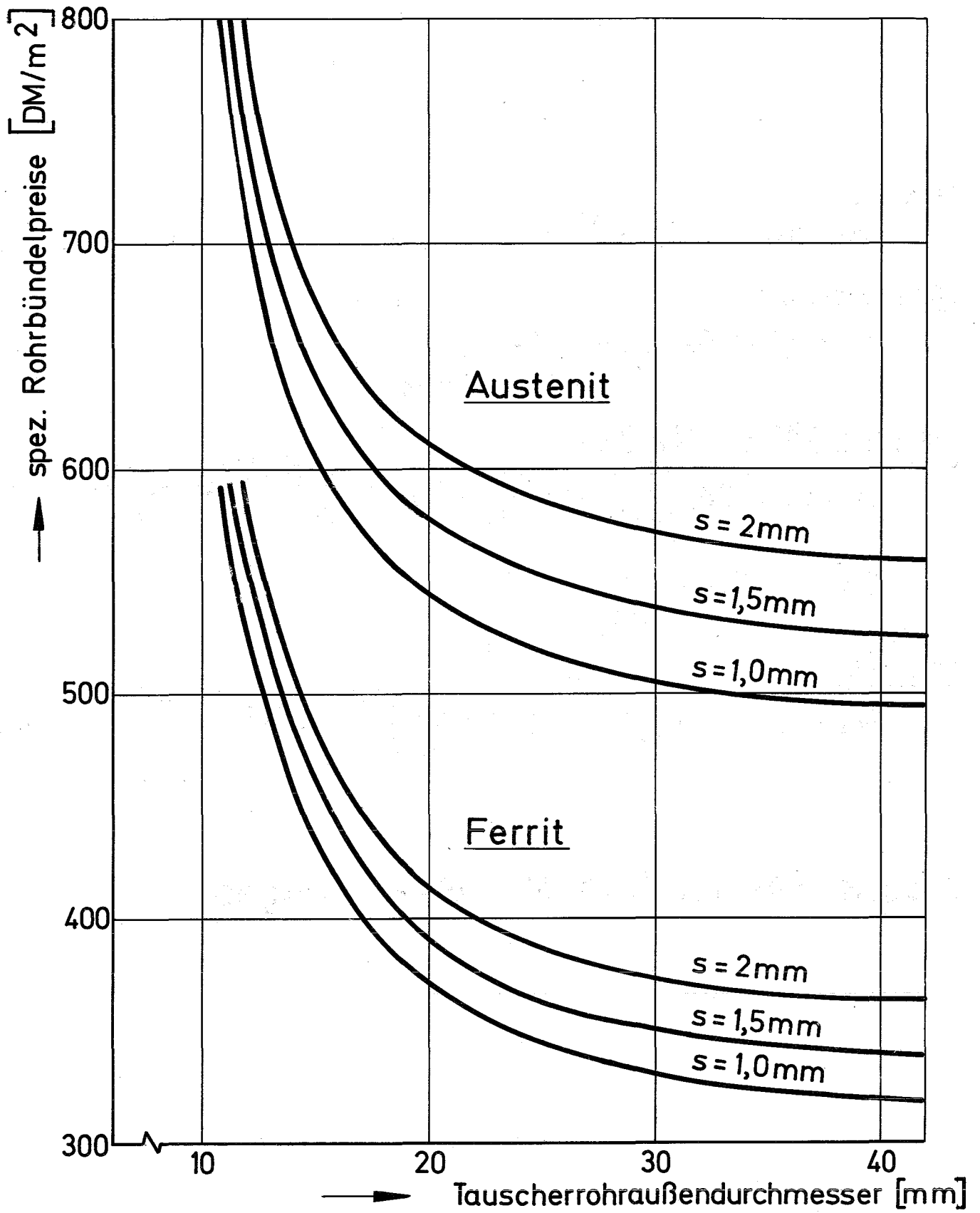


Abb. 4 Spezifische Heizflächenpreise als Funktion des Tauscherrohräußendurchmessers

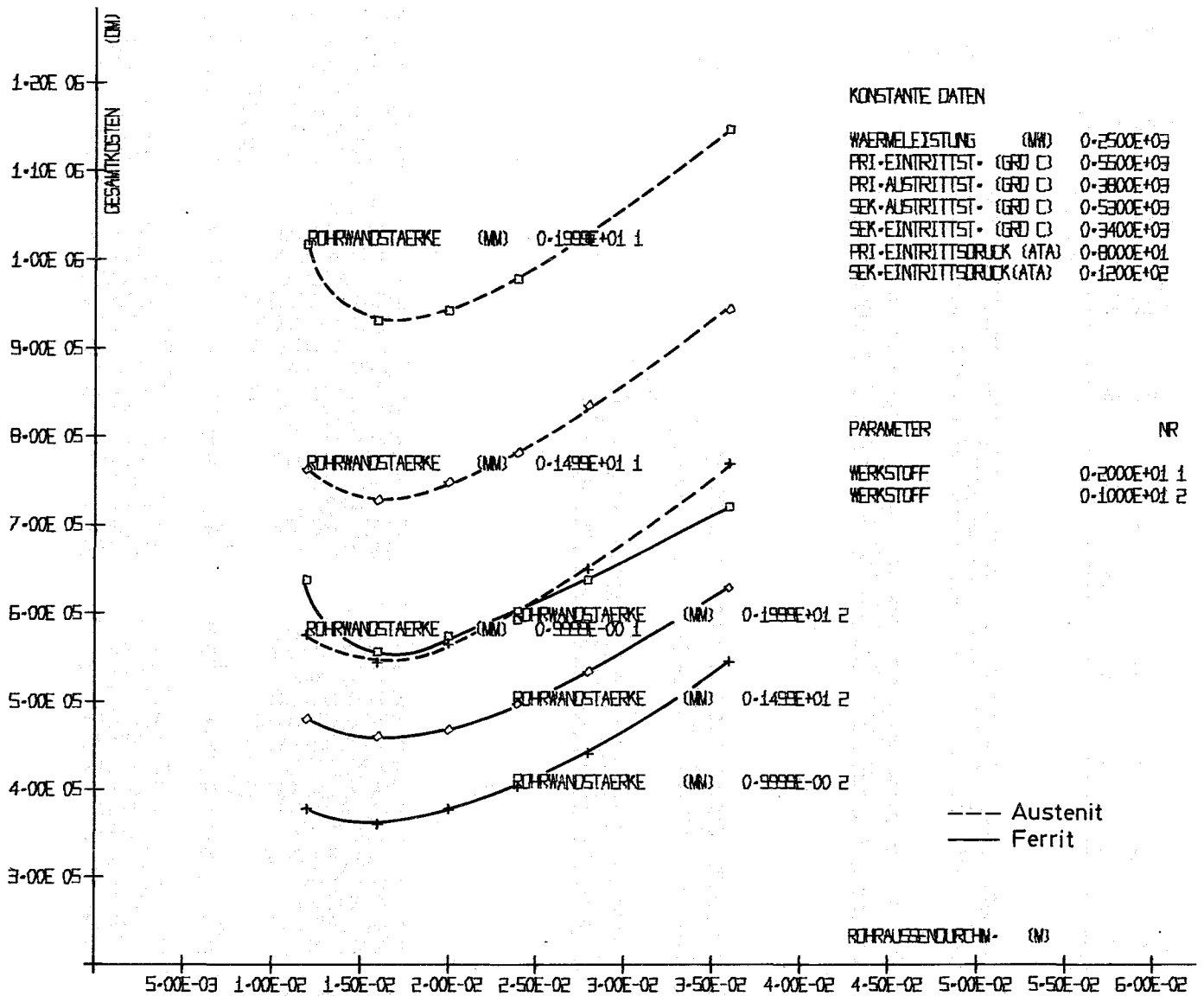


Abb. 5 Verlauf der Gesamtkosten als Funktion des Rohraußen -
durchmessers bei verschiedenen Rohrwandstärken

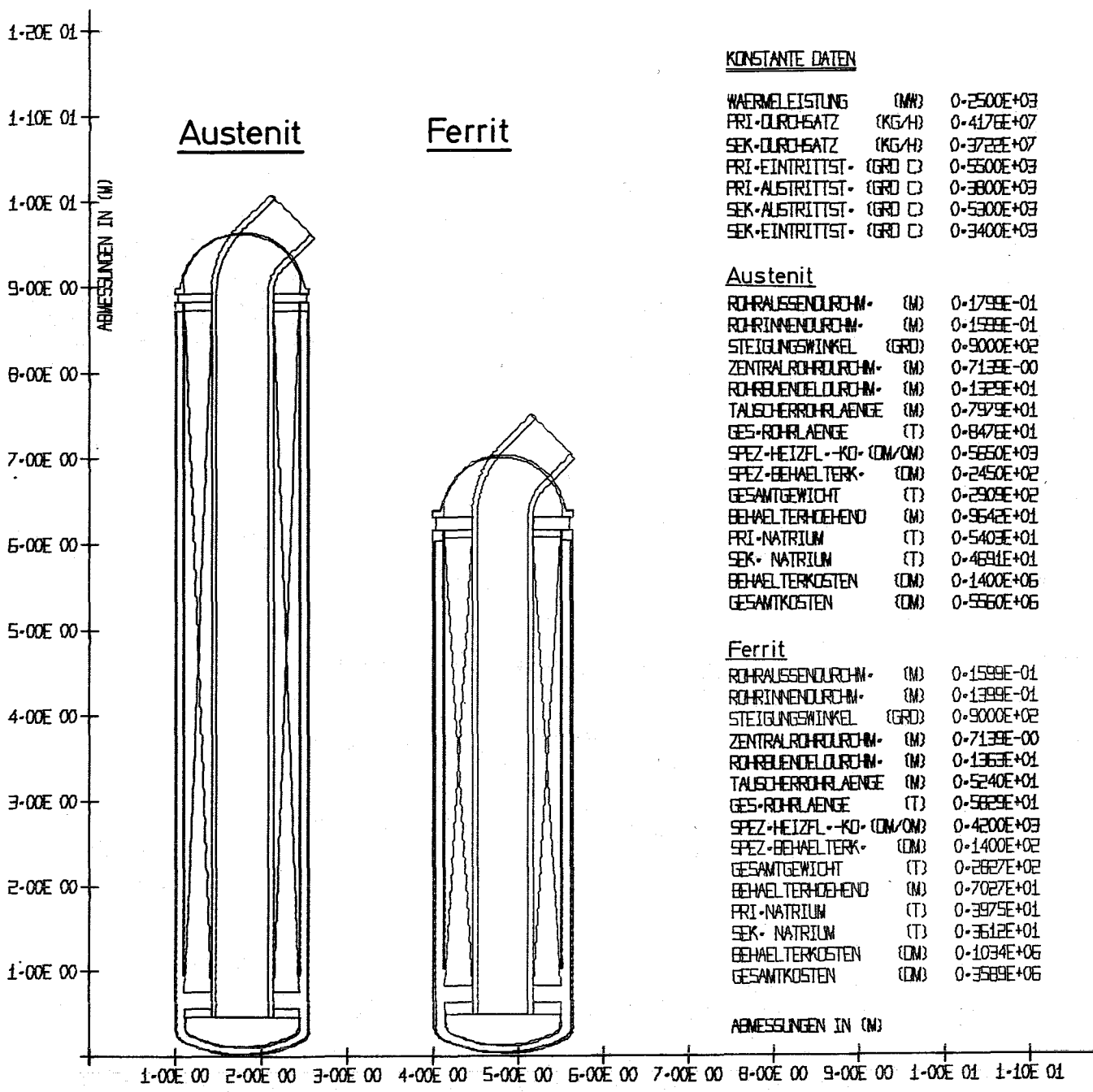


Abb.6 Gegenüberstellung der ferritischen und der austenitischen Ausführung

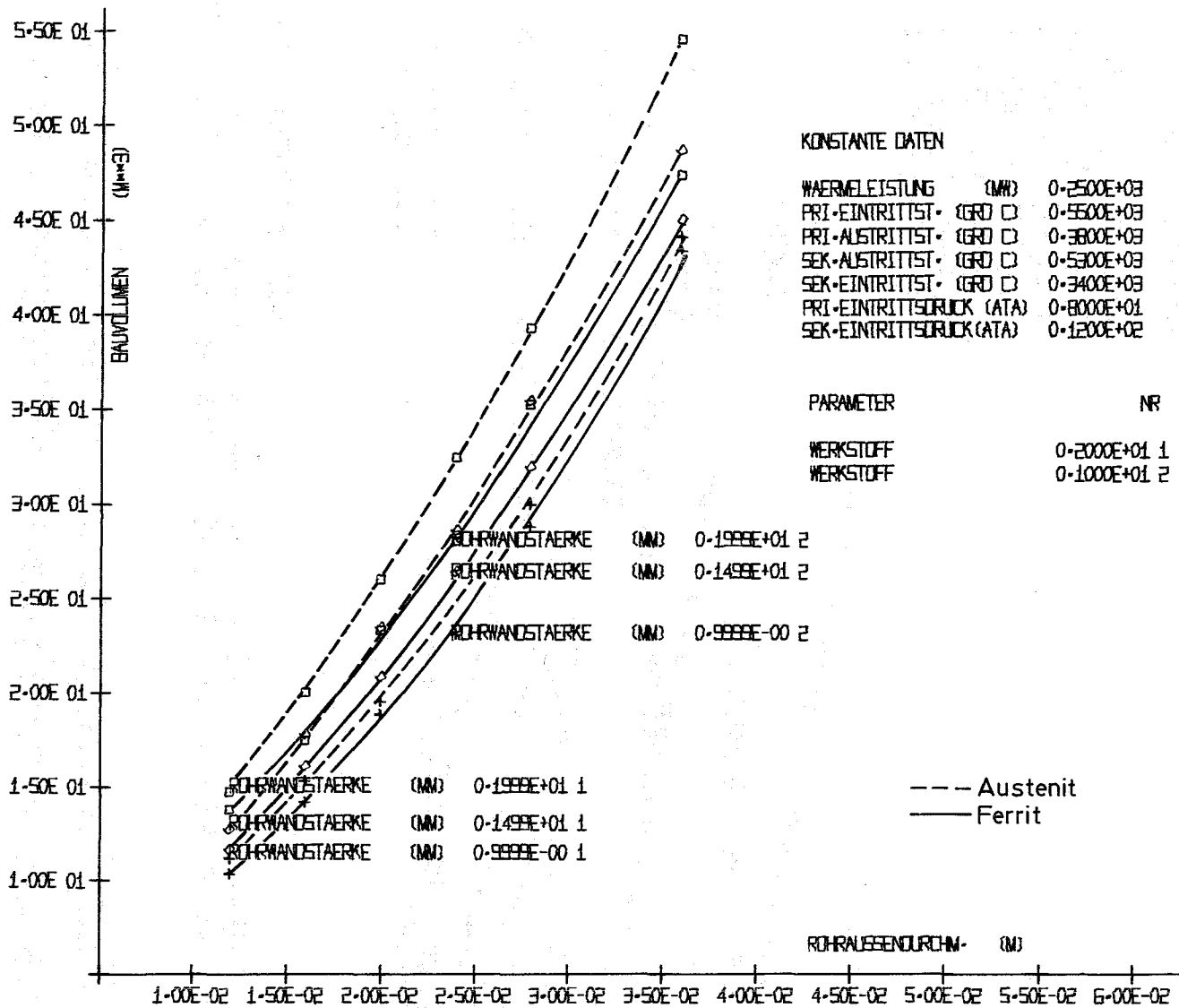


Abb. 7 Verlauf des Bauvolumens als Funktion des Rohraußendurchmessers bei verschiedenen Rohrwandstärken

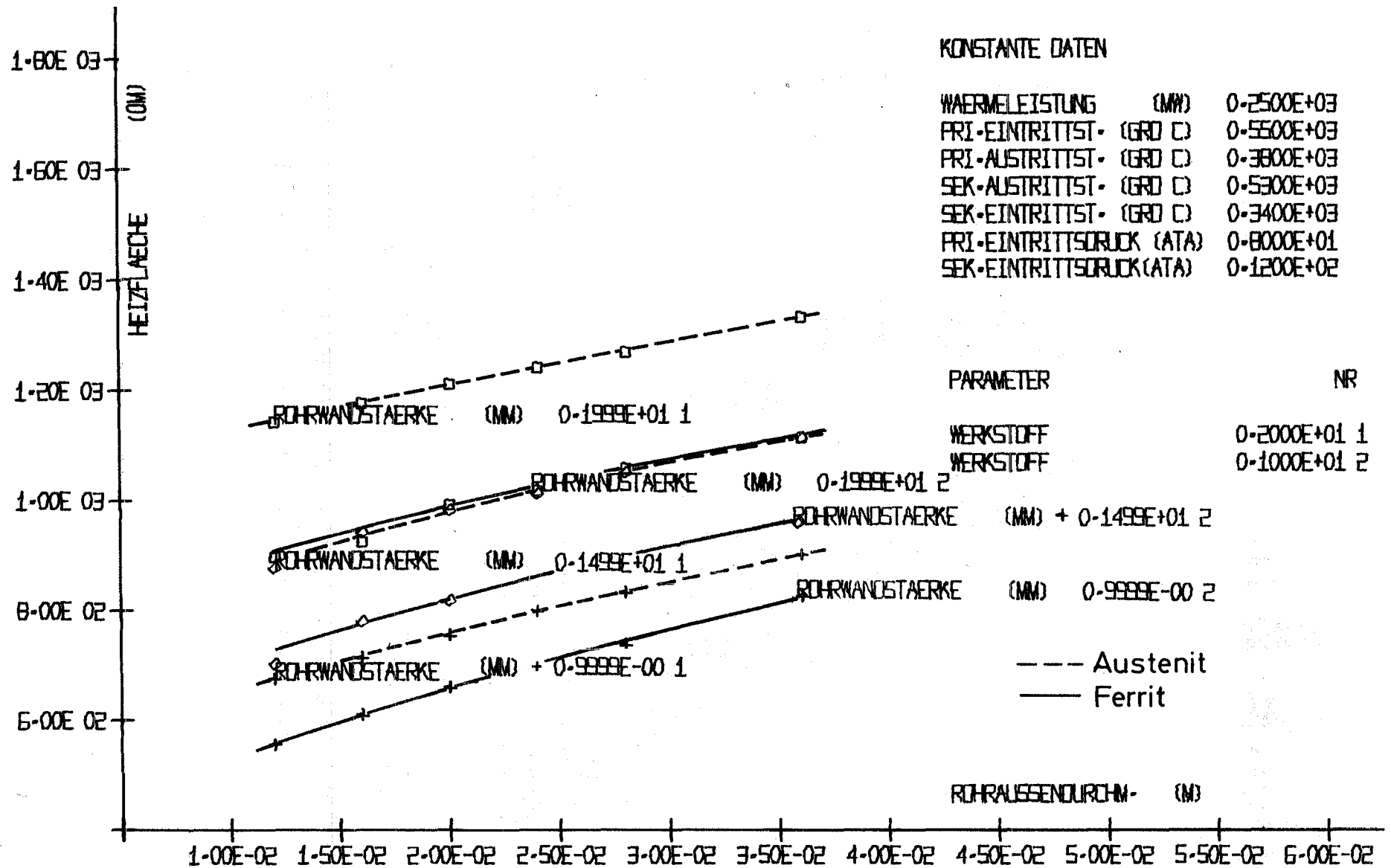


Abb. 8 Verlauf der Heizflächengröße als Funktion des Rohraußendurchmessers bei verschiedenen Rohrwandstärken

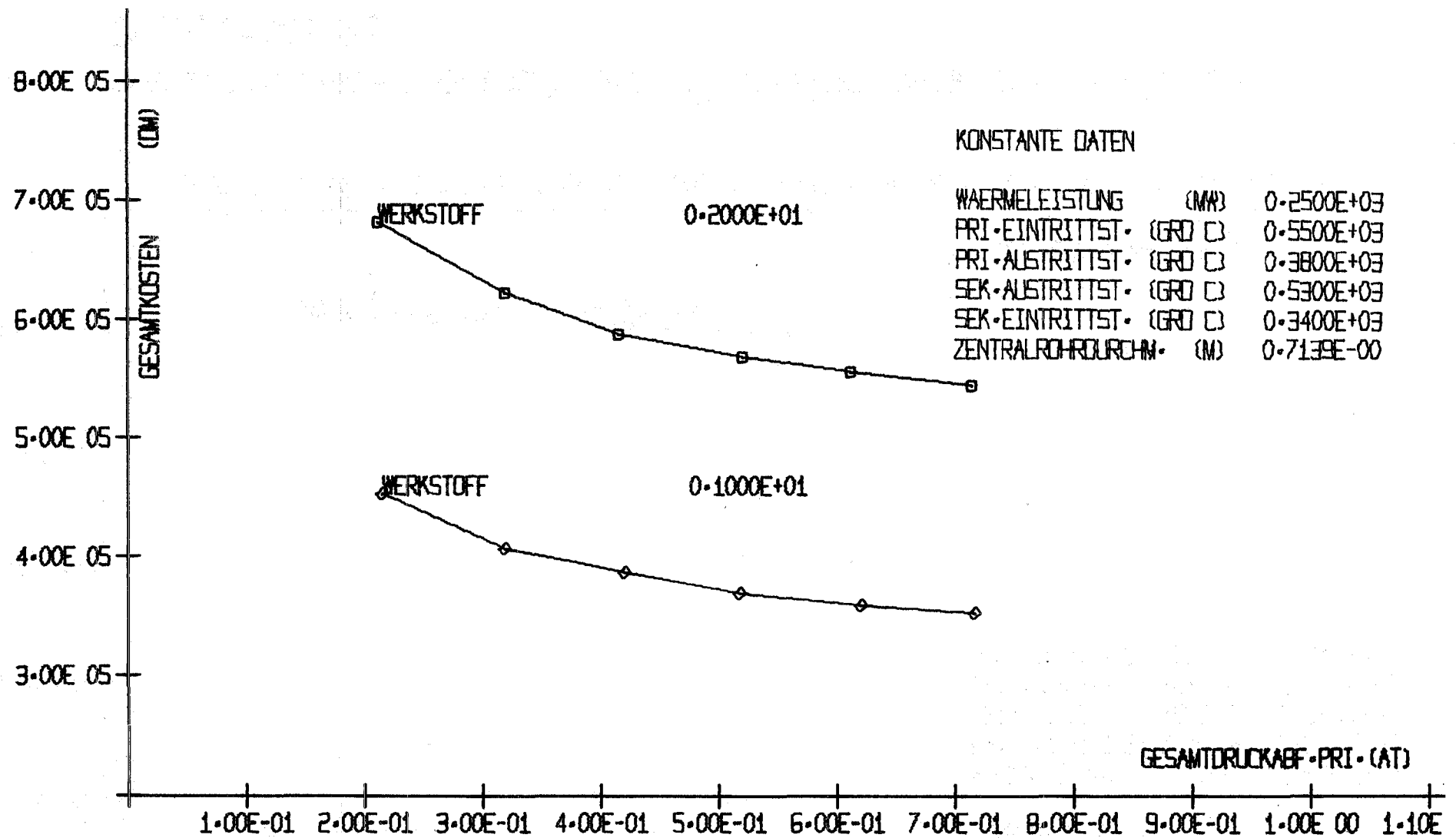


Abb.9 Gesamtkostenverlauf als Funktion des primären Druckabfalls

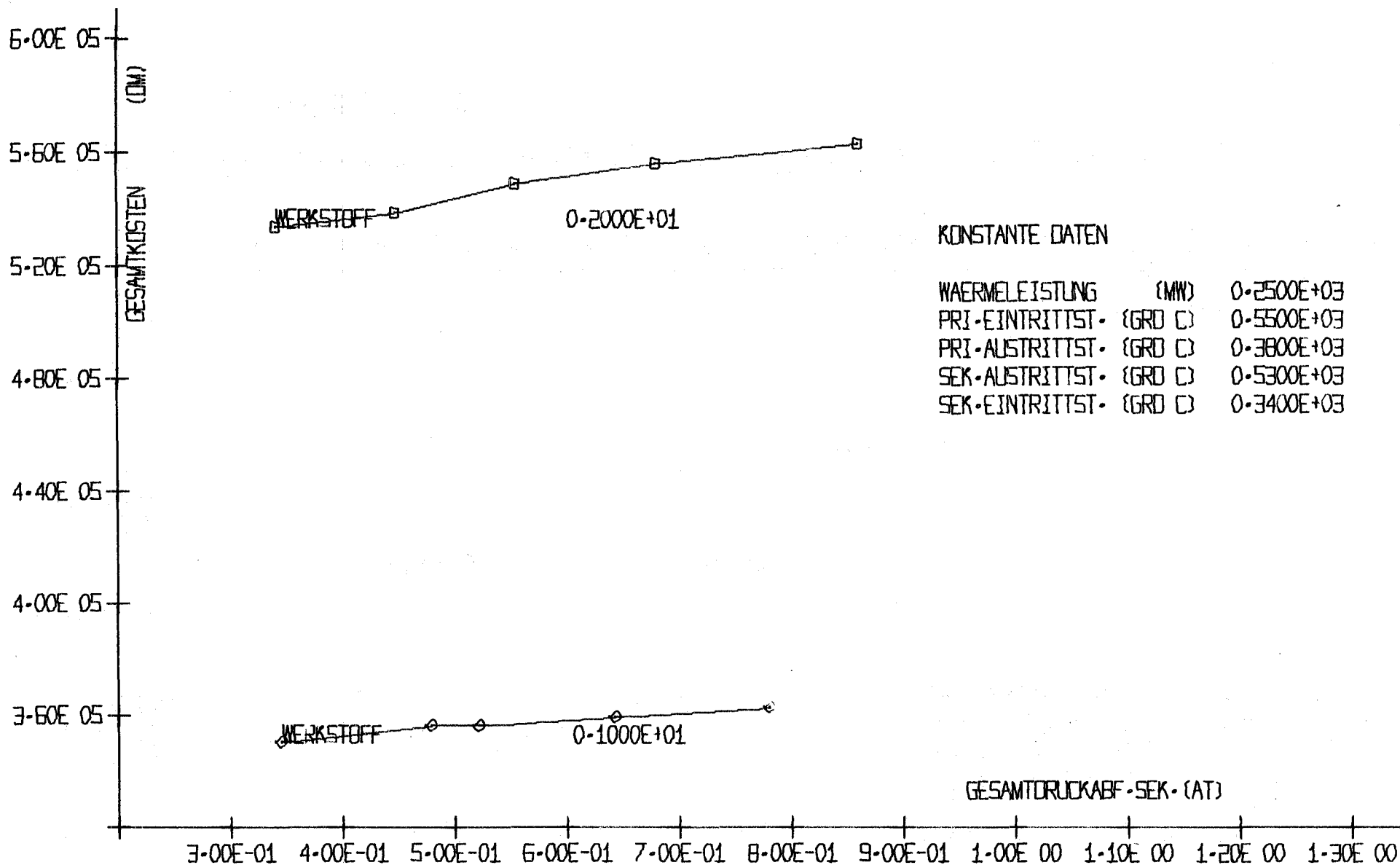


Abb.10 Gesamtkostenverlauf als Funktion des sekundären Druckabfalls

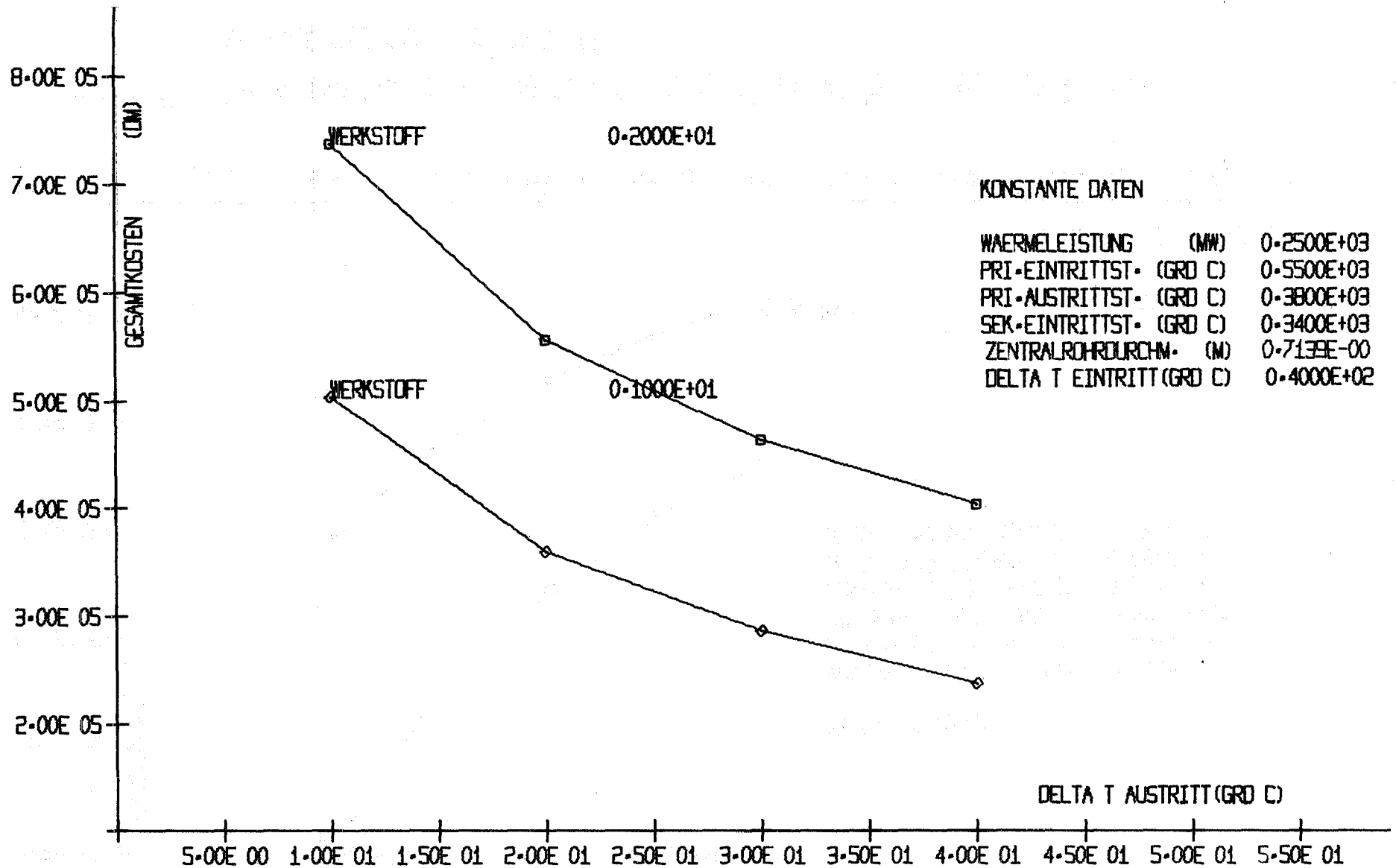


Abb.11 Gesamtkostenverlauf als Funktion des ΔT am sekundären Austritt

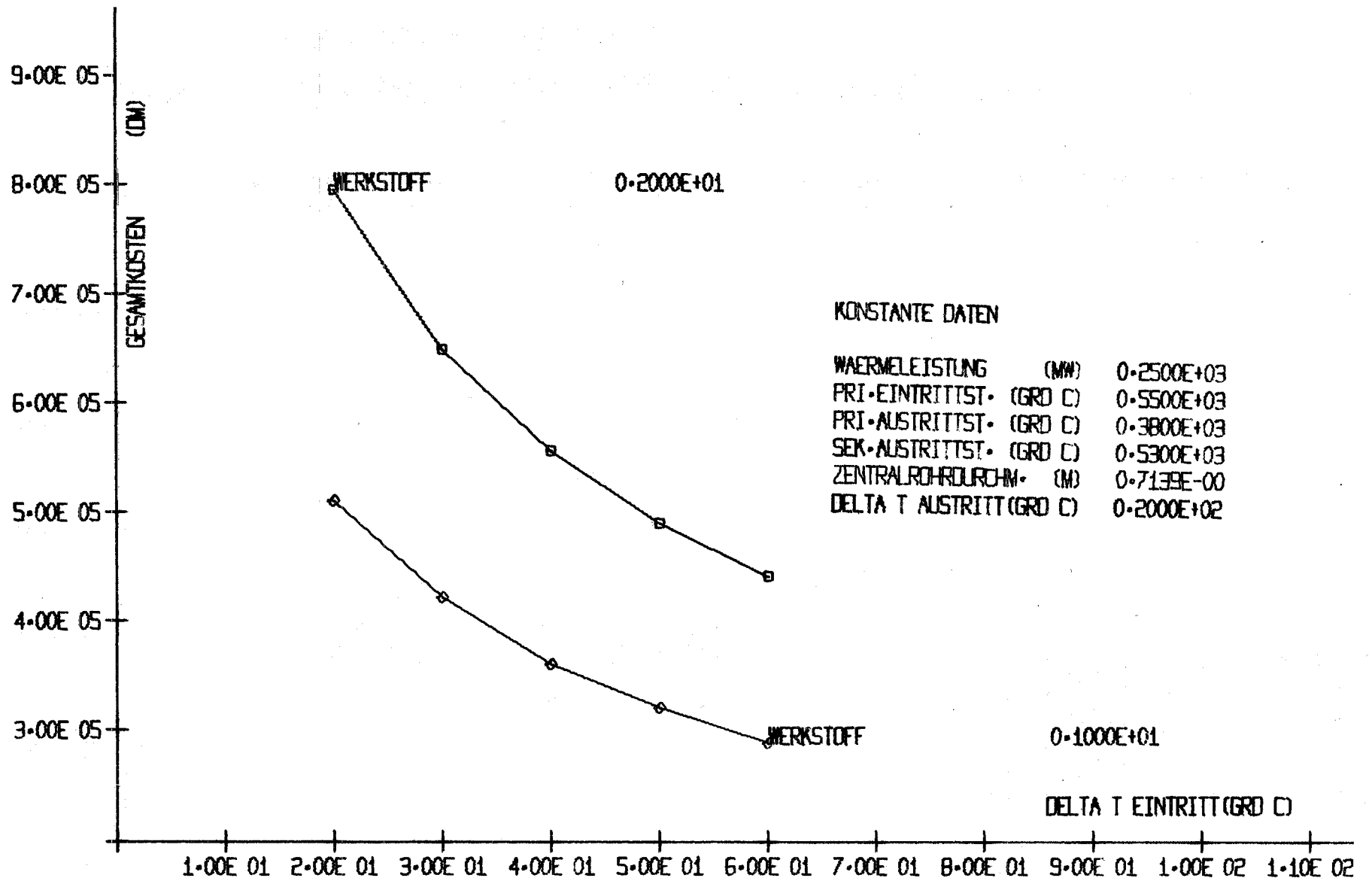


Abb.12 Gesamtkostenverlauf als Funktion des ΔT am sekundären Eintritt